

Ишметьев Е.Н.¹, Чистяков Д.В.¹, Панов А.Н.¹, Бодров Е.Э.²¹ЗАО «КонсОМ СКС»²ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ИЗМЕРЕНИЯ ЗАЗОРОВ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

В работе предложена автоматизированная система измерения величины рабочего радиального зазора подшипника качения в процессе его эксплуатации. При эксплуатации узлов, подверженных воздействию трения, на их рабочих поверхностях протекают процессы изнашивания материала. В зависимости от величины прикладываемой к подшипнику нагрузки, скорости вращения внутреннего кольца, наличия смазки и абразивных частиц в ней, на поверхностях беговых дорожек и тел качения могут развиваться окислительное и абразивное изнашивание, усталостное выкрашивание, что приводит к ускоренному увеличению рабочего радиального зазора. Повышенное значение рабочего радиального зазора в процессе эксплуатации подшипника говорит об его износе. Пониженное значение рабочего радиального зазора также недопустимо, так как в этом случае может произойти заклинивание подшипника, что, в свою очередь, может привести к аварии и выходу дорогостоящего оборудования из строя. Из сказанного можно сделать вывод о том, что в ответственных узлах оборудования необходим постоянный мониторинг состояния подшипника, в том числе и величины его рабочего радиального зазора. В работе показана возможность автоматического измерения величины рабочего радиального зазора в подшипнике качения с помощью датчика вибрации, регистрирующего значения виброускорения, возникающего при вибрации внутреннего кольца подшипника, установленного на вращающийся вал. Расчет величины зазора производится программным путем после чтения по интерфейсу Ethernet значений измеренного виброускорения с устройств для анализа сигналов вибрации. Разработанная система при внедрении её в существующую систему вибродиагностики и мониторинга состояния промышленного объекта позволит повысить информативность диагностирования неисправностей подшипников качения как наиболее ответственного узла многих механизмов, используемых в промышленности.

Ключевые слова: радиальный зазор, измерение, автоматизированная система, мониторинг, вибродиагностика, рабочий зазор, подшипник качения, узел трения, поверхность качения, подшипниковая опора, виброускорение, виброперемещение.

ВВЕДЕНИЕ

При изготовлении подшипники качения имеют заданную величину осевого и радиального зазора, необходимую для его нормального функционирования. В зависимости от внешних условий, в которых находится подшипник, различают следующие три вида радиального зазора: начальный, посадочный и рабочий [1].

Начальным называется радиальный зазор в подшипнике до его установки на рабочее место. То есть это величина зазора, задаваемая при производстве подшипника и измеряемая при отсутствии нагрузки на него.

Посадочный зазор образуется после установки подшипника на его рабочее место. Отличие посадочного радиального зазора от начального связано с тем, что при установке подшипника на рабочее место, например в подшипниковую опору, внутренний диаметр наружного кольца уменьшается под действием внешних сжимающих сил со стороны опоры. А наружный диаметр внутреннего кольца увеличивается после его установки на вал под действием растягивающих сил со стороны вала. Действие описанных сил называется посадочным натягом. Под его воздействием в подшипнике либо остается некоторое значение радиального зазора, либо образуется натяг. Величина посадочного радиального зазора всегда меньше начального зазора.

Рабочий радиальный зазор возникает во время работы механизма, на который установлен подшипник, при установившемся температурном режиме, то есть когда все части механизма нагреются до своей рабочей температуры. Величина рабочего зазора может изме-

няться в процессе работы механизма как в большую, так и в меньшую сторону в связи с изменением температуры подшипникового узла. Кроме того, она может увеличиваться под действием приложенной к узлу нагрузки со стороны механизма.

При работе любых узлов трения на их рабочих поверхностях неизбежно протекают процессы изнашивания. В зависимости от нагрузки, скорости вращения, наличия смазочного материала и абразивных частиц в нём, на поверхностях беговых дорожек и тел качения могут развиваться окислительное и абразивное изнашивание, усталостное выкрашивание, приводящее к ускоренному увеличению зазоров.

Повышенное значение рабочего радиального зазора говорит об износе подшипника, что требует его замены. Пониженное значение радиального зазора также недопустимо, так как в этом случае может произойти заклинивание подшипника, что, в свою очередь, может привести к аварии и выходу дорогостоящего оборудования из строя.

