

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЯ ЛИТЕЙНОЙ ФОРМЫ ПО РОЛИКОВЫМ ОПОРАМ

П. Г. АНОФРИЕВ*, Л. Н. БОНДАРЕНКО, В. Э. ЧЕРКУДИНОВ**

Кафедра прикладной механики и материаловедения, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, Днепр, УКРАИНА

* e-mail: anofriev@mail.ru

** e-mail: vol_na@mail.ru

АННОТАЦИЯ. На основе современных положений трибологии рассмотрена задача упругого контакта опорных роликов цилиндрической формы с опорным поясом формы центробежной литейной машины. Уточнены коэффициенты трения качения формы со стальными опорными поясами по роликам, изготовленным из низко модульных материалов, таких как литейная сталь, бронза и латунь. Получены графики зависимости относительной деформации и допускаемых по условиям контактной прочности радиусов роликов в зависимости от модуля упругости их материала. Получены приведенные коэффициенты трения подшипников качения в зависимости от типа (шариковый, роликовый) и вращающегося внутреннего или наружного кольца.

Ключевые слова: подшипник; ролик; контактные деформации; модуль упругости; сопротивление качению

ANALYTICAL DETERMINATION OF THE RESISTANCE OF ROLLING THE MOLD ON THE ROLLER SUPPORTS

P. ANOFRIEV, L. BONDARENKO, V. CHERKUDINOV

Department. «Applied Mechanics and materials», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnipro, UKRAINE

ABSTRACT During the research, it is assumed to obtain analytical dependence for determining the rolling resistance of the steel belt supporting the mold on rollers, made of flowable materials. Compare values of coefficients of friction in the bearings of the rollers, the analytical method with the values proposed in the scientific and technical literature for designers and builders. Based on current provisions of tribology deals with the problem of elastic contact of rollers of cylindrical form with a support belt forms a centrifugal casting machine. Coefficients of rolling friction of the shaped steel support belts on rollers, made of flowable materials such as cast steel, bronze and brass. The obtained graphs of the relative deformation and permitted under the terms of the contact strength of the radii of the rollers according to the elastic modulus of their material. The reduced friction coefficients of rolling bearings depending on the type (ball, roller) and a rotating inner or outer ring. When rotating the outer ring of the bearing, the coefficient of rolling friction is higher by 14 to 27% than the rotation of the inner ring. Theoretically, from the condition of multiplicity of operating on the local contact deformation of the reference tire and roller every second car repair will be accompanied by a simultaneous replacement of worn equally reference tire and roller.

Keywords: bearing; roller; contact deformation; elastic modulus; rolling resistance

Введение

В процессе проектирования привода любого транспортной или технологической машины всегда возникает вопрос о силах сопротивления в ее опорных и подшипниковых узлах. Эта задача актуальна при проектировании центробежных литейных машин для производства центробежным способом прокатных, мукомольных, каландровых валков и крупных втулок из черных и цветных металлов. Точный расчет сопротивления качению и приведенного к цапфе коэффициента трения подшипников качения достаточно сложная и многофакторная задача. Для предварительной оценки сил сопротивления подшипников в справочнике конструктора-машиностроителя [1] приводятся усредненные коэффициенты трения. Уточненный расчет этих

коэффициентов предполагает знание соотношения между сопротивлениями качению и скольжению в подшипниках, а также особенностей конструкции подшипникового узла.

Методика экспериментального метода и установка для получения коэффициента трения качения массивных неметаллических (полиуретановых) колес при разной относительной деформации и скорости нагружения соприкасающихся тел простой формы описанная в [2] требует значительных средств, времени и усилий. Несмотря на высокие физико-механические свойства полиуретанов [3, 4, 5] таких, как твердость, прочность, износостойкость, их применение ограничено температурным диапазоном – 35...+75. В машинах для металлургического производства опорные узлы работают в более тяжелых

температурных условиях. В [6] предложена методика расчета сопротивлений качения литейной формы с коническими опорными поясами по цилиндрическим и коническим роликам со сферическими и бочкообразными поверхностями по апробированным формулам [7]. Для еще более точного расчета сопротивления качения необходимо знать значения коэффициента гистерезисных потерь в зоне контакта соприкасающихся тел [8, 9].

