

## УДК 621.771.28-233.3:539.538

Т. М. КАДИЛЬНИКОВА<sup>1\*</sup>, Л. Ф. СУШКО<sup>1</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Управление проектами», Национальная металлургическая академия Украины, пр. Гагарина, 4, Днепропетровск, Украина, 49005, тел. +38 (0562) 47 43 83, эл. почта Kadilnikovatm@ukr.net

<sup>1</sup>Каф. «Высшая математика», Национальная металлургическая академия Украины, пр. Гагарина, 4, Днепропетровск, Украина, 49005, тел. +38 (067) 830 23 46, эл. почта Sushko\_LF@mail.ru

## ОБОСНОВАНИЕ ОЦЕНКИ И ВЫБОРА КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ «ШЕСТЕРНЯ-ЗУБЧАТАЯ РЕЙКА» СТАНОВ ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

**Цель.** В процессе работы станов холодной прокатки труб (ХПТ) вращение валков осуществляется с помощью ведущих шестерен, находящихся в зацеплении с неподвижными зубчатыми рейками, что сопровождается различными трибологическими дефектами. Избежать дефектов возможно при детальном исследовании и обосновании выбора, а также оценке кинематических и трибологических характеристик системы «шестерня – зубчатая рейка». **Методика.** Износ происходит как следствие повышенного трения и зависит от твердости материала, из которого изготовлены шестерни и зубчатые рейки, их термической обработки, правильности подбора смазки, недостаточной чистоты масла и несвоевременной его смены, перегрузки передачи и других факторов. Для оценки износа зубцов трибологической пары «шестерня – зубчатая рейка» стана ХПТ воспользуемся системой дифференциальных уравнений первого порядка, решая которую при заданных условиях, можно получить соотношения для кинематических и трибологических параметров. **Результаты.** Получены соотношения для долговечности, износа, скорости скольжения, длины линии контакта трибологической пары «шестерня – зубчатая рейка». Они обеспечивают высокие показатели износостойкости, долговечности системы при минимальном весе и габаритных размерах конструкции, что является важным фактором для повышения продуктивности станов ХПТ. **Научная новизна.** Анализ полученных соотношений для долговечности, износа, скорости скольжения, длины линии контакта трибологической пары «шестерня – зубчатая рейка» позволяет выбирать для станов ХПТ шестерни с конструктивными параметрами, оптимально удовлетворяющими технологические условия прокатки. **Практическая значимость.** Аналитическое определение скорости скольжения для трибологической пары делает возможным корректирование технологического процесса станов ХПТ и внесение конструктивных изменений в систему «шестерня – зубчатая рейка» с целью увеличения ее износостойкости.

*Ключевые слова:* шестерня; зубчатые рейки; износ; холодная прокатка; контакт

### Введение

Одним из основных способов изготовления тонкостенных безшовных труб малых и средних размеров является холодная прокатка, осуществляемая на специальных станах. Стан холодной прокатки труб (ХПТ) состоит из рабочей клетки, главного привода, механизмов подачи и поворота труб, системы смазки и управления. Для станов ХПТ характерны возвратно-поступательные движения рабочей клетки при неподвижном состоянии заготовки. При этом осуществляется минимально возможное давление металла на валки, равномерный износ инструмента по длине ручья, а также постоянство упругой деформации рабочей системы по длине ручья. Вращение валков осуществляется с помощью ведущих шестерен, находящихся в зацеплении с неподвижными зубчатыми рейками.

В процессе работы в системе «шестерня – зубчатая рейка» образуются различные дефекты. Чаще всего ими оказывается износ и поломка зубьев, режы – трещины в ободу шестерни, рейке и ступице [12; 7]. Износ может происходить равномерно (линейный) и резко (интенсивный).

Предельно допустимый износ зубьев по толщине (считая по дуге начальной окружности) составляет 10–30 % от толщины зуба [11]. По достижении указанного предельного допустимого износа рейки и шестерни необходимо заменить.

Независимо от степени износа зубьев рейки или шестерни должны быть немедленно заменены (или отремонтированы), если [13]:

а) у основания одного из зубьев обнаруживается одна или несколько трещин;

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

б) площадь рабочей поверхности зубьев, поврежденная усталостным раскрашиванием, превышает 30 % рабочей поверхности зуба, а глубина ямок раскрашивания превосходит 10 % толщины зуба.

