

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-4-296-301>

УДК 621.873.2

## Основы расчета противоугонного кранового устройства из эксцентрикового и клещевого механизмов

Н. М. Селивончик<sup>1)</sup>, канд. техн. наук, доц. Н. Л. Нестеренко<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2021  
Belarusian National Technical University, 2021

**Реферат.** Согласно требованиям «Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов», противоугонные устройства должны обеспечивать останов грузоподъемных кранов, находящихся под действием силы ветра, в любой точке рельсового пути, в том числе в месте стыка рельсов, соединяемых боковыми планками. Рекомендованные к применению различные типы противоугонных крановых устройств имеют ряд недостатков. Так, снабжение противоугонных крановых устройств, выполненных в виде рычажных захватов, взаимодействующих с головкой рельса, механизмами разведения-сведения захватов с электромеханическим, электромагнитным, гидравлическим или пневматическим приводами усложняет их конструкцию. Известны также противоугонные крановые устройства, у которых останов грузоподъемных кранов на рельсовом пути осуществляется стопорным эксцентриком, взаимодействующим с поверхностью головки рельса. Надежность подобных устройств недостаточна, поскольку из-за постоянного усилия пружины сила сцепления эксцентрика с рельсом не зависит от изменяющейся силы ветра. В статье предлагаются основы расчета противоугонного кранового устройства, представляющего кинематическое соединение двух механизмов – эксцентрикового и клещевого, что позволяет решить ряд перечисленных выше проблем.

**Ключевые слова:** грузоподъемные краны, противоугонное крановое устройство, эксцентриковый механизм, клещевой механизм, силовой расчет, коэффициент трения

**Для цитирования:** Селивончик, Н. М. Основы расчета противоугонного кранового устройства из эксцентрикового и клещевого механизмов / Н. М. Селивончик, Н. Л. Нестеренко // *Наука и техника*. 2021. Т. 20, № 4. С. 296–301. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-4-296-301>

## Basics of Calculating Anti-Theft Crane Device from Eccentric and Tick-Borne Mechanisms

N. M. Selivonchik<sup>1)</sup>, N. L. Nesterenko<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup>Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

**Abstract.** According to the requirements of the “Rules for industrial safety of cranes”, anti-theft devices must ensure that cranes under the influence of wind force stop at any point on the track, including at the junction of rails connected by side strips. Various types of anti-theft crane devices recommended for use have a number of disadvantages. Thus, the supply of anti-theft crane devices made in the form of lever grips interacting with the rail head with mechanisms for disengaging and converging grippers with electromechanical, electromagnetic, hydraulic or pneumatic drives complicates their design. There are also known anti-theft crane devices, in which the stopping of cranes on a rail track is carried out by a locking eccentric interacting with the surface of the rail head. The reliability of such devices is insufficient, since, due to the constant

---

### Адрес для переписки

Селивончик Николай Михайлович  
Белорусский национальный технический университет  
просп. Партизанский, 77,  
220107, г. Минск, Республика Беларусь  
Тел.: +375 17 350-71-55  
selivonchik@mipk.by

### Address for correspondence

Selivonchik Nikolay M.  
Belarusian National Technical University  
77, Partizansky Ave.,  
220107, Minsk, Republic of Belarus  
Tel.: +375 17 350-71-55  
selivonchik@mipk.by

force of the spring, the adhesion force of the eccentric to the rail does not depend on the changing wind force. The paper proposes the basics of calculating the anti-theft crane device, representing the kinematic connection of two mechanisms – eccentric and thick-borne, which allows to solve a number of the above problems.

**Keywords:** cranes, anti-theft device, eccentric mechanism, wedge mechanism, force calculation, coefficient of friction

**For citation:** Selivonchik N. M., Nesterenko N. L. (2021) Basics of Calculating Anti-Theft Crane Device from Eccentric and Tick-Borne Mechanisms. *Science and Technique*. 20 (4), 296–301. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-4-296-301> (in Russian)

## Введение

Согласно требованиям «Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов» [1], противоугонные устройства должны обеспечивать останов грузоподъемных кранов, находящихся под действием силы ветра, в любой точке рельсового пути, в том числе в месте стыка рельсов, соединяемых боковыми планками. В РД 24.09.102–01 [2] рекомендуются к применению следующие типы противоугонных крановых устройств:

- стопорные с подсоединением гибкой связи к тупиковому упору и стопоры с закладным пальцем;
- фрикционный останов с вывешиванием грузоподъемных кранов посредством выдвигного штока, снабженного эксцентриком с насечкой;
- клещевой накладной захват с заклиниванием головки рельса при его перекосе при поджатии щек захвата к рельсу винтом;
- ручной рычажный захват со встроенными в губки рычагов зажимными эксцентриками;
- универсальный рычажный захват с дистанционным управлением и вращением зажимного винта электродвигателем через снабженный муфтой предельного момента редуктор.