Литейная форма содержит два опорных пояса, взаимодействующих с роликовыми опорами (рис.1). Сопротивление качения опорного пояса по роликам, приведенное к окружности радиуса колеса, определяется известным выражением [10]:

$$W = \frac{Q_{отл} + Q_{\phi}}{\cos \alpha} \left(\frac{k}{r} + \frac{\mu d_u}{2r} \right), \quad (1)$$

где $(Q_{отл} + Q_{\phi})$ – вес отливки и формы с футеровкой; α – половина центрального угла между линиями, проходящими через оси формы и роликов; $k=0,8$ мм – коэффициент трения качения роликов по опорному поясу радиуса R ; r – радиус опорных роликов; d_u – диаметр вала роликов; $\mu=0,005$ – коэффициент трения подшипников, приведенный к оси вала.

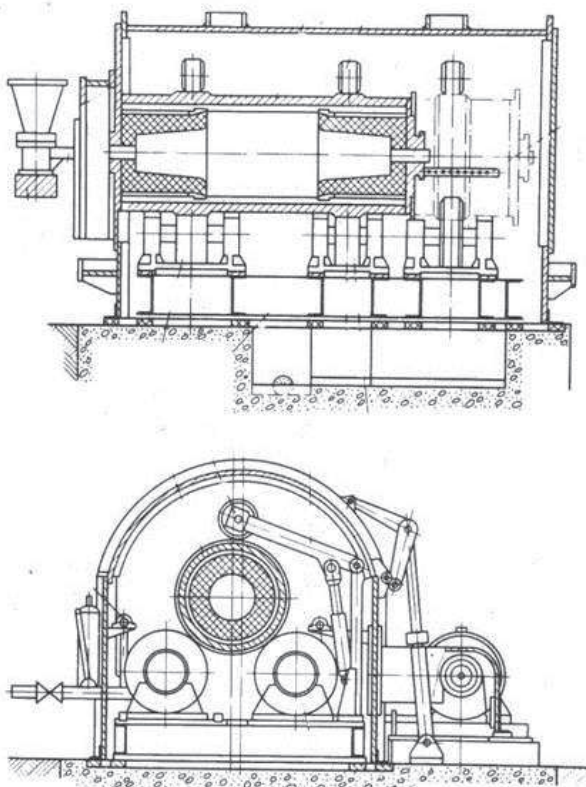


Рис. 1 – Центробежная литейная машина с горизонтальной осью вращения

Величина k здесь задается как без учета радиуса роликов и опорного пояса, так и без учета их материалов. Очевидно, должны существовать зависимости, учитывающие эти важные параметры. Получение этих зависимостей экспериментальными методами затратная и трудоемкая работа в связи с большим различием размеров и широкой гаммой материалов. Поэтому целесообразно получить формулу для определения сопротивления качения литейной формы по роликовым опорам аналитическим способом.

Цель работы

В процессе исследований предполагается получить аналитическую зависимость для определения сопротивления качению опорного стального пояса литейной формы по роликам, изготовленным из низкомодульных материалов. Сравнить значения коэффициентов трения в подшипниках качения роликов, полученных аналитическим методом со значениями, предлагаемыми в научно-технической литературе для конструкторов-машиностроителей.

Изложение основного материала

Определение сопротивления качения литейной формы по роликовым опорам рассматривается как задача об упругом контакте деталей простой формы. Радиус опорного ролика находится из теории контактных напряжений Герца [11]. При равенстве модулей упругости материалов роликов и опорного пояса, радиус ролика

$$r = \frac{0,418^2 PER}{BR[\sigma_H]^2 - 0,418^2 PE}, \quad (2)$$

где P – нагрузка на ролик; B – ширина ролика; E – модуль упругости материалов; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения (рекомендуется [12] $[\sigma_H]=400$ МПа для стали Ст4, для барабанов смесителей, вращающихся со частотой 2...3 об/мин и $[\sigma_H]=600$ МПа для сталей Ст5 или Ст6 – для литейных форм вращающихся с большей на два порядка частотой).

При известных значениях P , B , E , r и R из теории контактных деформаций Герца может быть найдена полуширина пятна контакта между роликом и опорным поясом формы [11].

