

УДК 621.822.6

ВЛИЯНИЕ УГЛА КАЧЕНИЯ НА РЕСУРС ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Р.С. Городецкий

Приводится расчётное исследование влияния угла качания γ при местном и циркуляционном нагружении на ресурс шариковых радиальных подшипников, работающих в качательном режиме. Влияние угла качания на ресурс отражено в виде полученных значений специального коэффициента $K=N_{кач}/N_{вр}$, представляющего собой отношение числа качаний, которые способен выдержать металл дорожки качения внутреннего кольца подшипника до разрушения, к числу оборотов, которые он способен выдержать при вращении. Расчёт построен на основе общеизвестных формул работы подшипников качения, теории контактной усталости с использованием кривой усталости стали ШХ15. Влияние смазки не учитывалось. Выполнено сравнение циклов контактных напряжений, воспринимаемых дорожкой качения внутреннего кольца подшипника при вращении и качании, с точки зрения их «опасности» для металла подшипника. Приведены рассчитанные значения коэффициента K для шариковых радиальных подшипников разных размеров для трёх значений углов качания.

Ключевые слова: качательный режим работы подшипника, усталостный износ, контактное напряжение.

Введение

В условиях качательного движения работает значительная часть подшипников качения в различных отраслях техники – в тяжёлом машиностроении, станкостроении, транспортном машиностроении, в системах ручного и автоматического управления, а также в различных измерительных приборах и датчиках. В таких устройствах имеется вал или ось, совершающие вращение вокруг своей продольной оси на угол менее $\pm 180^\circ$.

Многие авторы [1 – 3] отмечают специфические особенности работы подшипников качения в качательном режиме, уменьшающие их ресурс по сравнению с ресурсом, достигнутым при вращении. Данные специфические особенности можно условно разделить на две группы:

– особенности, связанные со спецификой возникновения контактной усталости материала деталей подшипника (интенсивная раскатка жёлоба, часто с образованием точек «ложного бриннелирования»);

– особенности, связанные с работой и состоянием смазки (интенсивный отгон смазки из зоны контакта).

Перечисленные особенности приводят к неточностям в расчёте ресурса подшипников качения в качательном режиме по общеизвестным формулам.

В данной статье рассмотрим особенности, связанные только со спецификой возникновения контактной усталости.

В результате действия радиальной нагрузки F , тела качения прижимаются к поверхностям внешней и внутренней дорожки качения силами реакции опоры. В металле дорожек и тел качения возникают контактные напряжения сжатия. Совокуп-

ность всех воспринимаемых металлом контактных напряжений за один период называется циклом напряжений.

Ресурс подшипников качения ограничен числом циклов напряжений N , которые способен выдержать металл деталей подшипников до появления признаков усталостного износа. В связи с тем, что усталостный износ жёлоба внутреннего кольца при нормальной эксплуатации подшипника наступает раньше износа других деталей, можно считать, что ресурс подшипников качения ограничен числом циклов напряжений N , которые способен выдержать металл дорожки качения внутреннего кольца.

Для подшипника, работающего при вращении, один цикл (период) напряжений, воспринимаемый металлом внутреннего кольца, равен одному обороту внутреннего кольца, так как при следующем обороте металл дорожки воспримет те же самые внутренние напряжения. При качании внутреннего кольца один цикл соответствует одному периоду качания. Таким образом, ресурс L , выраженный в часах работы при вращении и качании, можно выразить через число циклов напряжений следующей формулой:

$$\text{при вращении} \quad L_{вр} = \frac{N_{вр}}{60 n}, \quad (1)$$

$$\text{при качании:} \quad L_{кач} = \frac{N_{кач}}{3600 f}, \quad (2)$$

где n – скорость вращения внутреннего кольца подшипника, об/мин; f – частота качаний, Гц.

Циклы напряжений

Рассмотрим циклы напряжений, воспринимаемые металлом дорожки качения подшипника, работающего при вращении и при качании при двух видах нагружения – циркуляционном, когда внешняя нагрузка, радиальная сила F , приложена к внутреннему кольцу подшипника и вращается вместе с ним, и местном, когда сила F приложена к внутреннему кольцу, но имеет постоянное направление действия.

