

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

УДК 621.873: 0,1(0.75)

В. М. БОГОМАЗ<sup>1\*</sup>, Л. Н. БОНДАРЕНКО<sup>2\*</sup>, О. В. БОГОМАЗ<sup>3</sup>, М. Г. БРЫЛЁВА<sup>4</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Военная подготовка специалистов Государственной специальной службы транспорта», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 19 09, эл. почта wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

<sup>2\*</sup>Каф. «Прикладная механика и материаловедение», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, эл. почта bondarenko-l-m2015@yandex.ua, ORCID 0000-0002-2212-3058

<sup>3</sup>Каф. «Прикладная механика и материаловедение», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, эл. почта o.bogomas@gmail.com, ORCID 0000-0002-6400-3230

<sup>4</sup>Каф. «Прикладная механика и материаловедение», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, эл. почта mary.brilewa@yandex.ru, ORCID 0000-0001-6331-0880

### ВЛИЯНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ КАЧЕНИЮ НА ДИНАМИКУ МЕХАНИЗМОВ ПОДЪЕМА ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

**Цель.** Коэффициент трения качения в подшипниках определяет величину сопротивления вращению канатных барабанов механизмов подъема транспортирующих машин, что влияет на значение коэффициента полезного действия таких машин и, соответственно, на их динамику. Для уточнения величин коэффициента полезного действия (КПД) и скорости движения груза в работе необходимо аналитическим способом определить величину приведенного к цапфе коэффициента трения качения для шариковых подшипников барабана механизма подъема, а также оценить его влияние на динамику такого механизма. **Методика.** В работе применяются зависимости для определения коэффициента сопротивления шарикового подшипника канатного барабана механизма подъема при вращении его как внутренней, так и наружной обойм, а также расчетные схемы подшипника и барабана. **Результаты.** По итогам исследований приведены зависимости для определения скорости движения груза и коэффициента полезного действия механизма подъема транспортирующих машин с уточненным значением коэффициента сопротивления движению. Построены соответствующие графические зависимости для конкретного примера. Анализ полученных зависимостей и графиков позволяет сделать следующие выводы: 1) скорость опускания груза зависит от положения каната по длине барабана, уменьшаясь при приближении к середине; 2) приведенный к цапфе коэффициент трения подшипников барабана увеличивается с приближением каната к середине барабана; 3) КПД канатного барабана зависит от положения каната на барабане, уменьшаясь с приближением каната к середине барабана; 4) КПД подшипника зависит от того, какая обойма вращается: внутренняя или наружная, и разница зависит как от нагрузки на подшипник, так и от смазки, достигая более 3 % при ее отсутствии и 2 % – при жидкой смазке. **Научная новизна.** Авторы получили уточненные зависимости скорости подъема груза и КПД механизмов подъема, используя при этом зависимости по определению коэффициента сопротивления движения в подшипниках барабана. **Практическая значимость.** Полученные значения сопротивлений могут быть применены для уточненных расчетов механизмов подъема транспортирующих машин.

*Ключевые слова:* барабан; трение; сопротивление; подшипник; КПД – коэффициент полезного действия

### Введение

При статическом или динамическом расчете механизмов с качением обычно используют экспериментально полученные величины коэффициентов трения качения при расчете механизмов передвижения кранов, коэффициенты трения подшипников качения, приведенные к валу, (при расчете узлов с подшипниками качения), относительную величину сопротивления качению колес (при расчете подвижного состава поездов) и другие экспериментально полученные величины и зависимости.

Многими авторами было получено большое количество формул для определения сопротивлений качению. Но они обычно содержали величины, которые определялись экспериментально и определения их требует большего труда, чем определение самого сопротивления.

Аналитические зависимости не могли быть получены до решения основных задач о контактных напряжениях и деформациях методами теории упругости Г. Герца в 1881–1882 гг. Только через 60 лет после исследований Г. Герца Д. Табором [15] получены аналитические зависимости по определению коэффициентов трения качения при линейном и точечном контакте.

Д. Табором получены следующие зависимости для определения коэффициента трения качения:

– при линейном контакте:

$$k = \frac{2b}{3\pi} \alpha, \quad (1)$$

– при точечном контакте:

$$k = \frac{3b}{16} \alpha, \quad (2)$$

где  $b$  – полуширина пятна контакта, определяемая согласно теории Г. Герца;  $\alpha$  – коэффициент гистерезисных потерь.

Поскольку коэффициент  $\alpha$  имеет молекулярно-механическую природу, то определить его для практического использования вряд ли возможно, поэтому эти формулы не имеют практического применения.