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{PrR}{BE(r+R)}}, \quad (3)$$

а при известной величине b коэффициент трения качения при начальном линейном контакте [13].

$$k = 0,225be^{-1,2r}. \quad (4)$$

В [10] отмечается, что ролики обычно изготавливаются из более мягкого материала, чем опорные пояса, с целью обеспечения большей износостойкости более дорогих деталей опорного пояса, изготовление и установка которых связана со значительными трудностями. Но при одинаковых материалах роликов и опорного пояса, ролики вследствие большей частоты вращения должны изнашиваться быстрее.

Очевидно, что только частота вращения роликов не является причиной их большего износа. Из той же теории контактных напряжений Герца величина контактных деформаций Герца ролика и опорного пояса

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 = \frac{2P}{\pi B} \cdot \frac{1-\mu}{E_1} \ln \frac{2r}{b} + \frac{2P}{\pi B} \cdot \frac{1-\mu}{E_2} \ln \frac{2R}{b}, \quad (5)$$

где E_1, E_2 – модули упругости материалов роликов и опорного пояса соответственно.

Если за один оборот ролика работа на деформацию составит:

$$A_1 = \frac{2\pi r P \Delta_1}{B}, \quad (6)$$

то за один оборот опорного пояса ее величина:

$$A_2 = \frac{2\pi R P \Delta_2}{B}. \quad (7)$$

С учетом, что бандаж контактирует с двумя роликами, то равенство работ местных деформаций, а следовательно и срока службы роликов и опорного пояса можно достичь когда $\Delta_1 = 2\Delta_2$.

Если принять $[\sigma_u]=600$ МПа; $R=0,6$ м; $B=40$ мм; $P=35$ кН; $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа, то получим: $r=100$ мм; $b=0,91$ мм; $k=0,18$ мм; $\Delta_1=0,01$ мм; $\Delta_2=0,0133$ мм и для достижения одинакового срока службы роликов и опорного пояса величину Δ_1 необходимо увеличить в 2,66 раза. Величину деформации Δ_1 можно увеличить за счет уменьшения модуля упругости материалов роликов, однако, при этом изменяются допускаемые по условиям контактно прочности размеры роликов и сопротивление качения опорных поясов по роликам. Изготовление роликов из низко модульных материалов, а опорных поясов из углеродистых или низколегированных сталей ведет к уменьшению их относительной деформации (рис. 2)

$$n = \frac{2\Delta_2}{\Delta_1}. \quad (8)$$

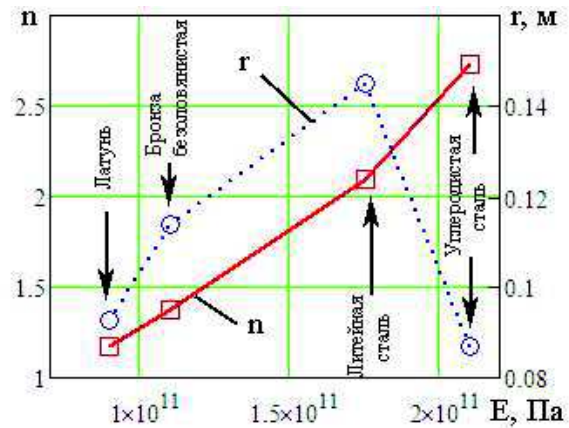


Рис. 2 – Графики относительной деформации опорного пояса и радиуса роликов из разных материалов

Одновременно с уменьшением n растут диаметры и, как следствие, стоимость роликов. Сопротивление качения опорного пояса по роликам также возрастает (рис. 3), а это – увеличение потребляемой энергии приводом.

Результаты вариантных расчетов параметров роликов по (3) – (5) дают основание сомневаться в целесообразности значительного уменьшения модуля упругости материала. В тоже время подбором материалов, как роликов, так и опорного пояса можно достигнуть кратности относительной деформации n , например, два. Тогда во время каждого второго капитального ремонта будут заменены одновременно ролики и опорные пояса, а общее время простоя машины в ремонте снизится.