На рис. 1 представлены циклы напряжений при местном (слева) и циркуляционном (справа) нагружении, воспринимаемом малым объёмом металла «а», который является частью поверхности дорожки качения внутреннего кольца подшипника. Внутреннее кольцо вращается (качается), внешнее кольцо неподвижно. Каждый цикл напряжения из общего числа циклов N представляет собой один оборот внутреннего кольца подшипника или один период качания γ . Каждый цикл состоит из определённого количества пиков напряжений σ_i . В процессе работы подшипника объём «а» переходит из зоны контакта с шаром 1 (рис. 2) в контакт с другими, поочерёдно расположенными шарами. При этом объём «а» будет воспринимать периодически возникающие пики напряжения сжатия в те моменты, когда находится в контакте с телами качения.

При местном нагружении, при контакте объёма «а» с первым шаром, в нём возникают наибольшие контактные напряжения сжатия σ_1 . В процессе дальнейшего вращения внутреннего кольца подшипника объём «а» сначала полностью разгружается, затем, приближаясь ко второму шару, испытывает второй пик напряжений σ_2 , но уже значительно меньший за счёт распределения нагрузки между телами качения. При дальнейшем вращении внутреннего кольца подшипника объём «а» выходит из нагруженной зоны подшипника, поэтому при нахождении в зоне шаров 3, 4 и 5 не воспринимает никаких нагрузок. При повороте внутреннего кольца и соприкосновении с шарами 6, 7 и 8 объём «а» снова воспринимает контактные напряжения сжатия.

При циркуляционном нагружении в процессе вращения внутреннего кольца подшипника и контакте объёма «а» со всеми шарами подшипника, возникающие пики контактных напряжений σ_i будут одинаковыми и иметь максимальное значение σ_1 в связи с тем, что внешняя радиальная сила F также вращается вместе с внутренним кольцом.

Суммарное количество $f_{\sigma\delta}$ пиков напряжений за один оборот подшипника определяется по формуле:

$$f_{\sigma\delta} = z \frac{D_o + d_{ш} \cos \alpha}{2D_o}, \quad (3)$$

где $d_{ш}$ – диаметр тел качения (шаров); D_o – диаметр окружности, которому принадлежат оси всех тел качения (шаров); α – угол контакта; z – число тел качения (шаров).

Контактное напряжение σ_i у любого i -того шара определяется по формуле:

$$\sigma_i = \frac{3R_i}{2\pi ab}, \quad (4)$$

где R_i – реакция опоры на i -том шаре от действия радиальной силы F на подшипник; a и b – размеры полуосей эллипса пятна контакта (формулы для расчёта приведены в [3]):

$$R_i = \frac{4,37 F}{z} \cos^{\frac{3}{2}} \gamma_i, \quad (5)$$

где γ_i – угол между осью i -того шара и направлением действия силы F .

Угол качания γ_0 соответствует такому углу поворота внутреннего кольца подшипника, при котором шар не выходит из зоны пятна контакта (объёма «а»).

Угол качания γ_1 соответствует такому углу поворота внутреннего кольца подшипника, при котором с объёмом «а» контактирует только первый шар – шар, расположенный по направлению действия внешней силы F .

Угол качания γ_2 соответствует такому углу поворота внутреннего кольца подшипника, при котором с объёмом «а» контактирует центральный шар, находящийся по направлению действия внешней силы, а также соседние шары.

Размер b поверхности объёма «а» равен соответствующему размеру пятна контакта шара и дорожки качения, который определяется по формулам контактной теории Герца.

Описанные углы качания γ_0 , γ_1 , γ_2 можно назвать тремя характерными режимами качания, так как они определяют конкретные типы циклов напряжений. Значения этих углов определяются по формулам:

$$\gamma_0 = 2 \operatorname{arctg} \left(\frac{b}{d_{\text{вн}}} \right), \quad (6)$$