Из сказанного можно сделать вывод о том, что в ответственных узлах оборудования необходим постоянный мониторинг состояния подшипника, в том числе и его радиального зазора. Исследованию вопросов динамики роторных машин с подшипниками качения посвящено множество работ [2–10].

МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ РАБОЧЕГО РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА

Для определения эксплуатационных качеств подшипников качения, используемых в опорах двигателей и механизмов металлургической промышленности, необходимо периодическое измерение их радиального зазора. Для этой цели чаще всего применяют специальные шупы известной толщины, ко-

торые помещают в область образования зазора. Осуществление данного измерения требует остановки оборудования, на котором установлен подшипник, поэтому измерение радиального зазора производится в процессе разборки при ремонте или плановом техническом обслуживании [1, 11, 12].

При использовании данного метода, как правило, измеряются значения зазора в двух взаимно перпендикулярных радиальных направлениях при условии постоянства углового положения внутреннего и внешнего колец в пространстве. После этого значение зазора рассчитывается как среднее арифметическое двух измеренных значений. Использование данного метода основано на допущении о том, что наружный диаметр внутреннего кольца подшипника одинаков во всех радиальных направлениях. То же самое должно выполняться и для внутреннего диаметра наружного подшипника.

Каждое из измерений представляет собой расстояние, на которое одно из колец может быть смещено относительно другого в радиальной плоскости подшипника от эксцентрически крайнего в диаметрально противоположное эксцентрически крайнее положение. На рис. 1 показан случай равномерного зазора во всех радиальных направлениях.

На рис. 1 серым цветом выделена область возможного перемещения внутреннего кольца подшипника в радиальной плоскости. Для наглядности эта область изображена преувеличенной в размере.

На рис. 2 приведены три варианта радиального смещения внутреннего кольца относительно внешнего. Черными прямоугольниками обозначены места установки пьезоэлектрических датчиков виброускорения (датчики вибрации). На рис. 2, а показан посадочный радиальный зазор, который соответствует случаю, когда подшипник установлен на посадочное место и находится в состоянии покоя (частота вращения механизма равна нулю). Смещение внутреннего кольца в нижнее положение при этом возникает от действия силы тяжести на вал механизма, на который установлено это кольцо.

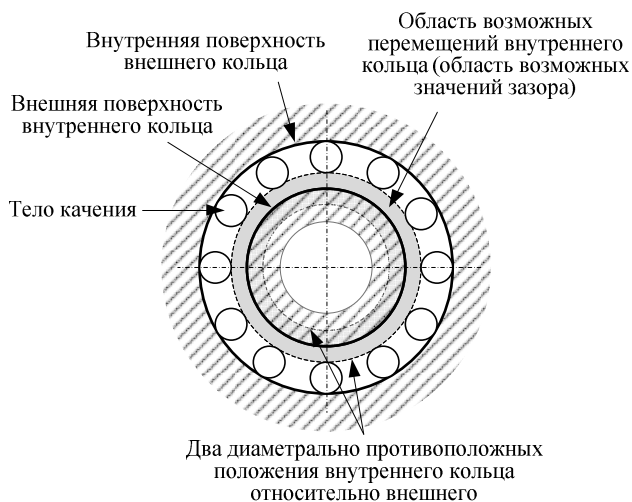


Рис. 1. Область смещений внутреннего кольца подшипника относительно внешнего в радиальной плоскости