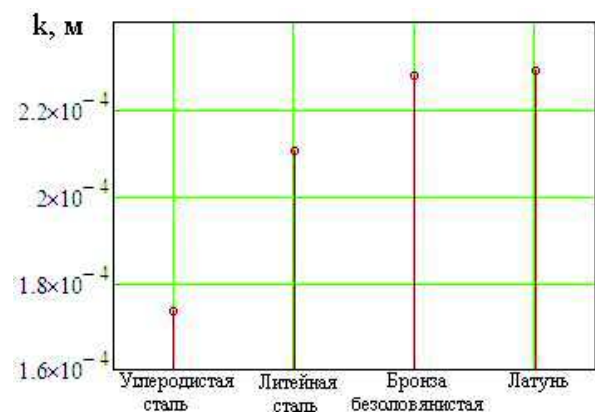


Рис. 3 – Коэффициент трения качения опорного пояса по роликам

В формуле (1) коэффициент трения подшипника μ , приведен к цапфе вала колеса дается в [14] для крановых колес и принимается равным 0,01...0,015 для шариковых подшипниках и 0,012...0,02 для роликовых; при этом не указывается, какое кольцо подшипника вращается: внутреннее или

наружное. На практике встречаются как первый, так и второй варианты подобных узлов.

Как правило [15, 16, 17] коэффициент трения качения по внутреннему и наружному кольцам принимается одинаковым, с чем трудно согласиться, поскольку контакт тел качения на дорожках катания разный.

Найдем коэффициент трения качения шарика и ролика по внутреннему и наружному кольцам.

В шариковом подшипнике нагрузка на наиболее загруженный шарик [11]:

$$P = \frac{5Q}{z}. \quad (9)$$

Полуширины пятен контакта с внутренним и наружным кольцами

$$b_1 = 1,397n_{b1} \sqrt{\frac{5Q}{zE} \cdot \frac{I}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} + \frac{2}{D_{01}}}}; \quad (10)$$

$$b_2 = 1,397n_{b2} \sqrt{\frac{5Q}{zE} \cdot \frac{I}{\frac{4}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{r_{\text{ж}}} + \frac{2}{D_{02}}}}; \quad (11)$$

где $r_{\text{ж}} = 0,515d_{\text{ж}}$ – радиус желоба; $d_{\text{ш}} = 0,3(D-d)$ – диаметр шарика; D_{01}, D_{02} – диаметры дорожек качения на внутреннем и наружном кольцах.

Коэффициент трения качения при начальном точечном контакте [13]:

$$k = 0,16be^{0,1d_{\text{ш}}}. \quad (12)$$

Соппротивление качению всех шариков по двум дорожкам качения:

$$W = W_1 + W_2 = \frac{2Qk_1}{d_{\text{ш}}} + \frac{2Qk_2}{d_{\text{ш}}}. \quad (13)$$

Работа сил трения качения шариков за один оборот:

внутреннего кольца

$$A_1 = \pi D_{01}(W_1 + W_2); \quad (14)$$

внешнего кольца

$$A_2 = \pi(D_{01} + 2d_{\text{ш}})(W_1 + W_2). \quad (15)$$

Зная A_1 и A_2 приведем коэффициент трения к цапфе:

$$\mu_1 = \frac{2D_{01}}{d} \left(\frac{k_1 + k_2}{d_{\text{ш}}} \right); \quad (16)$$

$$\mu_2 = \frac{2(D_{01} + 2d_{\text{ш}})}{d} \left(\frac{k_1 + k_2}{d_{\text{ш}}} \right). \quad (17)$$

В [16] с учетом равенства коэффициентов трения качения k_1 и k_2 формула (16) приведена в виде:

$$\mu_1 = 2,6 \frac{k}{d} \left(1 + \frac{D_{01}}{d_{\text{ш}}} \right). \quad (18)$$

Для примера нахождения величин μ_1 и μ_2 примем диаметр шариков $d_{\text{ш}} = 0,3(D-d)$; количество шариков $z_{\text{ш}} = 2,9(D+d)/(D-d)$.

При размерах $D_{01} = 50 \text{ мм}$; $D_{02} = 80 \text{ мм}$; $d_{\text{ш}} = 15 \text{ мм}$ статическая нагрузка на подшипник составит 17,5 кН, что соответствует шарикоподшипнику № 308 с $D = 90 \text{ мм}$ и $d = 40 \text{ мм}$ и коэффициенты трения, приведенные к внутреннему и наружному кольцам составят: $\mu_1 = 0,022$; $\mu_2 = 0,035$ (согласно формулы (18) эти величины $\mu_1 = 0,015$; $\mu_2 = 0,022$).