Вопросы оценки технического состояния зубчатых передач подробно рассматривались в работах [2; 3; 8]. Однако авторы свои исследования проводили без учета трибологических особенностей взаимодействия зубьев пар.

**Цель**

Цель работы – обоснование выбора конструктивных параметров системы «шестерня – зубчатая рейка» и оценка ее кинематических и трибологических характеристик.

**Методика**

Линейный износ происходит как следствие повышенного трения и зависит от твердости материала, из которого изготовлены шестерни, их термической обработки, правильности подбора смазки, недостаточной чистоты масла и несвоевременной смены его, перегрузки передачи [4–6]. Линейный износ является результатом плохого монтажа и при правильной сборке (строгом соблюдении радиального зазора) обычно отсутствует. Однако радиальный зазор в зубьях может измениться также вследствие износа подшипников. И при этом возможно как увеличение радиального зазора, так и его уменьшение.

Интенсивный износ зубьев могут вызвать следующие причины [1]:

а) недостаточная или неправильная подача масла, когда оно не поступает в зацепление и не захватывается зубьями;

б) наличие в масле большого количества (более 0,5 %) механических примесей;

в) применение масла недостаточной вязкости;

г) уменьшение бокового зазора между зубьями сопряжений, вследствие чего увеличивается трение между ними;

д) наличие на головках зубьев острой кромки, способствующей разрушению и удалению с рабочих поверхностей масляной пленки;

е) недостаточная поверхность касания между зацепляющимися зубьями вследствие перекоса валов и неправильного изготовления шестерен;

ж) недостаточная твердость поверхности зубьев.

Для оценки износа зубцов трибологической пары «шестерня-зубчатая рейка» стана ХПТ воспользуемся системой линейных дифференциальных уравнений [9]:

$$\frac{1}{v} \frac{dh_k}{dt} \Phi_k(\tau) = 1, k = 1, 2, \quad (1)$$

где  $h_k$  – линейный износ материала;  $t$  – продолжительность процесса изнашивания;  $v$  – скорость скольжения;  $\tau$  – удельная сила трения;  $\Phi_k(\tau)$  – интегральная функция износостойкости материалов в принятой паре трения при заданных условиях трения;  $k$  – нумерация элементов трибосистемы.

Удельная сила трения определяется по закону Кулона:

$$\tau = f \cdot p, \quad (2)$$

где  $p$  – контактное давление;  $f$  – коэффициент трения скольжения.

Так как для изготовления шестерен рассматриваемой системы ХПТ используются материалы с высокой прочностью, то для аппроксимации исследуемых значений функции износостойкости используется соотношение [11]:

$$\Phi_k(\tau) = C_k \left( \frac{\tau_s}{\tau} \right)^{m_k}, \quad (3)$$

где  $C_k$ ,  $m_k$  – параметры износостойкости материалов;  $\tau_s$  – предел прочности материала на срез.

Согласно гипотезе Треска-Сен-Венана [9]:

$$\tau_s = \frac{\sigma_{0,2}}{2}, \quad (4)$$

где  $\sigma_{0,2}$  – условный предел упругости исследуемого материала при растяжении.

Согласно [10]:

$$\sigma_{0,2} = 0,7\sigma_B,$$

где  $\sigma_B$  – предел прочности материала при растяжении.

Экспериментальные значения функции  $\Phi_k(\tau)$  для различных уровней нагрузки  $j$  ( $j = 1, 2, 3 \dots$ ) определяются по формуле:

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

$$\Phi_{kj}(\tau_j) = \frac{L}{h_j}, \quad (5)$$

где  $L$  – путь трения;  $h_j$  – линейный износ трибологической пары, определяемый их микрометрированием или по установленному массовому износу.

Разделяя переменные в (1), с учетом (3), получаем:

$$t = \frac{C_k \tau_s^{m_k}}{\nu} \int_0^{h_k^*} \tau^{m_k} dh_k, \quad (6)$$

где  $h_k^*$  – заданный допустимый износ.