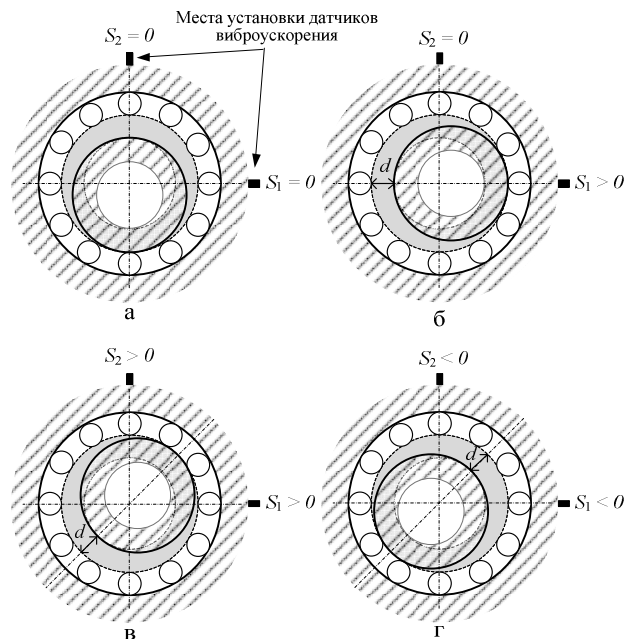


Рис. 2. Различные варианты смещения кольца

На рис. 2, б показан один из частных случаев возможного максимального смещения внутреннего кольца подшипника качения относительно внешнего. При этом значение виброперемещения, соответствующее величине виброускорения, измеренного первым датчиком вибрации, установленным горизонтально на подшипниковой опоре, будет иметь положительный знак и максимально возможное значение $S_1 = S_{1,max}$. Вследствие того, что величины смещения очень малы по сравнению с диаметром внутреннего кольца, показания второго датчика вибрации, установленного вертикально на подшипниковой опоре, можно принять равными нулю. При этом величина зазора d будет равна величине виброперемещения $S_{1,max}$, измеренного первым датчиком вибрации:

$$d = |S_{1,max}|. \quad (1)$$

Модуль в выражении (1) означает, что для вычисления радиального зазора знак виброперемещения не имеет значения.

На рис. 2, в, г показаны два других возможных частных случая максимального смещения внутреннего кольца, при которых датчиками вибрации будут зарегистрированы значения виброперемещения одинаковых знаков. Для обоих этих случаев зазор будет одинаков и не будет зависеть от знака виброперемещения. Из этого наблюдения можно сделать вывод о том, что знак виброперемещения не имеет значения и при расчетах необходимо брать по модулю величину смещения, зафиксированную датчиком вибрации. В рассматриваемых двух случаях, так же как и в предыдущем варианте, величина зазора будет равна $|S_{1,max}|$. Кроме того, из геометрии известно, что она будет равна модулю вектора, имеющего координаты S_1 по оси абсцисс и S_2 по оси ординат:

$$d = \sqrt{S_1^2 + S_2^2}. \quad (2)$$

Уравнение (1) является частным случаем уравнения (2). Выше были рассмотрены крайние варианты измерения виброперемещения, при которых значение величины зазора будет максимальным. Во всех остальных промежуточных случаях зазор также может быть рассчитан по выражению (2).

Учитывая тот факт, что за один полный оборот вала внешняя поверхность внутреннего кольца полностью проходит под каждым датчиком вибрации, можно сделать вывод о том, что любые значения виброперемещения сначала измеряются одним датчиком вибрации, а через четверть оборота те же самые значения измеряются вторым датчиком вибрации. Отсюда следует, что для измерения величины зазора достаточно одного датчика вибрации. В этом случае расчет величины радиального зазора следует производить по выражению (1).

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Для проверки приведенных выше математических выкладок были проведены экспериментальные замеры величины виброускорения на подшипнике 3532, установленном на опоре электродвигателя скиповой лебедки доменной печи № 8 доменного цеха ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» (ОАО «ММК»).

Этот подшипник является двухрядным роликовым сферическим радиальным самоустанавливающимся подшипником. Его технические характеристики приведены в табл. 1.

Подшипники данного типа предназначены для восприятия тяжелой радиальной нагрузки и устанавливаются в особо ответственных узлах. Поэтому мониторинг величины радиального зазора для таких подшипников является важной задачей.

На оборудовании скиповой лебедки установлена стационарная система вибромониторинга и диагностики, которая в режиме реального времени контролирует состояние всех подшипников системы, а также редукторов, валов и электродвигателей. Система была разработана и внедрена при непосредственном участии авторов.

Система реализована на оборудовании фирмы ifm electronics с использованием датчиков вибрации VSA001 вместе с устройствами для анализа сигналов вибрации (контроллеров) VSE002.