Статической нагрузке 17,5 кН соответствует роликподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами № 2207 со следующими характеристиками: $D = 72 \text{ мм}$; $d = 35 \text{ мм}$; число роликов $z = 5(D+d)/(D-d)$; диаметр роликов $d_p = 0,25(D-d)$; длина ролика $B = d_p$.

Полуширины пятен контакта с внутренним b_{01} и наружным b_{02} кольцами:

$$b_{01} = 1,522 \sqrt{\frac{4,6Q}{d_p z E} \cdot \frac{d_p D_{01}}{D_{01} + d_p}}; \quad (19)$$

$$b_{02} = 1,522 \sqrt{\frac{4,6Q}{d_p z E} \cdot \frac{d_p (D_{01} + 2d_p)}{(D_{01} + 2d_p) - d_p}}. \quad (20)$$

Коэффициент трения качения ролика по внутренним и наружным кольцам определяется по формуле:

$$k = 0,16be^{0,1d_p}. \quad (21)$$

При диаметре ролика $d_p = 9,25 \text{ мм}$ величина коэффициентов трения качения составит: $k_1 = 0,024 \text{ мм}$; $k_2 = 0,028 \text{ мм}$, а величины коэффициентов приведенных к цапфе $\mu_1 = 0,014$; $\mu_2 = 0,02$. В [10] рекомендуют при расчетах принимать $\mu = 0,015 \dots 0,02$.

Обсуждение результатов

Для упрощения анализа полученные результаты сведены в табл. 1. Полученные результаты свидетельствуют о зависимости коэффициента трения от конструкции подшипникового узла роликовой опоры.

Таблица 1 – Коэффициенты трения подшипников качения и сопротивление вращения формы

Подшипник	Вращающееся кольцо	k , мм		μ		W , Н	
		(4), (12)	[10]	(16), (17)	[10]	(13)	[10]
Шариковый	Внутреннее	0,055	0,8	0,022	0,005	693	1242
	Наружное	0,076		0,035		1086	
Роликовый	Внутреннее	0,024		0,014		377	
	Наружное	0,028		0,020		529	

Выводы

Анализ полученных зависимостей и данных, приведенных в таблице, позволяет сделать такие выводы и предложения:

– теоретически, из условия кратности работы на местную контактную деформацию опорного бандажа и роликов каждый второй ремонт машины будет сопровождаться одновременной заменой одинаково износившихся опорного бандажа и роликов;

– при вращении наружного кольца подшипника приведенный коэффициент трения качения выше на 14...27%, чем при вращении внутреннего кольца;

– коэффициент трения качения, приведенный к одному ролику ниже, чем к шарик (при примерно одинаковой нагрузке), это связано с тем, что при одинаковых диаметрах шарика и ролика сопротивление качению ролика ниже, чем шарика

Список литературы

- 1 **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х т.: Т. 2. 8-е изд., перераб. и доп. / Под ред. **И. Н. Жестковой**. – М.: Машиностроение. – 2001. – 912 с.
- 2 **Яковлев, С. Н.** Экспериментальное определение коэффициента трения качения массивной полиуретановой шины / **С. Н. Яковлев** // *Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета*. – 2013. – № 3(178). – С. 223–229.
- 3 **Datta, J.** Synthesis and Investigation of Glycolysates and Obtained Polyurethane Elastomers / **J. Datta** // *Journal of Elastomers and Plastics*. – 2010. – Vol. 42. – P. 117–127. – doi: 10.1177/0095244309354368.
- 4 **Maity, M.** Polyblend Systems of Polyurethane Rubber and Silicone Rubber in the Presence of Silane Grafting Agent /