При использовании формул (1)–(2) и при хорошо апробированных величинах коэффици-

ента трения качения для крановых колес в [2, 11] найдены коэффициенты  $\alpha$ .

Аналогично формулам (1) и (2) эти формулы получены в виде:

$$k = \frac{2b}{3\pi} e^{-1,2R}; \quad (3)$$

$$k = \frac{3b}{16} e^{-0,2R}, \quad (4)$$

где  $R$  – радиус катящегося тела качения в метрах.

Естественно, эти формулы пригодны для металлов, а для других материалов требуют уточнений. Проблемы определения коэффициента сопротивления качению и его влияния на динамику механизмов подъема, а также задачи, связанные с ними, рассматривались в разной мере в работах разных авторов [1, 3, 7, 9, 10, 12, 13, 14].

### Цель

Определить аналитическим способом величину приведенного к цапфе коэффициента трения качения для подшипниковых подшипников, а также оценить его влияние на динамику механизмов подъема.

### Методика

Используется расчетно-аналитический метод. В шариковых подшипниках (примерно в равных случаях) могут вращаться как внутренняя, так и наружная обоймы. Несмотря на это в справочной литературе приводится только одна величина приведенного к валу коэффициента трения.

Рассмотрим случай, когда вращается внутренняя обойма подшипникового подшипника.

На рис. 1 приведена схема рассматриваемого шарикоподшипника. Приложенная к валу сила  $Q$  через внутреннее кольцо передается подшипникам, которые нагружаются неравномерно. Наибольшую нагрузку воспринимает подшипник с центром, расположенным на линии действия силы  $Q$ , а наименьшую – с центром на линии, перпендикулярной  $Q$ . Нагрузку воспринимают только те шарикоподшипники, которые располагаются ниже горизонтального

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

діаметра. Сили  $P_i$ , координированні углом  $\gamma_i$  относительно лінії діяння сили  $Q$ , будемо считати симетричними.

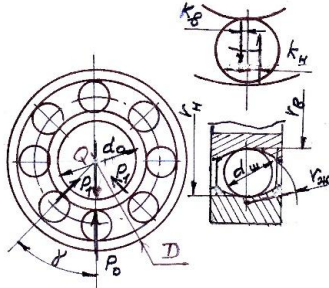


Рис. 1. Приняті означення к расчету шарикоподшипника

Fig. 1. Accepted designations for the calculation of the ball bearing

Нагрузка, приходящая на наиболее нагруженный подшипник [5, 6, 8]:

$$P_o = \frac{5Q}{Z}, Z = 2,9 \frac{D + d_o}{D - d_o}. \quad (5)$$

На один боковой шарик действует сила:

$$P_o = P_o \cos^{3/2} \gamma_i. \quad (6)$$

Рассмотрим случай, когда вращается внутренняя обойма шарикоподшипника (при неподвижной наружной).

Получив нагрузки на подшипники и приняв их размеры, определим сопротивления качению наиболее нагруженного шарикоподшипника по внутренней и наружной обоймам, рассчитаем сначала полуширину пятна контакта. При одинаковых коэффициентах Пуассона подшипников и обоймы, которые равны 0,3, а также равенстве их модулей упругости [5], полуширина пятна контакта равна:

$$b_{ob} = 1,397 n_{bb} \sqrt{\frac{P_o}{E} \cdot \frac{1}{2/r_{ш} - 1/r_{ж} + 1/r_{н}}}, \quad (7)$$

где  $n_{bb}$  – величина, зависящая от отношения коэффициентов  $A$  и  $B$  уравнения эллипса касания

$$\frac{A}{B} = \frac{\left(\frac{1}{r_{ш}} \frac{1}{r_{ж}}\right)}{\left(\frac{1}{r_{ш}} + \frac{1}{r_{н}}\right)}; r_{ш} - \text{радиус шарика}; r_{ж} - \text{радиус желоба}; r_{н} - \text{радиус беговой дорожки}$$

радиус беговой дорожки

внутренней обоймы,  $r_{н} = 0,15(D - d_o)$ .