Таблица 1

Технические характеристики подшипника 3532

Параметр	Значение
Внутренний диаметр, мм	160
Наружный диаметр, мм	290
Ширина, мм	80
Масса, кг	23,1
Количество роликов в подшипнике, шт.	36
Размеры ролика	34×29,198
Грузоподъемность динамическая, кН	863
Грузоподъемность статическая, кН	1270
Максимальная номинальная частота вращения, об/мин	1400

Анализу был подвергнут сигнал с датчика вибрации, установленного на опоре правого электрического двигателя скиповой лебедки. Используемый датчик производит измерения виброускорения с разрешением 20 кило-семплов в секунду. Во время установившегося режима работы скиповой лебедки было произведено считывание показаний датчика в течение 10 с. Таким образом, было получено около 200 тыс значений виброускорения.

Электродвигатель, на котором установлен исследуемый подшипник, вращается с постоянной угловой частотой вращения, равной 525 об/мин, что составляет 8,75 Гц. При этом время, за которое вал двигателя совершает один полный оборот, – примерно 0,114 с. За это время датчик измеряет 2285 значений виброускорения.

На рис. 3 приведен график временного сигнала виброускорения, полученный с датчика вибрации за время одного полного оборота вала двигателя.

Значения виброускорения, полученные с датчика вибрации, находятся в диапазоне от $-21,04$ до $+23,38$ мм/с².

Имея временной сигнал виброускорения, для того чтобы получить из него временной сигнал виброперемещения, необходимо его два раза проинтегрировать [1, 13–15]. Однако ввиду того, что при интегрировании неизвестна постоянная составляющая сигнала, невозможно получить величину зазора (представляющего собой постоянное смещение) путем интегрирования сигнала виброускорения.

Исходя из сказанного, значение зазора следует рассчитывать другим способом. Известны формулы пересчета виброускорения в виброскорость и виброперемещение при упрощающем предположении о том, что в сигнале присутствует гармоника только одной частоты [1]. В данном случае можно воспользоваться этими формулами, а в качестве частоты при расчетах использовать частоту вращения вала.

Таким образом, величину зазора d можно рассчитать по следующей зависимости:

$$d = \frac{a(\text{мм} / \text{с}^2) \cdot 1000(\text{мкм} / \text{мм})}{(f_0(1/\text{с}))^2}, \quad (3)$$

где a – виброускорение (мм/с²), f_0 – угловая частота вращения вала (Гц).

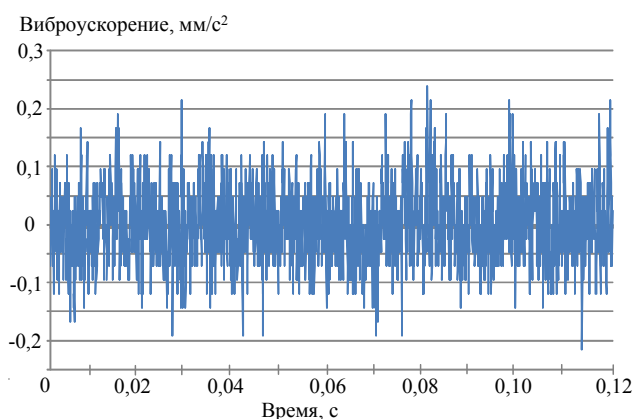


Рис. 3. График временного сигнала виброускорения за один оборот вала двигателя

Коэффициент 1000 в формуле (3) необходим для перевода единиц измерения из миллиметров в микрометры для удобства восприятия величины зазора из-за ее малости.

При пересчете по формуле (3) величин виброускорения, полученных с датчика вибрации в соответствующие им значения виброперемещения, которые характеризуют зазор в подшипнике, получили значения от $-274,8$ до $+305,4$ мкм.

Для того чтобы оценить величину рабочего радиального зазора, необходимо выбрать из полученных значений большее по модулю. Таким образом, измеренный с помощью датчика вибрации радиальный зазор подшипника 3532 составил $305,4$ мкм.

Из справочных данных можно найти, что для роликового подшипника, имеющего внутренний диаметр 160 мм, допустимое значение радиального зазора должно находиться в пределах от 45 до 350 мкм [16, 17]. Измеренное значение рабочего радиального зазора находится в пределах данного диапазона.

Для увеличения точности измерения радиального зазора в автоматическом режиме необходимо измерить его величину за несколько оборотов вала двигателя и найти среднееарифметическое значение. В табл. 2 представлены результаты расчета радиального зазора для 10 оборотов вала электродвигателя.