## Результаты

Для трибологической системы «шестерня – зубчатая рейка» принимаем, что удельная сила трения  $\tau$  и контактное давление  $p$  остаются постоянными при изнашивании. Тогда уравнение (6) принимает вид:

$$t_k = \frac{C_k}{\nu} \left( \frac{\tau_s}{\tau} \right)^{m_k}. \quad (7)$$

Выражение (7) определяет функцию долговечности трибологической пары «шестерня – зубчатая рейка». Из (7) получаем выражение для функции износа трибологической пары:

$$h_k = \frac{\nu t_k}{C_k} \left( \frac{\tau}{\tau_s} \right)^{m_k}. \quad (8)$$

Для определения максимального контактного давления в  $j$ -й точке зацепления используется формула Герца:

$$p_{j \min} = 0,48 \sqrt{\frac{N E}{l_{\min} p_j}}, \quad (9)$$

где  $E$  – модуль упругости материала;  $l_{\min}$  – минимальная длина контактных линий в зацеплении;  $p_j$  – приведенный радиус кривизны профилей зубцов в нормальном сечении;  $N$  – нормальная приложенная нагрузка.

Согласно [10]:

$$p_j = \frac{2 p_{1j} p_{2j}}{p_{1j} + p_{2j}}, \quad (10)$$

где  $p_{1j}$ ,  $p_{2j}$  – кривизна профиля зубцов, соответственно, шестерни и рейки.

Кривизны профилей зубцов вычисляются по формулам:

$$p_{1j} = r_{1j} \operatorname{tg}(\alpha_{1j} + \omega \Delta t);$$

$$p_{2j} = r_{2j} \operatorname{tg} \alpha_{2j},$$

где  $r_{1j}$ ,  $r_{2j}$  – расстояния от центра основания зубца до рассматриваемой  $j$ -й точки контакта шестерни и рейки соответственно;  $\alpha_{1j}$ ,  $\alpha_{2j}$  – углы наклона зубцов к горизонтальной оси в  $j$ -й точке шестерни и рейки соответственно;  $\omega$  – угловая скорость шестерни;  $\Delta t$  – время перемещения профиля зубца из точки начального контакта в  $j$ -ю рассматриваемую точку.

Для  $r_{1j}$ ,  $r_{2j}$  имеют место следующие соотношения:

$$r_{1j} = r \cos \alpha;$$

$$r_{2j} = \sqrt{a_w^2 + r_{1j}^2 - 2 a_w r_{1j} \cos(\alpha - \alpha_{1j})},$$

где  $r$  – радиус шестерни;  $\alpha$  – угол зацепления;  $a_w$  – приведенное передаточное число.

Для  $a_w$  имеет место соотношение:

$$a_w = \frac{z_1 + z_2}{m},$$

где  $z_1$ ,  $z_2$  – число зубцов шестерни и рейки соответственно;  $m$  – модуль зацепления.

Скорость скольжения в  $j$ -й точке контакта вычисляется по формуле:

$$v_j = \left| -\omega \frac{r_{1j}}{r_{2j}} (r_{1j} - r_{2j}) \operatorname{tg}(\alpha_{1j} + \omega \Delta t - \alpha) \right|.$$

При этом длина линии контакта находится по формуле:

$$l = b_w (\varepsilon_\alpha - 1 + n_\alpha), \quad (11)$$

где  $b_w$  – ширина шестерни;  $\varepsilon_\alpha$ ,  $n_\alpha$  – коэффициенты торцевого и пошагового перекрытия шестерни соответственно.

Приведенные в (11) коэффициенты вычисляются по формулам:

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{t_1 + t_2}{t_3}; t_1 = \frac{e_1}{\omega r}; t_2 = e_2; t_3 = \frac{2\pi}{z_1 \omega}$$

$$e_1 = \sqrt{r^2 - r_1^2} - r \sin \alpha; e_2 = \sqrt{r^2 - r_2^2}, \quad (12)$$

где  $r_1, r_2$  – максимальное расстояние от центра основания зубца до возможной точки контакта шестерни и рейки соответственно.

С учетом (12), (11) принимает вид:

$$l = b_w \left( \frac{\sqrt{r^2 - r_1^2} - r \sin \alpha + \omega r \sqrt{r^2 - r_2^2}}{2 \pi r / z_1} - 1 + n_{\alpha} \right). \quad (13)$$

Функция (13) будет принимать наименьшее значение при  $r_1 \rightarrow r, r_2 \rightarrow r$ , что позволяет выбирать шестерни с учетом этих условий.

### Научная новизна и практическая значимость

Анализ полученных соотношений для долговечности, износа, скорости скольжения, длины линии контакта трибологической пары «шестерня – зубчатая рейка» позволяют выбирать для станков ХПТ шестерни с конструктивными параметрами, оптимально удовлетворяющими технологические условия прокатки. При этом обеспечиваются износостойкость, долговечность системы при минимальном весе и габаритных размерах конструкции, что является важным фактором для повышения продуктивности станков ХПТ. Аналитическое определение скорости скольжения для трибологической пары делает возможным корректировать технологический процесс станков ХПТ и вносить конструктивные изменения в систему «шестерня – зубчатая рейка» с целью увеличения ее износостойкости.