В губки зажимных рычагов встроены эксцентрики. Привод захвата имеет блокировки, отключающие двигатель при отклонении корпуса редуктора от вертикального положения в результате действия реактивного момента, возникающего при зажатии губками рельса или полном раскрытии захвата. Предусмотрена также блокировка, запрещающая включение привода механизма передвижения при замкнутом захвате.

Следует отметить, что снабжение противоугонных крановых устройств, выполненных в виде рычажных захватов, взаимодействующих с головкой рельса, механизмами разведения-сведения захватов с электромеханическим, электромагнитным, гидравлическим или пнев-

матическим приводами усложняет их конструкцию. Известны также противоугонные крановые устройства, у которых останов грузоподъемных кранов на рельсовом пути осуществляется стопорным эксцентриком, взаимодействующим с поверхностью головки рельса. Прижатие эксцентрика к головке рельса производится пружиной, а обратное перемещение – приводом (например, гидравлическим). Надежность подобных устройств недостаточна, поскольку из-за постоянного усилия пружины сила сцепления эксцентрика с рельсом не зависит от изменяющейся силы ветра.

В [3] предложено противоугонное крановое устройство, у которого сила сцепления эксцентрика с рельсом определяется силой ветра: чем больше сила ветра, тем больше сила сцепления. Недостатком такого решения, несмотря на простоту конструкции, является ограничение силы сцепления, удерживающей краны на рельсах весом грузоподъемных кранов. А именно – сила сцепления не может быть больше веса грузоподъемных кранов.

Авторы статьи предлагают противоугонное крановое устройство, представляющее кинематическое соединение двух механизмов – эксцентрикового и клещевого.

## Основная часть

Разработанный механизм лишен недостатка устройства, конструкция которого приведена в [3], а кроме того, устраняет недостатки противоугонных устройств, указанных в [2]. Схема взаимодействия эксцентрикового и клещевого механизмов в противоугонном крановом устройстве представлена на рис. 1.

Из схемы видно, что при перемещении грузоподъемных кранов по рельсовому пути под действием силы ветра  $P_v$  в их нерабочем состоянии эксцентрик, находящийся на рельсе, поворачивается на некоторый угол и передает это движение на рычаг 3. Рычаг 3 благодаря оси

поворота, расположенной на корпусе противоугонного устройства (корпус условно не показан), и шарнирно с ним связанному ползуну, перемещаясь по прорезам 5 в корпусе противоугонного устройства, передает это усилие на тягу и клин. Связь тяги с рычагом 3 и клином обеспечивается шарнирами 10. Клин, получая вертикальное перемещение, воздействуя на ролики 11 рычагов 6, раздвигает или сдвигает рычаги, закрепляя грузоподъемные краны на рельсах или освобождая их от захвата. При достаточной жесткости рычагов захвата, обеспеченной их конструкцией, работу захвата можно считать аналогичной работе тормоза.

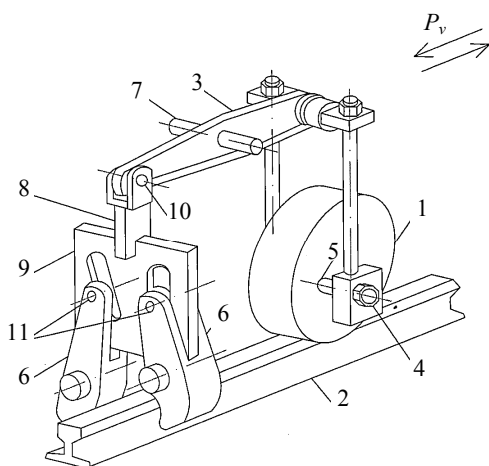


Рис. 1. Схема взаимодействия эксцентрикового и клещевого механизмов в противоугонном крановом устройстве: 1 – эксцентрик, находящийся на рельсе; 2 – рельс кранового пути; 3 – рычаг; 4 – ползун; 5 – прорезь в корпусе противоугонного устройства; 6 – рычаг захвата; 7 – ось поворота; 8 – тяга; 9 – клин; 10 – шарнир; 11 – ролик рычага захвата

Fig. 1. Scheme of eccentric and wedge mechanisms interaction in anti-theft crane: 1 – eccentric on rail; 2 – rail of crane runway; 3 – lever; 4 – slider; 5 – slit in body of anti-theft device; 6 – grab lever; 7 – rotation axis; 8 – thrust; 9 – wedge; 10 – pivot; 11 – roller of grab lever

Для силового расчета противоугонного кранового устройства, состоящего из эксцентрикового и клинового механизмов, нужно знать условия, обеспечивающие надежный останов и удержание на рельсах кранов, коэффициенты трения, значение силы ветра  $P_v$ , необходимой для трогания кранов с места, ускорение кранов  $a$  от действия силы ветра нерабочего состояния  $P_v$ , путь торможения  $S$  и время тормо-

жения кранов  $t$ , скорость кранов в конце пути  $v$ , кинетическую энергию кранов  $K_3$ .