Среднее значение рабочего радиального зазора составило 287 мкм. Это говорит о нормальной работе подшипника. По полученному значению радиального зазора в подшипнике качения наряду с регистрацией других дефектов подшипника, таких как трещины и сколы на внутреннем и наружном кольцах, телах качения, повреждение сепаратора и других, можно судить о состоянии подшипникового узла.

Заключение

В работе была доказана возможность измерения рабочего радиального зазора подшипника качения в автоматическом режиме с помощью стационарной системы вибродиагностики и мониторинга. На многих агрегатах металлургического производства устанавливают стационарные системы мониторинга, которые

позволяют определить кроме общего вибрационного состояния оборудования конкретные дефекты подшипников качения, скольжения, дефекты электромеханической системы электродвигателей, дисбаланс и несоосность валов и другие дефекты. Результаты исследования показывают возможность дополнения стационарной системы мониторинга автоматической системой измерения рабочего радиального зазора в подшипнике качения без существенных материальных и технических вложений. Предполагается внедрение результатов проведенных исследований в систему автоматического вибромониторинга и диагностики основного оборудования скиповой лебедки доменной печи № 8 доменного цеха ОАО «ММК».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Неразрушающий контроль: справочник. В 7 т. / под ред. В.В. Клюева. Т. 7, кн. 2. М.: Машиностроение, 2005. 829 с.
2. M. Byrtus, J. Sobra, M. Krizek, T. Kavalir, V. Kindl, K. Hruska. Dynamic load of induction machine due to rotor's eccentricity and bearing clearance. 18th European Conference on Power Electronics and Applications, 2016, doi: 10.1109/EPE.2016.7695684.
3. R. Mistry ; B. Finley ; S. Kreitzer ; R. Queen. Influencing factors on motor vibration & rotor critical speed in design, test and field applications. Petroleum and Chemical Industry Technical Conference, 2014, doi: 10.1109/PCIcon.2014.6961887.
4. Санинский В.А., Худяков К.В., Смирнова Е.Н. Способ сборки подшипников качения // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2016. № 8 (187). С. 49–52.
5. Бойназаров Г.Г. Влияние эксплуатационных параметров на долговечность подшипниковых опор буровых станков // Science Time. 2016. № 8 (32). С. 33–38.
6. Копытов С.М., Космынин А.В., Ульянов А.В. Способ измерения рабочего зазора бесконтактных подшипников // Современные наукометрические технологии. 2013. № 3. С. 40–42.
7. Юркевич В.В. Изменение траектории оси вала от натяга в подшипниках качения // СТИН. 2014. № 6. С. 11–13.
8. Орлов А.В. Вибрация в радиальном роликовом подшипнике, вызываемая износом // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2013. № 4. С. 63–69.
9. Леонтьев М.К., Снеткова Е.И., Дегтярев С.А. Динамика неуравновешенного ротора на роликовом подшипнике // Вестник Московского авиационного института. 2013. Т. 20. № 1. С. 95–105.
10. Ishmetyev E.N., Logunova O.S., Panov A.N., Cistyakov D.V., Bodrov E.E. Stationary automatic vibration control and analysis systems: application experience. Journal of Computational and Engineering Mathematics, 2017, vol.4, no. 1, pp. 3–15.
11. Пат. 2432560 Российская Федерация, МПК G01M 13/04. Способ диагностики радиального зазора в шарикоподшипниках / Красев В.А., Ножницкий Ю.А., Петров Н.И.; заявитель Феде-

Таблица 2
Вычисление среднего арифметического значения
рабочего радиального зазора
для 10 оборотов вала электродвигателя

Номер оборота вала	Максимальное отрицательное виброперемещение, мкм	Максимальное положительное виброперемещение, мкм	Радиальный зазор, мкм
1	-274,82	305,41	305,41
2	-244,35	274,82	274,82
3	-274,82	274,82	274,82
4	-305,41	274,82	305,41
5	-244,35	244,35	244,35
6	-213,76	244,35	244,35
7	-244,35	274,82	274,82
8	-336	244,35	336
9	-274,82	274,82	274,82
10	-244,35	336	336
Среднее значение радиального зазора, мкм			287,08