$$\gamma_1 = \frac{360^\circ}{z(1 - K_1)}, \quad (7)$$

$$\gamma_2 = 3 \frac{360^\circ}{z(1 - K_1)}, \quad (8)$$

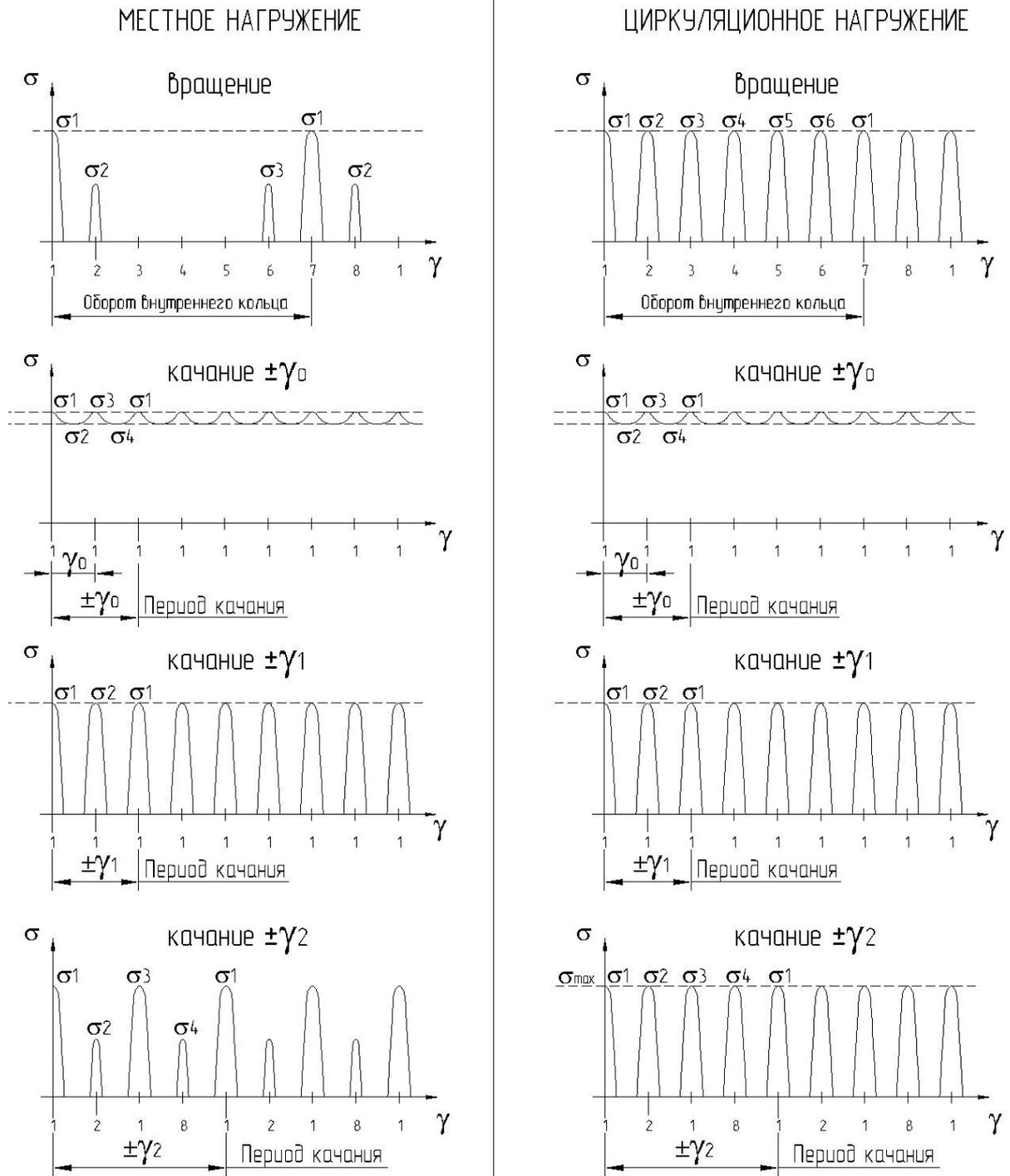


Рис. 1. Циклы напряжений

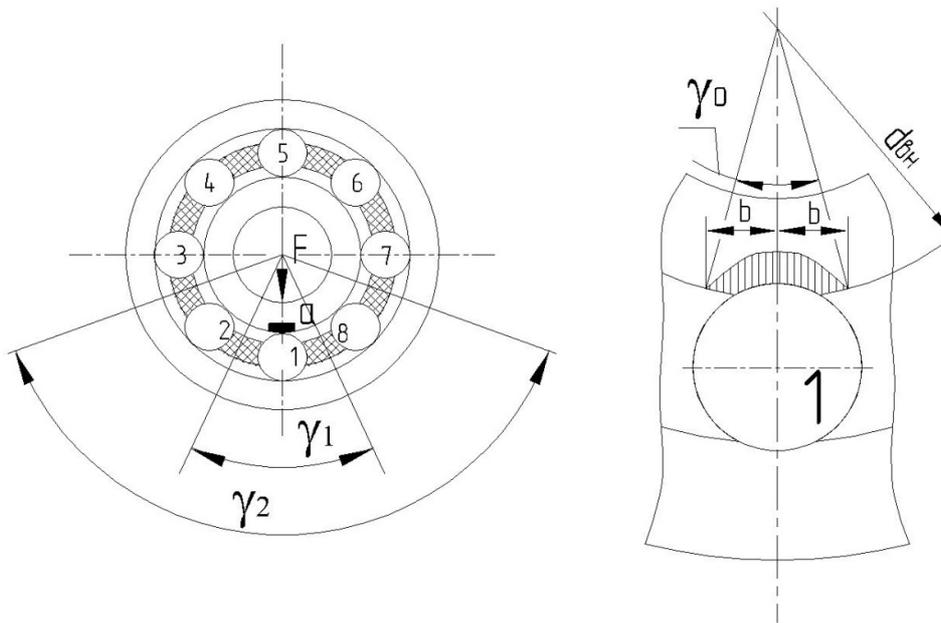


Рис. 2. Схема нагружения подшипника

$$K_1 = \frac{D_o - d_{ин} \cos \alpha}{2D_o}. \quad (9)$$

В формулах (6) – (9) $d_{ин}$ – внутренний диаметр дорожки качения; z – число тел качения (шаров); K_1 – кинематический коэффициент; α – угол контакта.

Сравнение циклов напряжений

Как видно из рис. 1, цикл напряжения, воспринимаемый малым объёмом «а» металла дорожки качения внутреннего кольца подшипника, работающего при вращении, отличается от циклов напряжений, которые он воспринимает при качении с амплитудами γ_0 , γ_1 , γ_2 . При этом различно количество пиков напряжений в цикле и их численные значения.

Таким образом, задача оценки ресурса и определение коэффициента K сводится к численному сравнению «опасности» для металла приведённых циклов напряжений при вращении и качении.

Для анализа циклов напряжений, выявления их «опасности» для металла, обратимся к кривой контактной усталости подшипниковой стали ШХ15, уравнение которой приведено в работе [4] как функция $B = f(\sigma)$, полученная экспериментально:

$$\lg B = 7,2584 - 8,1472 [(\lg \sigma) - 2,0756], \quad (10)$$

где B – количество пиков контактного напряжения величиной σ (кг/см²), которые способна выдержать

сталь ШХ15 до появления признаков усталостного износа (выкрашивания).

