

Литература

1. Wagoner, R. H. Metal forming analysis [Text] / R. H. Wagoner, J.-L. Chenot. – Cambridge University Press, 2001. – 367 p.
2. Davey, K. A practical method for finite element ring rolling simulation using the ALE flow formulation [Text] / K. Davey, M. J. Ward // International Journal Mechanical Science. – 2002. – Vol. 44, Issue 1. – P. 165–190. doi:10.1016/s0020-7403(01)00080-7
3. Hu, Y.-K. ALE finite element formulation for ring rolling Analysis [Text] / Y.-K. Hu, W. K. Lin // International Journal of Numerical Methods in engineering. – 1992. – Vol. 33, Issue 6. – P. 1217–1236. doi:10.1002/nme.1620330608
4. Yan, F. L. Planning feed speed in cold ring rolling [Text] / F.L. Yan, L. Hua, Y.-Q. Wu // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2007. – Vol. 47, Issue 11. – P. 1695–1701. doi:10.1016/j.ijmachtools.2007.01.009
5. Yang, H. Role of friction in cold ring rolling [Text] / H. Yang, O. L. Gu, N. M. Zha // Journal Mechanical Science and Technology. – 2005. – Vol. 21 (6). – P. 914–920.
6. Huez, J. Three-dimensional finite-element simulation of hot ring rolling [Text] / J. Huez, J.-L. Noyes, J. Coupu // Minerals, Metals and Materials Society. – 2001. – P. 249–258. doi:10.7449/2001/superalloys_2001_249_258
7. Guo, L. G. Simulation for guide roll in 3D-FE analysis of cold ring-rolling [Text] / L. G. Guo, H. Yang, M. Zhan, H. Li, L. Y. Li // Materials Science Forum. – 2004. – Vol. 471-472. – P. 99–110. doi:10.4028/www.scientific.net/msf.471-472.760
8. Симсон, Э. А. Влияние трения на напряженно-деформированное состояние кольца при холодной раскатке [Текст] / Э. А. Симсон, Scicluna Stiven, В. Л. Хавин, Л. В. Автономова // Вісник НТУ «ХП». Зб. наук. праць. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – 2013. – № 43 (1016). – С. 206–211.
9. Scientific Forming Technologies Corporation. DEFORM 3D Version 6.1(sp2) User's Manual [Text] / Scientific Forming Technologies Corporation, 2008. – 415 p.
10. Симсон, Э. А. Холодная раскатка заготовок подшипниковых колец [Текст] / Е. А. Симсон, В. В. Овчаренко, В. И. Демидов, И. Д. Прево, С. А. Назаренко // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – 2011. – № 52. – С. 156–160.

УДК 539.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ФОРМЫ ОБРАЗУЮЩЕЙ РОЛИКА СДВОЕННОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

В. Л. Хавин

Кандидат технических наук, профессор,
заведующий кафедрой*

E-mail: VKhavin@kpi.kharkov.ua

Д. С. Ягудин

Преподаватель-стажер*

E-mail: Dmitriy.Yagudin27@gmail.com

*Кафедра сопротивления материалов
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002

Розроблена параметрична модель підшипника качення і визначена оптимальна геометрія контактної поверхні ролика з метою мінімізації рівня контактних тисків. Для вирішення контактної задачі використовувався метод скінчених елементів і модифікований метод Лагранжа. Отримано оптимальні радіуси кривизни твірної ролика, що забезпечує зниження рівня максимального контактного тиску на 8 %

Ключові слова: ролик підшипника, контактний тиск, оптимізація, радіус кривизни, метод скінчених елементів

Разработана параметрическая модель подшипника качения и определена оптимальная геометрия контактной поверхности ролика с целью минимизации уровня контактных давлений. Для решения контактной задачи использовался метод конечных элементов и модифицированный метод Лагранжа. Получены оптимальные радиусы кривизны образующей ролика, обеспечивающее снижение уровень максимального контактного давления на 8 %

Ключевые слова: ролик подшипника, контактное давление, оптимизация, радиус кривизны, метод конечных элементов

1. Введение

Подшипниковый узел является одним из важнейших элементов современных машин. Непрерывное

совершенствование традиционных конструкций подшипниковых узлов остается актуальной задачей и на сегодняшний день. Подшипники качения и подшипники скольжения по-разному оказывают сопротивление