При известной величине  $b_{ob}$  коэффициент трения качения найдется из формулы (4):

$$k_{ob} = \frac{3b_{ob}}{16} e^{-0,2r_{ш}}, \quad (8)$$

а сопротивление качению наиболее нагруженного шарика по внутренней обойме

$$W_{ob} = \frac{k_{ob} P_o}{r_{ш}}. \quad (9)$$

Полуширина пятна контакта наиболее нагруженного шарика с наружной обоймой:

$$b_{он} = 1,397 n_{bn} \sqrt[3]{\frac{P_o}{E} \cdot \frac{1}{\frac{2}{r_{ш}} - \frac{1}{r_{ж}} - \frac{1}{r_{н}}}}, \quad (10)$$

где  $n_{bn}$  – величина, зависящая от отношения коэффициентов уравнения эллипса касания

$$\frac{A}{B} = \frac{\left(\frac{1}{r_{ш}} \frac{1}{r_{ж}}\right)}{\left(\frac{1}{r_{ш}} + \frac{1}{r_{н}}\right)}; r_{н} - \text{радиус беговой дорожки}$$

наружной обоймы,  $r_{н} = r_o + 3r_{ш}$ .

Коэффициент трения качения и сопротивления качению найдены по формулам (8) и (9) при замене  $b_{ob}$  на  $b_{он}$  и  $k_{ob}$  на  $k_{он}$ .

Сопротивление качению боковых подшипников по внутренней и наружной обоймам находится из формул (6) – (10) при замене  $P_o$  на  $P_i$ .

Для определения коэффициента трения подшипника качения, приведенного к цапфе, найдем работу сил трения качения по внутренней и наружной обоймам на расстоянии, равном длине беговой дорожки на одном повороте, т.е.  $L = 2\pi r_{ш}$ :

$$A_B = (\sum W_B + \sum W_H) 2\pi r_{ш}.$$

Работа условной силы  $F_B$ , приложенной к радиусу цапфы  $r_o$ :  $A = 2\pi r_o \mu_B Q$ . Приравняв работы, получим силу трения качения по внутренней обойме:

$$F_B = \frac{r_o}{(\sum W_B + \sum W_H) r_B},$$

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

откуда коэффициент скольжения по внутренней обойме:

$$\mu_B = \frac{(\sum W_B + \sum W_H) r_B}{r_o Q}. \quad (11)$$

$W_B, W_H$  – сопротивление качению по внутренней и наружной обойме.

Теперь рассмотрим случай, когда вращается наружная обойма шарикового подшипника.

Существенным отличием от предыдущего случая является то, что, если в первом случае шарики за один оборот не доходили по наружной обойме расстояния на  $\Delta L = 2\pi(r_H - r_B)$ , то в этом случае на этом отрезке шарики будут скользить по внутренней обойме (ввиду большего их сопротивления качению по наружной обойме, являющегося движущей силой скольжения).

По аналогии с первым случаем, но с учетом скольжения шариков, работа сил трения по наружной обойме:

$$A_H = 2\pi[(r_B \sum W_B + r_H \sum W_H) + (r_H - r_B) \mu_{ск} Q].$$

Аналогично формуле (11) запишем формулу для определения приведенного к цапфе коэффициента сопротивления подшипника при вращении наружной обоймы:

$$\mu_H = \frac{r_B \sum W_B + r_H \sum W_H + (r_H - r_B) \mu_{ск} Q}{r_o Q}, \quad (12)$$

где  $\mu_{ск}$  – коэффициент трения скольжения между шариком и обоймой.

### Результаты

Рассмотрим пример расчета механизма подъема с подшипниками, в которых вращается внутренняя или наружная обойма. При этом проведем исследование влияния сопротивления качению подшипников на скорость опускания груза.

Рассмотрим следующую задачу. Груз массой  $Q$  подвешен на нерастяжимом канате. Момент инерции барабана  $I$ , радиус барабана  $R$ , погонная масса каната  $q$ . Определим скорость груза при длине каната  $x$  (рис. 2), если в начальный момент скорости груза  $V_o = 0$ , а длина свисающей части каната равна  $x_o$  [6].

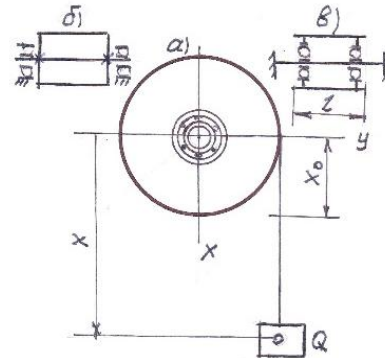


Рис. 2. Расчетная схема механизма подъема при подшипниках с вращением:  $b$  – внутренней и  $c$  – наружной обойм опорных подшипников

Fig. 2. The design scheme of the lifting mechanism for bearings with the rotation:  $b$  – inner and  $c$  – outer holders of the bearings

Для решения задачи с учетом трения на оси барабана предположим, что ось опирается на два подшипника. При этом канат может менять положение по длине барабана так, что нагрузка на один подшипник может меняться от 0 до  $Q$ .