Выразив число пиков B из уравнения (10), получим:

$$B = 10^{(24,1687 - 8,1472 \lg \sigma)}. \quad (11)$$

Из уравнения (10) и (11) следует, что даже незначительное увеличение σ приводит к резкому снижению максимального числа пиков B , которых способна выдержать сталь до разрушения.

Уравнение (11) позволяет вычислить число B только для одного, постоянно действующего на протяжении всего срока службы пика напряжения величиной σ . Чтобы вычислить количество циклов напряжений N , в которых входит несколько пиков, обратимся к следующему рассуждению.

Если общее число пиков напряжений σ до разрушения металла (появление усталостного износа) равно B , то дробь $1/B$ будет представлять собой условную долю разрушения металла от действия всего одного пика напряжения величиной σ . Когда цикл напряжений, один из общего числа циклов N , состоит всего из одного пика напряжений σ_1 , тогда

$$N \frac{1}{B_1} = 1,$$

откуда получаем

$$N = B_1. \quad (12)$$

Если цикл напряжения состоит из двух пиков напряжений σ_1 и σ_2 , то

$$N \left(\frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2} \right) = 1,$$

откуда получаем:

$$N = \frac{B_1 B_2}{B_1 + B_2},$$

где B_1 – число пиков напряжений величиной σ_1 , достаточное для разрушения металла; B_2 – число пиков напряжений величиной σ_2 , достаточное для разрушения металла.

В данном случае число циклов N означает то необходимое количество повторов группы из двух пиков напряжений σ_1 и σ_2 , которое приводит к разрушению металла (появлению признаков усталостного износа).