вращательному движению и по-разному формируют износ элементов соответствующих поверхностей деталей машин. Поэтому, например, на осях железнодорожных вагонов весом до 100 тонн используются роликовые подшипники. Ресурс современного подшипника составляет 800 тысяч километров пробега без смены масла и на повестке дня стоит задача повышения ресурса подшипника до 1 миллиона километров пробега при условии сохранения всех иных технических характеристик. Ресурс роликового подшипника во многом определяется скоростью износа разрушения поверхностей качения ролика и подшипникового кольца. Для уменьшения скорости износа необходимо минимизировать контактное давление между поверхностью ролика и внутренней поверхностью кольца подшипника. С этой целью следует исследовать напряженно – деформированное состояние (НДС) роликового подшипника и оптимизировать геометрию контактной поверхности ролика для снижения уровня контактных давлений, что и является предметом настоящей работы.

2. Анализ литературных данных и постановка задачи

Инженерные методики расчетов распределения усилий и характеристик контакта для элементов составных роликовых подшипников с учетом различных факторов, таких как наличие трения и смазочного материала, микронеровностей контактирующих поверхностей представлены в литературе достаточно хорошо. В работе [1] рассматривается контакт ролика с дорожкой качения для колец с бортом, где исследуется способность роликовых подшипников воспринимать осевые силы и осуществляется поиск наилучшего профиля торцевой поверхности ролика, приводятся профили изношенных тел качения. В работе [2] представлены виды повреждаемости подшипников, представлены методы обнаружения и диагностики повреждений, что позволяет определить наиболее опасные участки узлов подшипников качения и сформулировать критерии качества подшипников, необходимые для увеличения ресурса. В монографии [3] рассмотрены основные виды подшипников качения, проведена оценка эффективных режимов их работы с учетом влияния различных факторов. Представлены различные аналитические и конечно-элементные подходы в расчетах НДС подшипников качения. В статье [4] описаны различные виды жизненных циклов подшипника, связанные непосредственно с возникновением концентрации напряжений в опасных зонах. Результаты расчета НДС позволили предложить методы и алгоритмы решения этой проблемы путем профилирования поверхностей узлов подшипника. Результаты, полученные при моделировании НДС подшипниковых узлов, позволили поставить задачи оптимизации соответствующих геометрических характеристик. Статья [5] является обзором основных аспектов оптимального проектирования и оптимизационных расчетов для подшипников качения на основе эволюционных алгоритмов. Представлена оптимальная конструкция конкретного цилиндрического роликового подшипника, полученная с помощью эволюционных алгоритмов. В работе [6] рассматривается оптимальное

проектирование подшипников качения с целью удовлетворения различных ограничений: геометрических, кинематических и прочностных, в то время, как целевыми характеристиками качества являются срок службы и надежность. Это вызывает необходимость разработки оптимальной методологии проектирования в виде задачи многоцелевой оптимизации. Лундберг [7] разработал логарифмические функции для профилирования ролика подшипника, что дает более равномерное распределение давления по поверхности контакта ролика с кольцом. В работе [8] конфигурация контактной поверхности определяется не с точки зрения распределения контактных давлений, а подповерхностной амплитудой напряжений сдвига. Предполагается, что обычный конечный элемент равномерного контактного давления неэффективен для точного расчета и разработан новый элемент линейного давления для расширения подхода Лундберга. Для постановки задачи оптимизации необходимо сформулировать задачу анализа НДС узла, определить критерий цели (функционал качества), ввести проектные переменные, сформулировать ограничения. Методы и алгоритмы оптимизации описаны достаточно широко в монографиях [9–11]. Общий обзор нелинейных многоцелевых методов оптимизации предоставлен в публикации [12]. Как видно из представленного обзора литературы, особый интерес представляет задача оптимального проектирования геометрии контактирующих поверхностей применительно к модели подшипникового узла: боковых поверхностей роликов и дорожек качения колец, торцов роликов и бортов колец. Критерием оптимальности (целевым функционалом) в общем виде является задаваемая функция характеристик напряженно-деформированного состояния, определяемых из решения контактной задачи. Варьируя параметрами геометрии контактных поверхностей можно добиваться оптимального результата с позиции максимума или минимума выбранной целевой функции узла.

Целью работы является построение параметрической модели сдвоенного роликового железнодорожного подшипника качения и определение оптимальной формы его ролика с целью уменьшения контактного давления на контактных поверхностях, что позволяет увеличить ресурс узла.

Параметрическая модель позволяет варьировать радиус кривизны образующей ролика и, анализируя распределение контактных давлений, определить оптимальный вариант геометрии контактирующих поверхностей.