Максимальную нагрузку на один подшипник примем равной  $Q = 50$  кН, которой соответствует подшипниковый подшипник № 313 со статической нагрузкой  $Q_{ст} = 5400$  кг,  $D = 140$  мм,  $d_o = 65$  мм (рис. 1).

Остальные данные примем следующими [4]: радиус барабана  $R = 250$  мм,  $x_o = 0,5$  м,  $x = 6$  м, диаметр подшипников (без округления до стандартного)  $d_{ш} = 0,3(D - d_o)$  мм, радиус жолоба беговой дорожки  $r_{ж} = 0,515d_{ш} = 11,6$  мм, количество подшипников  $Z = \frac{2,9(D + d_b)}{(D - d_o)} = 8$

при угле между шариками  $\gamma = 45^\circ$ .

Нагрузка на наиболее загруженный шарик:

$$P_o = \frac{5Q}{Z} = 30 \text{ кН.}$$

На один боковой шарик:

$$P_1 = P_o \cos^{3/2} \gamma = 23,8 \text{ кН.}$$

Сопротивления качению центрального и двух боковых подшипников рассчитываются по формулам (7) – (10) и их зависимости от положения каната на барабане показаны на рис. 3.

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

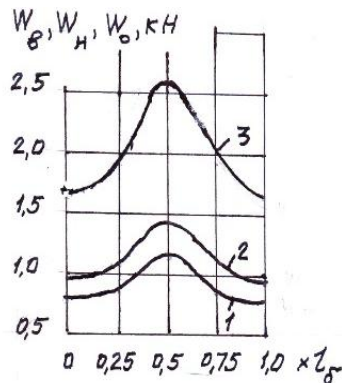


Рис. 3. Зависимость сопротивлений качению подшипников от положения каната на барабане: 1 – по внутренней обойме, 2 – по наружной обойме, 3 – суммарное,  $W_g + W_n = W$

Fig. 3. The dependence of rolling resistance of balls on the position of the rope on the drum: 1 – on the inner cage, 2 – on the outer cage, 3 – total,  $W_i + W_o = W$

Коэффициент трения подшипников, приведенный к валу (оси) барабана согласно формулам (11) и (12) при положении каната на барабане, соответствующем 0; 0,25; 0,75; 0,5 · L составят соответственно:

- при вращении внутренней обоймы  $\mu_g = 0,0480; 0,0493; 0,0711;$
- при вращении наружной обоймы  $\mu_n = 0,0946; 0,1328; 0,1953$

(скольжение подшипников без отсутствия смазки).

Зависимость коэффициента трения подшипника, приведенного к валу, от положения каната показана на рис. 4. Там же показаны коэффициенты трения скольжения стали по стали при разных способах смазки и рекомендуемая величина приведенного к цапфе коэффициента трения для шарикоподшипника.

Аналитического выражения для определения  $w_g$  и  $w_n$ , очевидно, не существует, ввиду отсутствия выражения для определения коэффициента трения качения. Без указания на его величину при равенстве коэффициента для беговых дорожек внутренней и наружной обойм, независимо от нагрузки на шарик, такое выражение приведено в [4]. Таким образом,

$$\mu = \frac{1,4k}{r_o} \left(1 + \frac{r_b}{r_{ш}}\right).$$

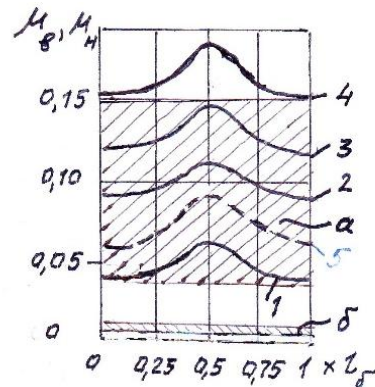


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения подшипника № 313 приведенного к валу, от положения каната на барабане (нагрузки на подшипник) при вращении:

- 1 – внутренней обоймы; 2 – наружной обоймы при коэффициенте трения скольжения подшипника по внутренней обойме  $\mu = 0,05$  (смазка в масляной ванне);
- 3 – то же при  $\mu = 0,15$  (смазка отсутствует);
- 5 – без учета скольжения подшипников по обойме; область а – рекомендуемые величины коэффициентов трения скольжения; область б – рекомендуемые величины приведенного коэффициента для шарикоподшипников.

Fig. 4. Dependence of the friction coefficient of bearing No. 313 reduced to the shaft from the position of the rope on the drum (load on the bearing):

- 1 – on the inner cage; 2 – the outer cage at a coefficient of sliding friction of the bearing along the inner cage,  $\mu = 0.05$  (lubricant in the oil bath); 3 – the same at  $\mu = 0.15$  (no lubricant); 5 – without sliding of bearings along the cage; а – recommended values of sliding friction coefficients; area b – recommended values of the reduced coefficient for ball bearings.