### Выводы

1. Впервые построена математическая модель трибологической системы «шестерня – зубчатая рейка» контакта зубьев с системой.
2. Проведен анализ параметров системы «шестерня – зубчатая рейка» и получены аналитические зависимости для долговечности, износа, скорости скольжения, длины линии контакта трибологической пары.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Андрейкив, А. Е. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин / А. Е. Андрейкив, М. В. Чернец. – К. : Наук. думка, 1991. – 160 с.
2. Кадильникова, Т. М. Об особенностях выявления дефектов при оценке технического состояния зубчатых передач / Т. М. Кадильникова, Л. Ф. Сушко, Н. В. Ладугубец // Actes des Conferences dans le forum international pour le developpement de l'education et des science en 2009. – France : Paris, 2009. – P. 155–161.
3. Кадильникова, Т. М. Програмно-апаратна реалізація системи оцінки технічного стану зубчатих передач / Т. М. Кадильникова, Л. Ф. Сушко, П. Л. Носко // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – № 4 (146). – Ч. 2. – Луганськ, 2010. – С. 103–106.
4. Кузін, М. О. Математичне моделювання параметрів втомної міцності структурно-неоднорідних металевих систем / М. О. Кузін, Т. М. Мещерякова // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. – Д., 2011. – Вип. 38. – С. 213–219.
5. Куліченко, А. Я. Оптимізація параметрів точності при виготовленні та ремонті деталей засобів транспорту / А. Я. Куліченко // Заліз. трансп. України. – 2008. – № 1. – С. 38–39.
6. Куліченко, А. Я. Оцінка якісних показників контактування поверхневих шарів трибологічної системи «колесо-рейка» / А. Я. Куліченко, М. О. Кузін, І. О. Вакуленко // Наука та прогрес транспорту. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. – 2013. – № 3 (45). – С. 44–52.
7. Нотт, Дж. Основы механики разрушения / Дж. Нотт. – М. : Металлургия, 1978. – 256 с.
8. Пат. 58238 Україна, МПК (2011.01), G 01 M 7/00, G 01 M 13/00. Спосіб визначення технічного стану зубчатого зацеплення редуктора мостового електричного крана / Кадильникова Т. М., Сушко Л. Ф., Колісник Е. О. (Україна); заявник та патентовласник Національна металургійна академія України. – № у 2010 10189; заявл. 18.08.2010; опубл. 11.04.2011, Бюл. № 7. – 4 с.
9. Чернец, М. В. Оцінка довговічності, зношування та контактної міцності зубчастих передач / М. В. Чернец, Ю. Келбінські, Ю. Скварок. – Дрогобич : Вимір, 2002. – 132 с.
10. Чернец, М. В. Вплив нахилу зубів косозубих циліндричних передач на триботехнічні, силові та кінематичні характеристики / М. В. Чернец, Ю. Келбінські // Пробл. трибології. – 2006. – № 4. – С. 3–7.

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

11. Boving, Kn. G. NDT handbook, NDT examination methods for condition monitoring. Technish Forland A. S. / Kn. G. Boving. – Danish Technical Press, 1987–1989. – 418 p.
12. Czerniec, M. Prognozowanie trwałości tribologicznej kol zebatych walcowych ewolwentowych / M. Czerniec, J. Kielbiński. – Lublin : Wyd. Politechniki Lubelskiej, 2003. – 160 p.
13. Popov, V. Contact Mechanics and Friction / V. Popov. – Springer : Berlin, Heidelberg, 2010. – 368 p.