Для получения оптимальной формы ролика необходимо построить геометрическую модель, разработать КЭ модель, поставить задачу оптимизации, подобрать метод и реализовать решение задачи оптимизации. Объектом оптимизации является периодическая часть подшипника, а именно – один ролик и сектор внешнего кольца подшипника. При построении модели использовалась реальная геометрия с некоторыми упрощениями, а именно пренебрегли неравномерностью распределения усилий, действующих на ролики, и некоторыми вырезами, которые обусловлены технологическим процессом создания узла. Торцы ролика считались плоскими. В расчетной схеме учитывались условия симметрии и периодичности кон-

струкции. Нагрузка моделировалась равномерным давлением на горизонтальную плоскость симметрии ролика. Закрепление для расчетной схемы ролик – сектор кольца подшипника осуществлялось на внешней поверхности внешнего кольца подшипника (рис. 1).

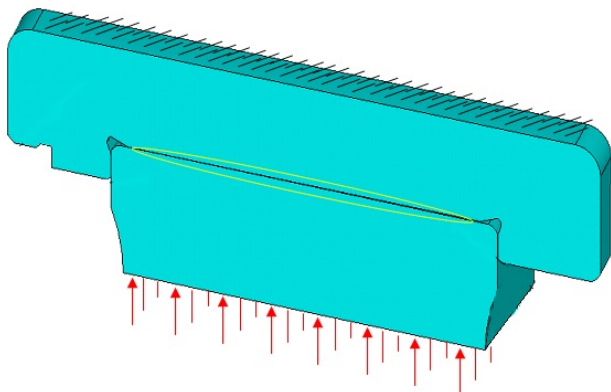


Рис. 1. Расчетная схема узла подшипника качения

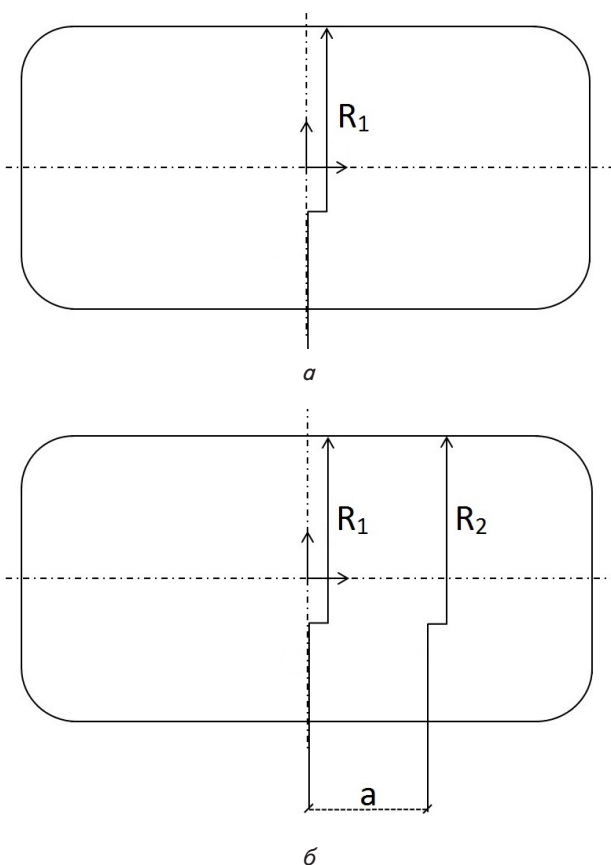


Рис. 2. Профиль ролика: а – одно-радиусный профиль ролика; б – двух-радиусный профиль ролика

Решалась задача оптимизации геометрии контактной поверхности ролика, обеспечивающей равномерную картину контактных давлений, что достигается формированием геометрии ролика за счет варьирования радиусом кривизны образующей R_1 или радиусами кривизны R_1 и R_2 (рис. 2, а, б).

В качестве целевой функции F рассматривался уровень максимальных контактных давлений в зоне контакта, и задача параметрической оптимизации сводилась к следующему виду.

Минимизируются максимальные контактные давления

$$F(R_1) = \max P_n(R_1) \Rightarrow \min, \tag{1}$$

при выполнении ограничений на варьируемые параметры:

$$R_1 \geq R_{1min}, R_1 \leq R_{1max}, \tag{2}$$

$$F(R_1, R_2) = \max P_n(R_1, R_2) \Rightarrow \min, \tag{3}$$

$$R_1 \geq R_{1min}, R_1 \leq R_{1max}, R_2 \geq R_{2min}, R_2 \leq R_{2max}, \tag{4}$$

где P_n – величина максимальных контактных давлений, R_1, R_2 , варьируемые параметры (радиусы кривизны образующей ролика); $R_{1min}, R_{1max}, R_{2min}$ – граничные значения варьируемых параметров.