Дополнительное отсутствие в этой формуле радиуса беговой дорожки наружной обоймы указывает на возможную большую погрешность при определении коэффициента.

Подстановка величины  $k_{ob} = 0,133$  мм при  $P_o = 30$  кН и принятых величин  $r_o$ ,  $r_b$ ,  $r_{ш}$  дает величину  $\mu = 0,028$ , что не соответствует ни полученным величинам  $\mu_b = 0,043$ ,  $\mu_n = 0,094$ , ни рекомендуемой величине  $\mu = 0,01 \dots 0,015$  для шарикоподшипников.

Для решения поставленной задачи запишем выражение, определяющее кинетическую энергию системы  $T_2$  в текущем положении, и приравняем её к работе внешних сил с учетом трения и с учетом того, что в начальный момент

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

$T_1 = 0$ . Таким образом, получим:

$$T_2 = A_{12}^e = \frac{Qv^2}{2} + \frac{Iv^2}{2R^2} = Q \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\mu r_0}{R}\right) \cdot (x - x_0).$$

Отсюда

$$v = \sqrt{\frac{2Qg\left(1 - \frac{\mu r_0}{R}\right) \cdot (x - x_0)}{Q + \frac{I}{R^2}}}, \quad (13)$$

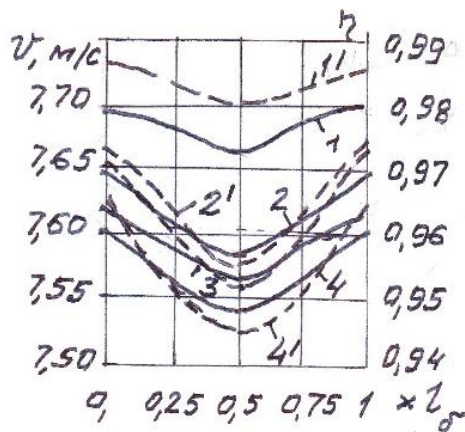


Рис. 5. Зависимости скорости опускания груза и КПД системы от положения каната на барабане:

1, 1' –  $v$  и  $\eta$  при вращении внутренней обоймы;  
2, 2', 3, 3', 4, 4' –  $v$  и  $\eta$  при вращении наружной  
обоймы и коэффициентах трения скольжения  
между шариками и обоймой 0,05; 0,1; 0,15 соответственно

Fig. 5. Dependences of the speed of lowering the load and the efficiency of the system from the position of the rope on the drum:  
1, 1' –  $v$  and  $\eta$  at the rotation of the inner cage;  
2, 2', 3, 3', 4, 4' –  $v$  and  $\eta$  when the outer cage is rotated and the sliding friction coefficients between the balls and the cage are 0.05; 0.1; 0.15 respectively

На рис. 5 аналогично рис. 4 показаны скорости и коэффициента полезного действия (далее – КПД, обозначен штриховыми линиями) механизма в зависимости от положения каната на барабане. КПД могут быть получены из составляющей подкоренного выражения:

$$\eta = 1 - \mu \frac{r_0}{R} \quad [9]$$

или

$$\eta = \frac{1}{1 + \mu \frac{d_0}{D_6}} \quad [10]. \quad (14)$$

Таким образом, при  $L_6 = 0$  значение КПД, найденного по формуле (14) соответствует величине КПД канатного блока, рекомендуемого в справочной литературе  $\eta = 0,98 \dots 0,97$  на подшипниках качения при полученной величине  $\eta_b = 0,987; 0,986; 0,980$  и  $\eta = 0,974; 0,973$  и 0,966 в зависимости от смазки.

### Научная новизна и практическая значимость

С помощью зависимости по определению коэффициента сопротивления движения в подшипниках барабана получены уточненные зависимости скорости подъема груза и коэффициента полезного действия механизмов подъема.

Используемые полученные значения сопротивлений могут быть применены для уточненных расчетов механизмов подъема транспортирующих машин.