Для трёх и четырёх пиков напряжений в цикле верны равенства:

$$N \left(\frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2} + \frac{1}{B_3} \right) = 1 \Rightarrow$$

$$N = \frac{B_1 B_2 B_3}{B_1 B_2 + B_2 B_3 + B_3 B_1}$$

$$N \left(\frac{1}{B_1} + \frac{1}{B_2} + \frac{1}{B_3} + \frac{1}{B_4} \right) = 1 \Rightarrow$$

$$N = \frac{B_1 B_2 B_3 B_4}{B_2 B_3 B_4 + B_1 B_3 B_4 + B_1 B_2 B_4 + B_1 B_2 B_3}.$$

Для большего числа пиков составляются аналогичные уравнения. Данные уравнения позволяют определить число циклов напряжений N (количество оборотов, периодов качаний), которые способен выдержать металл дорожки качения подшипника при циклах напряжений, состоящих из разного числа пиков σ_i , имеющих разные значения.

Методика определения $K = N_{\text{кач}}/N_{\text{вр}}$ сводится к следующему.

1. Необходимо построить диаграмму цикла напряжений для конкретного подшипника при вращении и качании, определить число и значения пиков напряжений σ_i по формулам (3) – (5).

2. Для каждого значения σ_i по уравнению кривой контактной усталости (11) определяются значения B_i .

3. По формулам (12) – (15) определяется число циклов $N_{\text{вр}}$ и $N_{\text{кач}}$, после чего вычисляется значение коэффициента $K = N_{\text{кач}}/N_{\text{вр}}$.

Расчёт коэффициента K для типовых шариковых радиальных подшипников

В табл. 1, 2 и 3 сведены результаты расчёта коэффициента K по вышеприведённой методике для трёх радиальных шариковых подшипников для режимов качания с углами $\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2$.

Таблица 1

Значения коэффициента K для подшипника $d \times D \times B = 5 \times 13 \times 4$ ($z=8, d_{\text{ш}}=2,0$ мм, $\alpha=12^\circ$)

Режим работы	Местное нагружение	Циркуляционное нагружение
Качание γ_0 ($\gamma_0 \leq 5$ угл. мин)	0,74	1,05
Качание γ_1 ($5 \text{ угл. мин} \leq \gamma_1 \leq 73^\circ$)	1,05	1,5
Качание γ_2 ($73^\circ \leq \gamma_2 \leq 219^\circ$)	1,02	1

Таблица 2

Значения коэффициента K для подшипника $d \times D \times B = 12 \times 21 \times 5$ ($z=12, d_{\text{ш}}=2,381$ мм, $\alpha=12^\circ$)

Режим работы	Местное нагружение	Циркуляционное нагружение
Качание γ_0 ($\gamma_0 \leq 4$ угл. мин)	0,9	1,4
Качание γ_1 ($4 \text{ угл. мин} \leq \gamma_1 \leq 52^\circ$)	1,4	2,5
Качание γ_2 ($52^\circ \leq \gamma_2 \leq 156^\circ$)	1,1	1,6

Таблица 3

Значения коэффициента K для подшипника $d \times D \times B = 17 \times 26 \times 5$ ($z=16, d_{\text{ш}}=2,381$ мм, $\alpha=12^\circ$)

Режим работы	Местное нагружение	Циркуляционное нагружение
Качание γ_0 ($\gamma \leq 3$ угл. мин)	1,2	2,2
Качание γ_1 ($3 \text{ угл. мин} \leq \gamma_1 \leq 41^\circ$)	1,7	3,5
Качание γ_2 ($41^\circ \leq \gamma_2 \leq 123^\circ$)	1,3	2,3

Выводы

Рассматривая специфику возникновения контактной усталости металла дорожки качения внутреннего кольца подшипника, исключив из рассмотрения особенности, связанные с работой смазки, по результатам расчётов коэффициента K для шариковых радиальных подшипников различного размера (табл. 1, 2 и 3) в целом можно сделать вывод, что качательный режим работы является менее разрушающим, чем вращение (коэффициент K больше единицы). Это объясняется тем, что число пиков напряжений, которое воспринимает объём «а» за один оборот внутреннего кольца при вращении, больше, чем число пиков, которые объём «а» воспринимает при качании с углами $\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2$.

При увеличении числа шаров в подшипнике число пиков напряжений, которое воспринимает объём «а» за один полный оборот подшипника при вращении, увеличивается, что приводит к тому, что качание в пределах одного шара (угол γ_0 и γ_1) и в пределах трёх шаров (угол γ_2) становятся ещё менее опасным, чем вращение.