Задачи параметрической оптимизации (1), (2) или (3), (4) для практических расчетов сводились к задачам безусловной минимизации при помощи метода штрафной функции.

В этом случае задачи (1)–(4) представляются в виде:

$$F^*(R_1, g_1, g_2) = \max P_n(R_1) + r \sum_{i=1}^2 g_i^2 \Rightarrow \min, \tag{5}$$

$$F^*(R_1, g_1, g_2, g_3, g_4) = \max P_n + r \sum_{i=1}^4 g_i^2 \Rightarrow \min, \tag{6}$$

где $g_i = g_1, g_i < 0; 0, g_i \geq 0,$ (7)

а ограничения-неравенства имеют вид:

$$g_1 = R_1 - R_{1min} \geq 0, g_2 = R_{1max} - R_1 \geq 0, g_3 = R_2 - R_{2min} \geq 0, g_4 = R_{2max} - R_2 \geq 0, \tag{8}$$

а задача сводится к задаче безусловной минимизации функций (5) или (6).

Предлагаемый подход предполагает собой формулировку задачи анализа в виде 3-х мерной контактной задачи для двух упругих тел. Для разработанной расчетной схемы проводился статический анализ её напряженно-деформированного состояния с учетом наличия соответствующих условий контактного взаимодействия. Напряженно-деформированное состояние узла (распределение контактных давлений) в дальнейшем использовалось для решения поставленной задачи оптимизации.

3. Методы решения задач анализа и оптимизации

Для определения напряженно-деформированного состояния разработанной расчетной схемы использовался метод конечных элементов (МКЭ) в перемещениях в формулировке пространственной контактной задачи теории упругости. Контактующие элементы

расчетной схемы (ролик и обойма) считались упругими, т. е. контакт рассматривался как податливо-податливый (flexible-to-flexible), условия контактного взаимодействия – «поверхность-поверхность», для которых выполняются условия не проникновения друг в друга и условия сопряжения по скоростям и контактным сжимающим усилиям, учитывается возможный отрыв контактирующих элементов. Трение на контактных поверхностях задавалось по закону Кулона. При решении контактной задачи поверхность обоймы считалась целевой поверхностью, поверхность ролика – контактной. Численное решение контактной задачи осуществлялось с помощью расширенного метода Лагранжа, представляющего собой синтез метода множителей Лагранжа и метода штрафных функций.

Для решения редуцированных задач безусловной параметрической оптимизации (5), (6) применялся метод покоординатного спуска в сочетании с методом золотого сечения из [14]. В последнее время для решения прикладных контактных задач, как правило, используются пакеты прикладных программ, реализующих прямые численные методы механики. В настоящей работе для решения поставленной 3-х мерной контактной задачи использовался программный комплекс ANSYS, для решения задач параметрической оптимизации – подпрограммы из [14], адаптированные в APDL для совместного использования с пакетом ANSYS.

4. Определение оптимальной геометрии образующей ролика, обеспечивающей минимальный уровень контактных давлений

В качестве примера была рассмотрена задача построения параметрической модели двухрядного железнодорожного подшипника качения CRU 150x250 и определения оптимальной формы его ролика с целью уменьшения давления на контактных поверхностях для увеличения ресурса подшипника.

Характеристики материала ролика и обоймы представлены в табл. 1, где E – модуль упругости, ν – коэффициент Пуассона, ρ – плотность, σ_T – предел текучести, μ – коэффициент трения.

Статический анализ расчетной схемы (рис.1) производился при действии на нее суммарной нагрузки в размере 62500 Н. С помощью типовых чертежей и написанных макросов была построена параметрическая конечно-элементная модель (КЭ – модель) с учетом контактного взаимодействия ролика и подшипникового кольца, условий симметрии и периодичности (Рис. 3). Для построения конечно-элементной модели использовался десятиузловой конечный элемент Solid187 из пакета ANSYS с тремя степенями свободы в узле. Для контактных поверхностей были использованы контактные элементы Conta174 та Targe170 из библиотеки конечных элементов пакета ANSYS. На основе построенной КЭ – модели при решении поставленных задач

оптимизации проводились расчеты контактного давления.