Т. М. КАДИЛЬНИКОВА<sup>1\*</sup>, Л. Ф. СУШКО<sup>1</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Управління проектами», Національна металургійна академія України, пр. Гагаріна, 4, Дніпропетровськ, Україна, 49005, тел. +38 (0562) 47 43 83, ел. пошта Kadilnikovatm@ukr.net

<sup>1</sup>Каф. «Вища математика», Національна металургійна академія України, пр. Гагаріна, 4, Дніпропетровськ, Україна, 49005, тел. +38 (067) 830 23 46, ел. пошта Sushko\_LF@mail.ru

## ОБҐРУНТУВАННЯ ОЦІНКИ ТА ВИБОРУ КІНЕМАТИЧНИХ І ТРИБОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМИ «ШЕСТИРНЯ-ЗУБЧАСТА РЕЙКА» СТАНІВ ХОЛОДНОЇ ПРОКАТКИ ТРУБ

**Мета.** У процесі роботи станів холодної прокатки труб (ХПТ) обертання валків здійснюється за допомогою ведучих шестірень, які знаходяться в зачепленні з нерухомими зубчастими рейками, що супроводжується різними трибологічними дефектами. Уникнути дефектів можливо під час детального дослідження та обґрунтування вибору й оцінки кінематичних і трибологічних характеристик системи «шестірна – зубчаста рейка». **Методика.** Спрацювання виникає як наслідок підвищеного тертя й залежить від міцності матеріалу, з якого виготовлені шестірні та зубчасті рейки, їх термічної обробки, правильного вибору мастила, його недостатньої чистоти або несвоєчасної заміни, перенавантаження передачі та інших факторів. Для оцінки спрацювання зубців трибологічної пари «шестірна – зубчаста рейка» стана ХПТ розглянемо систему диференціальних рівнянь першого порядку, розв'язуючи яку за заданими умовами можливо одержати співвідношення для кінематичних і трибологічних параметрів. **Результати.** Отримано співвідношення для довговічності, спрацювання, швидкості ковзання, довжини лінії контакту трибологічної пари «шестірна – зубчаста рейка». Вони забезпечують високі показники зносостійкості, довговічності системи при мінімальній вазі та габаритних розмірах конструкції, що є важливим фактором для зростання продуктивності станів ХПТ. **Наукова новизна.** Аналіз отриманих співвідношень для довговічності, спрацювання, швидкості ковзання, довжини лінії контакту трибологічної пари «шестірна – зубчаста рейка» дозволяє обирати для станів ХПТ шестірні з конструктивними параметрами, які оптимально задовольняють технологічні умови прокатки. **Практична значимість.** Аналітичне визначення швидкості ковзання трибологічної пари дає можливість корегувати технологічний процес станів ХПТ і вносити конструктивні зміни в систему «шестірна – зубчаста рейка» з метою збільшення її зносостійкості.

*Ключові слова:* шестірна; зубчаста рейка; спрацювання; холодна прокатка; контакт

Т. М. KADILNIKOVA<sup>1\*</sup>, L. F. SUSHKO<sup>1</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Management of Projects», National Metallurgical Academy of Ukraine, Gagarin Av., 4, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49005, tel. +38 (0562) 47 43 83, e-mail Kadilnikovatm@ukr.net

<sup>1</sup>Dep. «Higher Mathematics», National Metallurgical Academy of Ukraine, Gagarin Av., 4, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49005, tel. +38 (067) 830 23 46, e-mail Sushko\_LF@mail.ru

## RATIONALE OF THE EVALUATION AND SELECTION OF KINEMATIC AND TRIBOLOGICAL CHARACTERISTICS OF THE SYSTEM «PINION – GEAR RACK» OF COLD-PILGERING MILLS

**Purpose.** During operation of cold-pilgering mills rotation of the shafts is carried out by means of pinion gears being in meshing with stationary gear racks, which is accompanied by various tribological defects, that can be avoided during the detailed investigation and justification of selection and evaluation of kinematic and tribological

## МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

characteristics of the system "pinion - gear rack". **Methodology.** Runout occurs as a consequence of increased friction and depends on the material hardness of which pinions and toothed racks are manufactured, their thermal treatment, selection of correct lubrication, insufficient oil purity and its untimely change, gears overload and other factors. To assess the runout of tribological pair cogs "pinion - gear rack" of the cold-pilgering mills we will use a system of differential equations of the first order. Using the solution of this system under the given conditions, it is possible to obtain relations for kinematic and tribological parameters. **Findings.** Relations for the durability, runout, sliding speed, and length of the line of the tribological pair "pinion - gear rack" contact are obtained. They provide high indicators of runout and durability of the system with minimum weight and overall dimensions of the design, which is an important factor to increase efficiency of cold-pilgering mills. **Originality.** The analysis of the relations, which was obtained to identify durability, wear, sliding speed, and the length of the line of the tribological pair "pinion - gear rack" contact allows you to choose for cold-pilgering mills special pinions with the design parameters, which optimally satisfy the technological conditions of rolling. **Practical value.** Analytical determination of the slip velocity for tribological pair makes it possible to adjust the technical process of cold-pilgering mills and to make constructive changes in the system of "pinion - gear rack" in order to increase its wear resistance.