Наиболее опасным режимом работы является качание с малой амплитудой γ_0 как при местном нагружении, так и при циркуляционном. Действительно, при данном угле качания объём металла «а» является постоянно нагруженным контактным напряжением сжатия на протяжении всего срока службы подшипника, при этом воспринимаемые пики напряжения близки к максимальным.

Если расширить расчёт для углов качания γ_3 (в пределах пяти шаров) или даже γ_4 (в пределах семи шаров), мы увидим, что коэффициент K приближается к единице, то есть цикл напряжений при качании всё больше становится похожим на цикл напряжений при вращении.

Для определения ресурса подшипников при работе в качательном режиме необходимо вычислить значение коэффициента K и умножить его на известный (или рассчитанный по стандартизированной методике) ресурс данного подшипника при вращении с теми же внешними условиями работы (нагрузка, температура эксплуатации, вид смазочного материала, скоростной фактор и др). Приведённая методика верна и применима только для подшипников, совершающих очень медленные движения (качания). При большей скорости движения увеличивается влияние смазки. При высоких частотах качания (от 2...5 Гц) из-за интенсивного отгона смазки из зоны контакта возможно резкое снижение ресурса по сравнению с ресурсом, который удавалось достигнуть при вращении с одинаковыми внешними условиями. Поэтому, для полноценного расчётного сравнения ресурса подшипника, работающего при вращении и качании, необходимо установить коэффициент, который учитывает особенности работы смазки при качании внутреннего кольца.

Литература

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин. – Изд. 4, доп. – Л. : Машгиз, 1959. – 608 с.
2. Коросташевский Р. В., Зайцев А. М. Авиационные подшипники качения / Р. В. Коросташевский, А. М. Зайцев. – М. : Оборонгиз, 1963. – 340 с.
3. Спришевский А. И. Подшипники качения: справочное пособие / А. И. Спришевский. – М. : Машгиз, 1961. – 113 с.
4. Орлов А. В., Черменский О. Н., Нестеров В. М. Испытания конструкционных материалов на контактную усталость / А. В. Орлов и др. – М. : Машиностроение, 1980. – 110 с.

Поступила в редакцию 05.02.2016

Роман Сергеевич Городецкий, аспирант, начальник сектора,
АО «Корпорация «ВНИИЭМ»,
т. (495) 366-25-00, e-mail: gorodetsky05@mail.ru.

OSCILLATION ANGLE IMPACT on the ROLLING BEARING LIFE

R.S. Gorodetskii

Calculation research is performed related to the γ oscillation angle impact on the angular radial bearings' life which operates in the oscillation mode under the local and circular loading. Oscillation angle impact on service life is demonstrated in form of calculated values of the special $K=N_{oscillation}/N_{rotation}$, coefficient representing ratio of the number of oscillations that the race way metal of the inner bearing ring can withstand before breakdown to the number of rounds that it can withstand during rotation. Calculations are based on the commonly known formulas for rolling bearing operation, as well as the contact fatigue theory using the ШХ15 steel fatigue curve. Impact of the grease coating was not tak-

en into consideration. A comparison procedure has been performed regarding the bearing pressure cycles taken up by the race way of the inner bearing ring during rotation and oscillation, from the perspective of its "threat" to bearing metal. Calculated values of the K coefficient are provided for the angular radial bearings of various sizes for three values of the oscillation angles.

Key words: Oscillation mode of bearing operation, fatigue wear, bearing pressure.

List of References

1. Beizelman R. D., Tsytkin B. V. Rolling bearings / Beizelman B. V., Tsytkin B. V. – 4th edition, updated. – L.: Машгиз, 1959. – 608 p.
2. Korostashevskii R. V., Zaitsev A. M. Aircraft rolling bearings / Korostashevskii R. V., Zaitsev A. M. – M. : Оборонгиз, 1963. – 340 p.
3. Sprishevskii A. I. Rolling bearings: Reference publication / Sprishevskiy A. I. – M. : Машгиз, 1961. – P. 113.
4. Orlov A. V., Chermenskii O. N., Nesterov V. M., Constructional materials tests for contact fatigue / Orlov A. V. and others. – M. : Mashinostroyeniye [Machine-Building Industry] Publ., 1980. – 110 p.

*Roman Sergeevich Gorodetskii, Ph .D. Student, Head of Division,
JC 'VNIEM Corporation',
tel.: (495) 366-25-00, e-mail: gorodetsky05@mail.ru.*