### Выводы

Анализ полученных зависимостей и графиков позволяет сделать следующие выводы и предположения:

- скорость опускания груза зависит от положения каната по длине барабана, уменьшаясь при приближении к его середине;
- приведенный к цапфе коэффициент трения подшипников барабана увеличивается с приближением каната к середине барабана;
- КПД канатного барабана зависит от положения каната на барабане, уменьшаясь с приближением каната к середине барабана;
- КПД подшипника зависит от того, какая обойма вращается: внутренняя или наружная разница зависит как от нагрузки на подшипник, так и от смазки, достигая более 3 % при ее отсутствии и 2 % – при жидкой смазке.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вплив коефіцієнта тертя ковзання та кута обхвату колодкою та стрічкою гальмівного шків на рівновагу важільної системи / В. М. Богомаз, М. Г. Брильова, Л. М. Бондаренко, К. Ц. Главацький // Вісн. нац. ун-ту водного госп-ва та природокористування : Технічні науки : зб. наук. пр. – Рівне, 2015. – № 2. – С. 120–125.
2. Довбня, М. П. Теоретичне визначення сили ковзання при коченні / М. П. Довбня // Проблеми трибології. – 2002. – № 2. – С. 103–106.
3. Ковальський, Б. С. Потери на блоках канатних полиспастов / Б. С. Ковальський // Строительные и дорожные машины. – 1986. – № 8. – С. 34–37.
4. Кожевников, С. Н. Теория машин и механизмов / С. Н. Кожевников. – Москва : Машиностроение, 1969. – 584 с.
5. Механика. Сопротивление материалов (теория и практика) : учеб. пособие / О. М. Болтенкова, О. Ю. Давыдов, В. Г. Егоров, С. В. Ульшин. – Воронеж : Изд-во ВГУИТ, 2013. – 121 с.
6. Прикладная механика : учеб. пособие / Х. С. Гумерова, Н. П. Петухов, В. М. Котляр, С. Г. Сидорин. – Казань : Изд-во КНИТУ, 2014. – 142 с.
7. Применение и прочность полимерных материалов при изготовлении и ремонте машин и оборудования / Б. А. Грязнов [и др.]. – Киев : Ин-т проблем прочности имени Г. С. Писаренко НАН Украины, 2013. – 296 с.
8. Синенко, Е. Г. Механика : учеб. пособие / Е. Г. Синенко, О. В. Конищева. – Красноярск : Изд-во СФУ, 2015. – 236 с.
9. Способ определения мощности привода механизма передвижения мостового крана при учете трения качения / В. М. Богомаз, Л. М. Бондаренко, К. Ц. Главацький, К. О. Сокол // Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 5 (59). – С. 123–131. doi: 10.15802/stp2015/55335.
10. Справочник по кранам : в 2 т. / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – Т. 2. – 559 с.
11. Яковлев, С. А. Соотношения между показателями сопротивления качению и скольжению в узлах машин / С. А. Яковлев, Л. Н. Бондаренко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини : зб. наук. пр. / Київ. нац. ун-т буд-ва і архітектури. – Київ, 2003. – Вип. 62. – С. 88–92.
12. A general friction model of discrete interactions for tendon actuated dexterous manipulators / A. Gao, Y. Zou, Z. Wang, H. Liu // J. of Mechanisms and Robotics. – Vol. 9. – Iss. 4. – 2017. – P. 041019. doi: 10.1115/1.4036719.
13. Makhkamov, K. Kh. Energy analysis of wear of sliding friction units / K. Kh. Makhkamov // J. of Friction and Wear. – 2017. – Vol. 38. – Iss. 2. – P. 168–172. doi: 0.3103/s1068366617020143.
14. Rahaman, M. L. Size effect on friction and wear mechanisms of bulk metallic glass / M. L. Rahaman, L. Zhang // Wear. – 2017. – Vol. 376–377. – P. 1522–1527. doi: 10.1016/j.wear.2017.01.068.
15. Tabor, D. The mechanism of rolling friction. II. The elastic range / D. Tabor // Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. – 1955. – Vol. 229. – Iss. 1177. – P. 198–220. doi: 10.1098/rspa.1955.0082.

В. М. БОГОМАЗ<sup>1\*</sup>, Л. М. БОНДАРЕНКО<sup>2\*</sup>, О. В. БОГОМАЗ<sup>3</sup>, М. Г. БРИЛЬОВА<sup>4</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Військова підготовка спеціалістів Державної спеціальної служби транспорту», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 19 09, ел. пошта wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

<sup>2\*</sup>Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, ел. пошта bondarenko-l-m2015@yandex.ua, ORCID 0000-0002-2212-3058

<sup>3</sup>Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, ел. пошта o.bogomas@gmail.com, ORCID 0000-0002-6400-3230

<sup>4</sup>Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, ел. пошта mary.brilewa@yandex.ru, ORCID 0000-0001-6331-0880