- ральное государственное унитарное предприятие «Центральный институт авиационного моторостроения им П.И. Баронова». № 2010128329/28; заявл. 09.07.2010; опублик. 27.10.2011.
12. Пат. 1723479 СССР, МПК G01M 13/04. Способ определения радиального зазора в подшипнике качения / Фельдман В.Д.; заявитель Научно-производственное объединение «Индикатор». № 4680685/27; заявл. 16.01.89; опублик. 30.03.92.
 13. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: учеб. пособие. СПб.: СПбГМТУ, 2004. 156 с.
 14. Волков В.М. Метрология, стандартизация и сертификация. Ч. 3: конспект лекций. Омск: Омский гос. ун-т путей сообщения, 2009. 69 с.
 15. Adams M.L. Rotating Machinery Vibration: From Analysis to Troubleshooting. 2nd edition. CRC Press, Taylor & Francis Group, 2010. 476 p.
 16. ГОСТ 24810-81 (СТ СЭВ 775-77). Подшипники качения. Зазоры. М.: Изд-во стандартов, 1993. 23 с.
 17. ГОСТ 24810-2013. Подшипники качения. Внутренние зазоры. М.: Стандартинформ, 2014. 20 с.

Поступила в редакцию 24 апреля 2017 г.

INFORMATION IN ENGLISH

AUTOMATED SYSTEM FOR ROLLING CONTACT BEARINGS CLEARANCE MEASUREMENT

Evgeniy N. Ishmetyev

D.Sc. (Eng.), Director of Strategic Development, CJSC "KonsOM SKS", Magnitogorsk, Russia.

Dmitry V. Chistyakov

Ph.D. in Social Sciences, Executive Director, CJSC "KonsOM SKS", Magnitogorsk, Russia.

Alexander N. Panov

Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Innovation, CJSC "KonsOM SKS", Magnitogorsk, Russia.

Evgeny E. Bodrov

Ph.D. (Eng.), Associate Professor of the Electronics and Microelectronics Department, Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia.

This paper offers an automated system for measuring the operating radial clearance in a rolling contact bearing under load. During exploitation of units working under friction, erosion processes take place on the working surfaces of those units. Depending on values of the load applied to the bearing, inner race rotation velocity, presence of lubricant and abrasive particles in it, oxidative, abrasive or fatigue erosion can develop on the surfaces of rolling tracks and rolls themselves that can lead to rapid increase in the operating radial clearance. High value of the operating radial clearance during bearing exploitation means that erosion process is taking place. On the other hand, small value of the operating radial clearance is also not permissible because it can lead to wedging of the bearing, and that in turn can lead to an accident and damage of expensive equipment. Thus, one can draw a conclusion that in critical units of industrial equipment there is a need in constant monitoring of the bearing condition including their operating radial clearances. The paper shows that an automated system for measuring the operating radial clearance in a rolling contact bearing can be developed using a vibration sensor that registers vibration acceleration caused by vibration in the inner race of the bearing installed on the rotating shaft. Calculation of the operating radial clearance value is done by the program after it read the values of measured vibration acceleration from vibration signal analysis devices via Ethernet. The developed system can be integrated into the existing vibration analysis and condition monitoring systems for industrial objects thus increasing the quantity of diagnostic information about condition of rolling contact bearing as the most critical unit in many industrial mechanisms.

Keywords: Radial clearance, measurement, automated system, monitoring, vibration analysis, working clearance, rolling

contact bearing, friction unit, rolling surface, bearing support, vibration acceleration, vibration displacement.