*Keywords:* pinion; gear rack; runout; cold rolling; contact

## REFERENCES

1. Andreykiv A.Ye., Chernets M.V. *Otsenka kontaktynogo vzaimodeystviya trushchikhsya detaley mashin* [Evaluation of contact interaction of the machine's rubbing details]. Kyiv, Naukova dumka Publ., 1991. 160 p.
2. Kadilnikova T.M., Sushko L.F., Ladogubets N.V. *Ob osobennostyakh vyyavleniya defektov pri otsenke tekhnicheskogo sostoyaniya zubchatykh peredach* [About the peculiarities of the detection of defects when assessment of the technical state of gearings]. Actes des Conferences dans le forum international pour le developpement de l'education et des science en 2009. Paris, France, 2009, pp. 155-161.
3. Kadilnikova T.M., Sushko L.F., Nosko P.L. *Prohramno-aparatna realizatsiia systemy otsinky tekhnichnoho stanu zubchatykh peredach* [Hardware and software realization of system for assessing the technical state of gearings]. *Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni V. Dalia* [Bulletin of East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl], 2010, no. 4 (146), pp. 103-106.
4. Kuzin M.O., Mescheriakova T.M. *Matematychni modelyuvannya parametriv vtomnoi mitsnosti strukturno-neodnorodnykh metalevykh system* [Mathematical modeling of fatigue strength parameters of the structurally inhomogeneous metal systems]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport], 2011, issue 38, pp. 213-219.
5. Kulichenko A.Ya. *Optyimizatsiia parametriv tochnosti pry vyhotovlenni ta remontu detalei zasobiv transportu* [Optimization of the parameters of accuracy when manufacture and repair the details of the transport's means]. *Zaliznychnyi transport Ukrainy – Ukraine's Railway Transport*, 2008, no. 1, pp. 38-39.
6. Kulichenko A.Ya., Kuzin M.O., Vakulenko I.O. *Otsinka yakisnykh pokaznykiv kontaktuvannya poverkhnevyykh shariv trybolohichnoi systemy «koleso-reika»* [Evaluation of quality indicators of contacting of the surface layers of tribological system "wheel-rail"]. *Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu – Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 2013, no. 3 (45), pp. 213-219.
7. Nott Dzh. *Osnovy mekhaniki razrusheniya* [Foundations on the fracture mechanics]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1978. 256 p.
8. Kadilnikova T.M., Sushko L.F., Kolisnyk E.O. *Sposib vyznachennia tekhnichnoho stanu zubchatoho zacheplennia reduktora mostovoho elektrychnoho krana* [A method for determining the technical state of the gearing of the gear unit of bridge electric crane.]. Patent UA, no. u 2010 10189, 2011.
9. Chernets M.V., Kelbinski Yu., Skvarok Yu. *Otsinka dohovichnosti, znoshuvannya ta kontaktnoi mitsnosti zubchastykh peredach* [Estimation of durability, wear and contact strength of gearings.]. Drohobych, Vymir Publ., 2002. 132 p.
10. Chernets M.V., Kelbinski Yu., *Vplyv nakhyly zubiv kosozubykh tsylindrychnykh peredach na trybotekhnichni, sylovi ta kinematychni kharakterystyky* [Effect of inclination gear teeth of helical cylindrical transmissions on the tribological, force and kinematic characteristics.]. *Problemy trybolohii – Problems of tribology*, 2006, issue 4, pp. 3-7.
11. Boving Kn.G. *NDT handbook, NDT examination methods for condition monitoring*. Technish For-land A.S. Danish Technical Press, 1987-1989. 418 p.

МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

---

12. Czerniec M., Kielbiński J. Prognozowanie trwałości tribologicznej kol zebatych walcowych ewolwentowych. Lublin: Wyd. Politechniki Lubelskiej, 2003. 160 p.
13. Popov V. Contact Mechanics and Friction. Springer Publ., 2010. 368 p.

*Стаття рекомендована к публікації д.т.н., проф. В. У. Григоренко (Україна); д.т.н., проф. И. А. Вакуленко (Україна)*

Поступила в редколлегию 05.11.2013

Принята к печати 04.02.2014