Таблица 1

Характеристики материала ролика и обоймы

Характеристика	E , Па	ν	ρ , кг/м ³	σ_T , МПа	μ
Значение	$2.1 \cdot 10^{11}$	0,3	7800	680	0.05

На первом этапе были получены результаты однопараметрической оптимизации геометрии образующей ролика в постановке (1), (2) путем минимизации функции (5). Изменение величины максимального контактного давления в процессе его минимизации представлено на рис. 3. Видно, что оптимальное решение достигается при значении радиуса кривизны образующей $R_1=35$ м, уровень максимальных контактных давлений составляет 766 МПа.

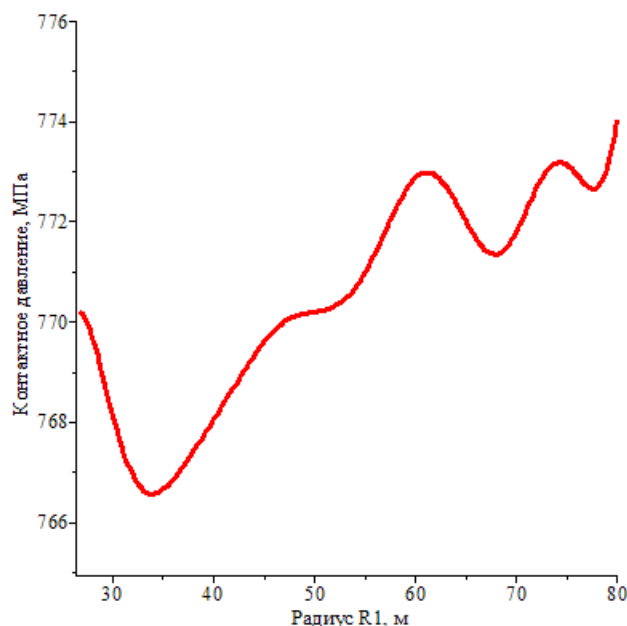


Рис. 3. Зависимость максимального контактного давления от R_1

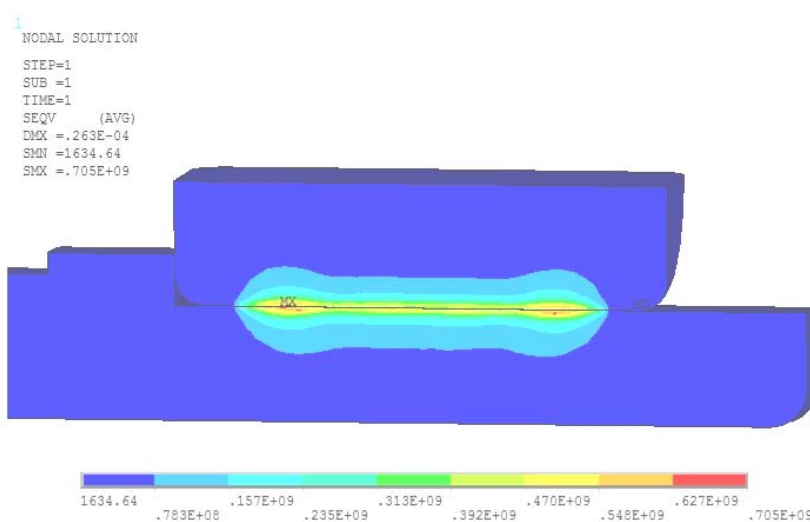


Рис. 4. Распределение напряжений ($R_1=24,5$ м; $R_2=7,66$ м), Па

Результаты двухпараметрической оптимизации

В случае использования двух варьируемых радиусов кривизны для формирования формы образующей ролика (постановка задачи в виде (3), (4)) оптимальные значения радиусов кривизны составили следующие значения: $R_1=24,5$ м, $R_2=7,66$ м, уровень максимальных контактных давлений в этом случае составил 704 МПа. На рис. 4 представлено распределение напряжений в области контакта для полученного оптимального решения.

Из полученных результатов следует, что выполнение образующей ролика путем использования двух сопряженных радиусов кривизны дает более эффективное оптимальное решение, обеспечивающее уровень максимального контактного на 8 % ниже, чем при формировании кривизны поверхности ролика за счет одного оптимального радиуса кривизны

5. Выводы

В работе рассмотрено построение параметрической модели сдвоенного роликового железнодорожного подшипника качения и определение оптимальной формы его ролика с целью уменьшения контактного давления на контактных поверхностях.