REFERENCES

1. *Nerazrushajushij kontrol* [Nondestructive Inspection]. Ed. V.V. Kluev, vol. 7, book 2. Moscow, Mechanical Engineering Publ., 2005. 829 p. (In Russian)
2. M. Byrtus, J. Sobra, M. Krizek, T. Kavalir, V. Kindl, K. Hruska. Dynamic load of induction machine due to rotor's eccentricity and bearing clearance. 18th European Conference on Power Electronics and Applications, 2016, doi: 10.1109/EPE.2016.7695684.
3. R. Mistry ; B. Finley ; S. Kreitzer ; R. Queen. Influencing factors on motor vibration & rotor critical speed in design, test and field applications. Petroleum and Chemical Industry Technical Conference, 2014, doi: 10.1109/PCIcon.2014.6961887.
4. Saninskij V.A., Hudjakov K.V., Smirnova E.N. Method of assembling a rolling bearing. *Izvestija Volgogradskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta* [Proceedings of VSTU], 2016. no. 8 (187), pp. 49–52. (In Russian)
5. Bojnazarov G.G. The influence of operational parameters on the durability of bearings of drilling rigs. *Science Time*, 2016, no. 8(32), pp. 33–38. (In Russian)
6. Kopytov S.M., Kosmynin A.V., Ulyanov A.V. The method of measuring the working clearance of contactless bearings. *Sovremennye naukoemicheskie tehnologii* [Modern Scientific Technology], 2013, no. 3, pp. 40–42. (In Russian)
7. Jurkevich V.V. The change in the trajectory of the shaft axis due to preload in rolling contact bearings. *STIN* [Russian Engineering Research], 2014, no. 6, pp. 11–13. (In Russian)
8. Orlov A.V. Vibration in the radial roller bearing due to wear out]. *Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin* [Journal of Machinery Manufacture and Reliability], 2013, no. 4, pp. 63–69. (In Russian)

9. Leontyev M.K., Snetkova E.I., Degtjarev S.A. Dinamika neuravnovesennogo rotora na rolikovom podshipnike [Dynamics of unbalanced rotor on a roller bearing]. *Vestnik Moskovskogo aviacionnogo instituta* [Vestnik of Moscow aeronautic institute], 2013. vol. 20. no. 1. pp. 95–105. (In Russian)
10. Ishmetyev E.N., Logunova O.S., Panov A.N., Cistyakov D.V., Bodrov E.E. Stationary automatic vibration control and analysis systems: application experience. *Journal of Computational and Engineering Mathematics*, 2017, vol.4, no. 1, pp. 3–15.
11. Krasev V.A., Nozhnickij Ju.A., Petrov N.I. *Sposob diagnostiki radialnogo zavora v sharikopodshipnikah* [A method of diagnosing radial clearance in ball bearings]. Patent RF, no. 2432560, 2011.
12. Feldman V.D. *Sposob opredelenija radialnogo zavora v podshipnike kachenija* [A method of determining radial clearance in a bearing]. Patent USSR, no. 1723479, 1992.
13. Barkov A.V., Barkova N.A. *Vibracionnaja diagnostika mashin i oborudovanija. Analiz vibracii* [Vibration diagnostics of machines and equipment. Vibration analysis]. St. Petersburg, Spbgmtu Publ., 2004. 156 p. (In Russian)
14. Volkov V.M. *Metrologija, standartizacija i sertifikacija. Chast 3: konspekt lekcij* [Metrology, standardization and certification. Part 3: lecture notes]. Omsk, Omsk State Transport University Publ., 2009. 69 p. (In Russian)
15. Adams M.L. *Rotating Machinery Vibration: From Analysis to Troubleshooting*. 2nd edition. CRC Press, Taylor & Francis Group, 2010. 476 p.
16. GOST 24810-81. The rolling bearings. Clearances. Moscow, Izdatelstvo Standartov Publ., 1993. 23 p. (In Russian)
17. GOST 24810-2013. Rolling bearings. Internal Clearances. Moscow, Standartinform Publ., 2014. 20 c. (In Russian)

Автоматизированная система измерения зазоров в подшипниках качения / Ишметьев Е.Н., Чистяков Д.В., Панов А.Н., Бодров Е.Э. // *Электротехнические системы и комплексы*. 2017. № 2 (35). С. 61–66. [https://doi.org/10.18503/2311-8318-2017-2\(35\)-61-66](https://doi.org/10.18503/2311-8318-2017-2(35)-61-66)

Ishmetyev E.N., Chistyakov D.V., Panov A.N., Bodrov E.E. Automated System for Rolling Contact Bearings Clearance Measurement. *Elektrotekhnicheskie sistemy i komplekсы* [Electrotechnical Systems and Complexes], 2017, no. 2 (35), pp. 61–66. (In Russian). [https://doi.org/10.18503/2311-8318-2017-2\(35\)-61-66](https://doi.org/10.18503/2311-8318-2017-2(35)-61-66)