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

## ВПЛИВ ОПОРУ КОЧЕННЮ НА ДИНАМІКУ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМУ ТРАНСПОРТУЮЧИХ МАШИН

**Мета.** Коефіцієнт тертя кочення в підшипниках визначає величину опору обертанню канатних барабанів механізмів підйому транспортуючих машин, що впливає на значення коефіцієнта корисної дії (ККД) таких машин та, відповідно, на їх динаміку. Для уточнення величин коефіцієнта корисної дії та швидкості руху вантажу необхідно аналітичним способом визначити величину приведенного до цапфи коефіцієнта тертя кочення для кулькових підшипників барабана механізму підйому, а також оцінити його вплив на динаміку такого механізму. **Методика.** В роботі наводяться залежності для визначення коефіцієнта опору кулькового підшипника канатного барабана механізму підйому при обертанні його як внутрішньої, так і зовнішньої обойми, а також розрахункові схеми підшипника і барабана. **Результати.** В роботі наведені залежності для визначення швидкості руху вантажу і коефіцієнта корисної дії механізму підйому транспортуючих машин із уточненими значеннями коефіцієнта опору руху. Побудовано відповідні графічні залежності для конкретного прикладу. Аналіз отриманих залежностей та графіків дозволяє зробити наступні висновки: 1) швидкість опускання вантажу залежить від положення каната по довжині барабана, зменшуючись при наближенні до середини; 2) приведений до цапфи коефіцієнт тертя підшипників барабана збільшується з наближенням каната до середини барабана; 3) ККД канатного барабана залежить від положення каната на барабані, зменшуючись із наближенням каната до середини барабана; 4) ККД підшипника залежить від того, яка обойма обертається: внутрішня або зовнішня, і різниця залежить як від навантаження на підшипник, так і змащення, досягаючи більш 3 % при її відсутності та 2 % – при рідкому мастилi. **Наукова новизна.** Автори отримали уточнені залежності швидкості підйому вантажу і ККД механізмів підйому, використавши при цьому залежності по визначенню коефіцієнта опору руху в підшипниках барабана. **Практична значимість.** Отримані значення опорів можуть бути використані для уточнених розрахунків механізмів підйому транспортуючих машин.

*Ключові слова:* барабан; тертя; опір; підшипник; ККД – коефіцієнт корисної дії

V. M. BOHOMAZ<sup>1\*</sup>, L. M. BONDARENKO<sup>2\*</sup>, O. V. BOHOMAZ<sup>3</sup>, M. G. BRYLYOVA<sup>4</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Military Training of Specialists of the State Special Service of Transport», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 19 09, e-mail wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

<sup>2\*</sup>Dep. «Applied Mechanics and Material Science», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 18, e-mail bondarenko-l-m2015@yandex.ua, ORCID 0000-0002-2212-3058

<sup>3</sup>Dep. «Applied Mechanics and Material Science», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 18, e-mail o.bogomas@gmail.com ORCID 0000-0002-6400-3230

<sup>4</sup>Dep. «Applied Mechanics and Material Science», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 18, e-mail mary.brilewa@yandex.ru ORCID 0000-0001-6331-0880

## EFFECT OF RESISTANCE TO ROLLING ON THE DYNAMICS OF THE LIFTING MECHANISMS OF THE TRANSPORTING MACHINES

**Purpose.** Coefficient of rolling friction in bearings determines the amount of resistance to rotation of rope drums of the lifting mechanisms of transporting machines, which affects the value of the efficiency of such machines and their dynamics accordingly. To clarify the values of the efficiency and the speed of cargo, it is necessary to determine analytically the amount of rolling friction coefficient for the ball bearings of the lifting mechanism drum, reduced to a pin, and also to evaluate its influence on the dynamics of such a mechanism. **Methodology.** In the paper, dependences are given for determining the coefficient of resistance of the ball bearing of the cable drum of the lifting mechanism when it is rotated by both the inner and outer cages, as well as the design schemes of the bearing and drum. **Findings.** According to the results of research the dependences for definition of cargo movement speed and efficiency of the lifting mechanism of transporting cars with the specified value of movement resistance coefficient are presented. The corresponding graphical dependencies for a concrete example are constructed. Analysis of the obtained dependencies and graphs allows us to draw the following conclusions: 1) the rate of lowering the load de-



## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

depends on the position of the rope along the length of the drum, decreasing as it approaches its middle; 2) the coefficient of friction of the bearings of the drum reduced to the pin increases as the rope approaches the middle of the drum; 3) the efficiency of the rope drum depends on the position of the rope on the drum, decreasing as the rope approaches the middle of the drum; 4) the efficiency of the bearing depends on whether the holder rotates: internal or external, and the difference depends on both the load on the bearing and the lubricant, reaching more than 3% in its absence and 2% - with liquid lubrication. **Originality.** The authors obtained more accurate dependences of the lifting speed of the load and the efficiency of the lifting mechanisms, using, in this case, the dependences determined by the drag coefficient in the drum bearings. **Practical value.** The obtained values of resistances can be used for refined calculations of the lifting mechanisms of transporting machines.