- M. Maity** // *Journal of Elastomers and Plastics*. – 2001. – Vol. 33. – P. 211–224.
- 5 **Rek, V.** Thermal Degradation of Polyurethane Elastomers: Determination of Kinetic Parameters / **V. Rek** // *Journal of Elastomers and Plastics*. – 2003. – Vol. 35. – P. 311–323.
- 6 **Бондаренко, Л. Н.** Аналитическое определение статического сопротивления роликовых опор центробежных литейных машин / **Л. Н. Бондаренко, П. Г. Анофриев** // *Подъемно-транспортная техника*. №3. – 2010. – С. 91–94.
- 7 **Бондаренко, Л. М.** Аналітично-експериментальне визначення коефіцієнта тертя кочення / **Л. М. Бондаренко** // *Будівництво України*. – 2001. – С. 47–48.
- 8 **Jonson, K. I.** The contact of elastic wavy surfaces / **K. I. Jonson, J. A. Greenwood, J. G. Higginson** // *Internet. J. Mech. Sci.* – 1985, No 27. – P. 138–146.
- 9 **Jonson, K. L.** The mechanics of fretting / **K. L. Jonson, J. J. O'Connor** // *Proc. Inst. Mech. Engrs., Appl. Mech. Convention*, Newcastle. – 1964. – Vol. 178(3). – P. 7–16.
- 10 **Морозов, М. К.** Механическое оборудование заводов сборного железобетона / **М. К. Морозов**. – К.: Вища школа. – 1982. – 96 с.
- 11 **Писаренко, Г. С.** Справочник по сопротивлению материалов / **Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев**. – Киев: Наукова думка. – 1988. – 736 с.
- 12 *Дорожные машины* / под ред. **М. М. Хархуты**. – Л.: Машиностроение. – 1976. – 472 с.
- 13 **Бондаренко, Л. М.** Деформаційні опори в машинах / **Л. М. Бондаренко, М. П. Довбня, В. С. Ловейкін** // *Дніпропетровськ: Дніпо-VAL*. – 2002. – 200 с.
- 14 *Справочник по кранам: В 2 т.* / под ред. **Александрова, М. П.** – Л.: Машиностроение. – 1988. – Т. 2. – 559 с.
- 15 **Кожевников, С. Н.** Теория механизмов и машин / **С. Н. Кожевников**. – М.: Машиностроение. – 1969. – 584 с.
- 16 **Колчин, Н. И.** Теория механизмов и машин / **Н. И. Колчин, М. С. Мовнин**. – Л.: Судпромгиз. – 1962. – 516 с.
- 17 **Pletz, M.** Multi-scale finite element modeling to describe rolling contact fatigue in a wheel-rail test rig / **M. Pletz, W. Daves, W. Yao** [et al.] // *Tribology International*. – 2014. – Volume 80. – P. 147–155. – doi:10.1016/j.triboint. – 2014.07.005.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Anurev, V. Y., Zhestkovoi, Y. N.** Spravochnyk konstruktora-mashynostroyetelia v 3-kh t. Moscow: Mashynostroyeniye, 2001, T. 2., 912 p.
- 2 **Yakovlev, S. N.** Eksperymentalnoye opredelenye koeffytsyenta treniya kacheniya massyvnoi polyuretanovoi shynyi. *Nauchno-tekhnycheskiye vedomosti Sankt-Peterburhskoho hosudarstvennoho polytekhnycheskoho unyversyteta*, 2013, 3(178), 223–229.
- 3 **Datta, J.** Synthesis and Investigation of Glycolysates and Obtained Polyurethane Elastomers. *Journal of Elastomers and Plastics*, 2010, 42, 117–127, doi: 10.1177/0095244309354368.
- 4 **Maity, M.** Polyblend Systems of Polyurethane Rubber and Silicone Rubber in the Presence of Silane Grafting Agent. *Journal of Elastomers and Plastics*, 2001, 33, 211–224.