Поставлены и решены задачи одно- и двухпараметрической оптимизации геометрии контактной поверхности ролика, обеспечивающие максимально равномерную эпюру контактных напряжений, что достигается формированием геометрии ролика в форме бомбины за счет варьирования радиусом кривизны

образующей ролика или варьированием двумя радиусами, описывающими изменение кривизны этой образующей.

В качестве целевой функции рассматривался уровень максимальных давлений на контактной поверхности.

Для определения напряженно-деформированного состояния разработанной расчетной схемы использовался метод конечных элементов (МКЭ) в перемещениях в формулировке пространственной контактной задачи теории упругости. Для численного решения контактной задачи, с помощью расширенного (модифицированного) метода Лагранжа, использовался программный комплекс ANSYS.

Решение поставленных задач параметрической оптимизации осуществлялось методом штрафной функции в сочетании с покоординатным спуском и методом золотого сечения.

Получены оптимальные радиусы кривизны образующей ролика сдвоенного роликового железнодорожного подшипника качения CRU 150x250 в постановке одно- и двухпараметрической задачи оптимизации.

Определено, что выполнение образующей ролика путем использования двух сопряженных радиусов кривизны обеспечивает уровень максимального контактного давления на 8 % ниже, чем при формировании кривизны поверхности ролика за счет одного радиуса кривизны.

Результаты численного моделирования показали, что за счет оптимального профилирования поверхности ролика существует возможность существенного снижения уровня максимальных контактных давлений для пары ролик – обойма подшипника.

Литература

1. Фелькенинг, В. Подшипники качения в инструментальных машинах [Текст] / В. Фелькенинг // Индустианцайгер. – 1998. – № 36/37. – С. 534–539.
2. Barszcz, T. Fault detection enhancement in rolling element bearings using the minimum entropy deconvolution [Text] / T. Barszcz, N. Sawalhi // Archives of acoustics. – 2012. – Vol. 37, Issue 2. – P. 131–141. doi:10.2478/v10168-012-0019-2
3. Sehgal, R. Performance evaluation of bearings [Text] / R. Sehgal – Rijeka, 2012. – 240 p. doi:10.5772/2421
4. Nagatani, H. Improved method of rolling bearing fatigue life prediction under edge loading conditions [Text] / H. Nagatani // NTN Technical review. – 2010. – Vol. 78. – P. 83–90. doi:10.1080/10402001003699593
5. Tudose, L. Optimal design of rolling-contact bearings via evolutionary algorithms [Text] / L. Tudose, C. Stanescu. – RKB technology review, 2011. – 13 p.
6. Gupta, S. Multi-objective design optimization of rolling bearings using genetic algorithms [Text] / S. Gupta, R. Tiwari, S. Nair // Mechanism and Machine Theory. – 2007. – Vol. 42, Issue 10. – P. 1418–1443. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2006.10.002
7. Fujiwara, H. Logarithmic profiles of rollers in roller bearings and optimization of the profiles [Text] / H. Fujiwara, T. Kawase // Proceedings of the Japan Society of Mechanical Engineers Part C. – 2007. – Vol. 75. – P. 3022–3029/
8. Hasegawa, H. Fatigue life estimation for roller bearings under edge load occurrence [Text] / H. Hasegawa // Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers C. – 2008. – Vol. 74, Issue 742. – P. 1609–1616.
9. Богомолов С. И. Оптимизация механических систем в резонансных режимах [Текст] / С. И. Богомолов, Э. А. Симсон. – Харьков, Высшая школа, 1983. – 152 с.
10. Вандерплаац, Г. Н. Оптимизация конструкций – прошлое, настоящее и будущее [Текст] / Г. Н. Вандерплаац. – Аэрокосмическая техника, 1983. – С. 129–140.
11. Реклейтис, Г. Оптимизация в технике. Т. 2 [Текст] / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел. – Москва; Мир, 1986. – 349 с.
12. Yildirim, E. Unifying optimal partition approach to sensitivity analysis in conic optimization [Text] / E. Yildirim // Journal of Optimization Theory and Applications – 2004. – Vol. 122, Issue 2. – P. 405–423. doi:10.1023/b:jota.0000042528.76868.22
13. Мудров, А. Е. Численные методы для ПЭВМ на языках Бейсик, Фортран и Паскаль [Текст] / А. Е. Мудров – Томск; ИП «Раско», 1991. – 272 с.