*Key words:* drum; friction; resistance; bearing; efficiency

## REFERENCES

1. Bogomas, V. M., Brilyova, M. G., Bondarenko, L. M., & Glavatskiy, K. C. (2015). Vplyv koefitsiienta tertia kovzannia ta kuta obkhvatu kolodkoiu ta strichkoiu halmivnoho shkiva na rivnovahu vazhilnoi systemy. *Bulletin of National University of Water and Environmental Engineering. Technical Sciences*, 2, 120-125. (in Ukrainian)
2. Dovbnia, M. P. (2002). Teoretychne vyznachennia syly kovzannia pry kochenni. *Problems of Tribology*, 2, 103-106. (in Ukrainian)
3. Kovalskiy, B. S. (1986). Poteri na blokakh kanatnykh polispastov. *Construction and Road Building Machinery*, 8, 34-37. (in Russian)
4. Kozhevnikov, S. N. (1969). *Teoriya mashin i mekhanizmov*. Moscow: Mashinostroenie. (in Russian)
5. Boltenkova, O. M., Davydov, O. Y., Yegorov, V. G., & Ulshin, S. V. (2013). *Mekhanika. Soprotivlenie materialov (teoriya i praktika): Uchebnoe posobie*. Voronezh: Voronezh State University of Engineering Technologies. (in Russian)
6. Gumerova, K. S., Petukhov, N. P., Kotlyar, V. M., & Sidorin, S. G. (2014). *Prikladnaya mekhanika: Uchebnoe posobie*. Kazan: Kazan National Research Technological University. (in Russian)
7. Gryaznov, B. A., Bukhtiyarov, V. K., Kakuevitskiy, V. A., Aronovich, D. A., & Nalimov, Y. S. (2013). *Primenenie i prochnost polimernykh materialov pri izgotovlenii i remonte mashin i oborudovaniya*. Kyiv: G. S. Pisarenko Institute for Problems of Strength of the National Academy of Sciences of Ukraine. (in Russian)
8. Sinenko, Y. G., & Konishcheva, O. V. (2015). *Mekhanika: Uchebnoe posobie*. Krasnoyarsk: Izdatelstvo SFU. (in Russian)
9. Bohomaz, V. M., Bondarenko, L. M., Hlavatskiy, K. T., & Sokol, K. O. (2015). Method of the drive power determination of the mechanisms of the bridge crane movement considering the rolling friction. *Science and Transport Progress*, 5(59), 123-131. doi: 10.15802/stp2015/55335. (in Russian)
10. Aleksandrov, M. P., Gokhberg, M. M., Kovin, A. A., Kulkova, N. N., Mazover, I. S., Nevzorov, L. A., & ... Sokolov S. A. (1988). *Spravochnik po kranam* (Vol. 1-2). *Kharakteristiki i konstruktivnye skhemy kranov. Kranovye mekhanizmy, ikh detali i uzly. Tekhnicheskaya ekspluatatsiya kranov* (Vol. 2). Moscow: Mashinostroenie. (in Russian)
11. Yakovlev, S. A., & Bondarenko, L. N. (2003). Sootnosheniya mezhdru pokazatelyami soprotivleniya kacheniyu i skolzheniyu v uzlakh mashin. *Girnuchi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini*, 62, 88-92. (in Russian)
12. Gao, A., Yun, Z., Zhidong, W., & Hao, L. (2017). A general friction model of discrete interactions for tendon actuated dexterous manipulators. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 9(4), 041019. doi: 10.1115/1.4036719. (in English)
13. Makhkamov, K. K. (2017). Energy analysis of wear of sliding friction units. *Journal of Friction and Wear*, 38(2), 168-172. doi: 0.3103/s1068366617020143. (in English)
14. Rahaman, M. L., & Zhang, L. (2017). Size effect on friction and wear mechanisms of bulk metallic glass. *Wear*, 376-377, 1522-1527. doi: 10.1016/j.wear.2017.01.068. (in English)
15. Tabor D. (1955). The mechanism of rolling friction: The elastic range. *Proceedings of the Royal Society A: Mathematical. Physical and Engineering Sciences*, 229(1177), 198-220. doi: 10.1098/rspa.1955.0082. (in English)

*Статья рекомендована к публикации д.т.н., проф. С. В. Ракшой (Украина)*

Поступила в редколлегию: 09.01.2018

Принята к печати: 03.04.2018