- 5 **Rek, V.** Thermal Degradation of Polyurethane Elastomers: Determination of Kinetic Parameters. *Journal of Elastomers and Plastics*, 2003, **35**, 311–323.
- 6 **Bondarenko, L. N., Anofriyev, P. H.** Analytycheskoe opredelenye statycheskoho soprotivleniya rolykovykh opor tsentrobezhnykh lyteynykh mashyn. *Pod'yomno-transportnaya tehnika*, 2010, **3**, 91–94.
- 7 **Bondarenko, L. M.** Analitichno-eksperymentalne vyznachennia koefitsiienta tertia kochennia. *Budivnytstvo Ukrainy*, 2001, 47–48.
- 8 **Jonson, K. I., Greenwood, J. A., Higginson, J. G.** The contact of elastic wavy surfaces. *Internet. J. Mech. Sci.*, 1985, **27**, 138–146.
- 9 **Jonson, K. L., O'Connor, J. J.** The mechanics of fretting. *Proc. Inst. Mech. Engrs., Appl. Mech. Convention, Newcastle*, 1964, **178**(3), 7–16.
- 10 **Morozov, M. K.** Mekhanycheskoe oborudovanye zavodov sbornoho zhelezobetona. Kyiv: Vyshcha shkola, 1982, 96 p.
- 11 **Pysarenko, H. S., Yakovlev, A. P., Matveev, V. V.** Spravochnik po soprotivleniyu materialov. Kyiv: Naukova dumka, 1988, 736 p.
- 12 **Kharkhutyi, M. M.** Dorozhnie mashyny. Leningrad: Mashynostroenye, 1976, 472 p.
- 13 **Bondarenko, L. M., Dovbnia, M. P., Loveikin, V. S.** Deformatsiini opory v mashynakh. Dnipropetrovsk: DniproVAL, 2002, 200 p.
- 14 **Aleksandrova, M. P.** Spravochnik po kranam: V 2 t. / Leningrad: Mashynostroenye, 1988, T 2, 559 p.
- 15 **Kozhevnykov, S. N.** Teoriya mekhanizmov y mashyn. Moscow: Mashynostroenye, 1969, 584 p.
- 16 **Kolchyn, N. Y., Movnyn, M. S.** Teoriya mekhanizmov y mashyn. Leningrad: Sudpromhyz, 1962, 516 p.
- 17 **Pletz, M., Daves, W., Yao, W.** [et al.] Multi-scale finite element modeling to describe rolling contact fatigue in a wheel-rail test rig. *Tribology International*, 2014, **80**, 147–155, doi:10.1016/j.triboint.2014.07.005.

Сведения об авторах (About authors)

Анофриев Павел Григорьевич – кандидат технических наук, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, доцент кафедры «Прикладная механика и материаловедение»; г. Днепр, Украина; e-mail: anofriev@mail.ru

Anofriev Pavel – Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Department «Applied Mechanics and materials», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnipro, Ukraine, e-mail: anofriev@mail.ru

Бондаренко Леонид Николаевич – кандидат технических наук, доцент, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, доцент кафедры «Прикладная механика и материаловедение»; г. Днепр, Украина.

Bondarenko Leonid – Candidate of Science (Engineering), Docent, Associate Professor, Department «Applied Mechanics and materials», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnipro, Ukraine.

Черкудинов Владимир Эдуардович – Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ассистент кафедры «Прикладная механика и материаловедение»; г. Днепр, Украина; e-mail: vol_na@mail.ru

Cherkudinov Vladimir – Assistant Lecturer, Department «Applied Mechanics and materials», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnipro, Ukraine; e-mail: vol_na@mail.ru

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Анофриев, П. Г. Аналитическое определение сопротивления качения литейной формы по роликовым опорам / **П. Г. Анофриев, Л. Н. Бондаренко, В. Э. Черкудинов** // *Вестник НТУ «ХПИ»*, Серия: Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2016. – № 42 (1214). – С. 5–10. – doi:10.20998/2413-4295.2016.42.01.

Please cite this article as:

Anofriev, P., Bondarenko, L., Cherkudinov, V. Analytical determination of the resistance of rolling the mold on the roller supports. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies*. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016, **42** (1214), 5–10, doi:10.20998/2413-4295.2016.42.01.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Анофрієв, П. Г. Аналітичне визначення опору качення ливарної форми по роликовим опорам / **П. Г. Анофрієв, Л. Н. Бондаренко, В. Е. Черкудинов** // *Вісник НТУ «ХПІ»*, Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – № 42 (1214). – С. 5–10. – doi:10.20998/2413-4295.2016.42.01.

АНОТАЦІЯ На основі сучасних положень трибології розглянуто задачу пружного контакту опорних роликів циліндричної форми з опорним поясом форми відцентрової ливарної машини. Уточнені коефіцієнти тертя кочення форми зі сталевими опорними поясами по роликах, виготовленим з низькомодульних матеріалів, таких як ливарна сталь, бронза і латунь. Отримані графіки залежності відносної деформації і що дозволені за умовами контактної міцності радіусів роликів залежно від модуля пружності їх матеріалу. Отримані наведені коефіцієнти тертя підшипників кочення в залежності від типу (кульковий, роликовий) та обертового внутрішнього або зовнішнього кілець.

Ключові слова: підшипник; ролик; контактні деформації; модуль пружності; опір коченню

Поступила (received) 08.12.2016