Условием обеспечения надежного останова и удержания кранов на рельсах силой  $F_y$ , развиваемой клещевыми захватами, является

$$F_y \geq P_v. \quad (1)$$

Сила удержания

$$F_y = N_y f_{\text{сц}} n, \quad (2)$$

где  $N_y$  – сила зажатия боковых граней головки рельса губками захватов;  $f_{\text{сц}} = 0,18$  – коэффициент сцепления для закаленных губок в виде гребенки с притупленной насечкой при твердости  $HRC \geq 55$  [4];  $n = 1$  (или  $n = 2$ ) – число клещевых захватов.

Из условий (1) и (2) следует:

$$N_y \geq P_v / 0,18 = 6,66 P_v \quad \text{– для одного захвата;} \quad (3)$$

$$P_v / 0,36 \quad \text{– для двух захватов.}$$

Если принять запас силы удержания  $k_c = 1,2$  по аналогии с запасом тормозной силы кранов [5], то получим условие обеспечения надежного останова и удержания кранов на рельсах с помощью рассматриваемого противоугонного устройства:

$$N_y = k_c P_v / 0,18 = 6,66 P_v \quad \text{– для одного захвата;} \quad (4)$$

$$N_y = k_c P_v / 0,36 = 3,33 P_v \quad \text{– для двух захватов.}$$

При расчете механизмов рассматриваемого противоугонного кранового устройства существенное значение имеет выбор коэффициентов трения скольжения  $f$  и трения качения  $\mu$ . Например, при расчете значений приведенного коэффициента трения  $k$ , где учитываются как трение скольжения, так и трение качения, даже незначительная разница в используемых коэффициентах обеспечивает весьма ощутимую разницу получаемых результатов, поскольку этот коэффициент рассчитывается по формуле

$$k = (fd + 2\mu) / D, \quad (5)$$

где  $D$  – диаметр ходовых колес грузоподъемных кранов;  $d$  – диаметр цапфы для грузоподъемных кранов с диаметром ходовых колес  $D$ .

Для значений коэффициентов трения, приводимых в справочных и информационных источниках, как правило, не оговаривают разницу между трением покоя и трением движения. Ряд авторов не дают пояснений, что коэффициент трения сцепления есть ничто иное, как коэффициент трения покоя [4, 5], о чем совершенно ясно сказано в [6]. Коэффициент трения сцепления  $f_{\text{сц}}$  определяется как отношение наибольшей силы трения покоя двух тел к нормальной силе  $N$ . Сила трения покоя, как правило, превышает силу трения движения. Поэтому в [7] рекомендуется при выборе коэффициентов трения различать трение покоя и трение движения, отличающиеся друг от друга на 30–50 %. Предельная сила трения при покое (момент трогания с места), предшествующая движению, превышает силу трения при движении на 50 % и более [8]. Считается, что данная разница является причиной возникновения адгезии на трущихся поверхностях и зависит от времени, чем и объясняется «застой», проявляющийся в механизмах и приборах [9, 10].

Рассматриваемое противоугонное крановое устройство не относится к механизмам, интенсивно используемым, поскольку предназначено только для восприятия давления ветра  $P_v$  при стационарном (нерабочем) состоянии грузоподъемных кранов. Ввиду этого трение покоя можно сопоставлять с трением движения путем увеличения значений коэффициентов трения скольжения и трения качения на усредненный коэффициент  $k_{\text{уср}} = 1,2$ . Поэтому силу ветра  $P_v$ , необходимую для трогания грузоподъемных кранов с места (начало движения грузоподъемных кранов по рельсам), можно определить исходя из ее равенства силе сопротивления движению грузоподъемных кранов  $W_{\text{сопр}}$

$$P_v = W_{\text{сопр}} = G_{\text{кр}} k k_{\text{уср}} k_p + i G_{\text{кр}} = \frac{G_{\text{кр}}}{D} (fd + 2\mu) k_{\text{уср}} k_p + i G_{\text{кр}}, \quad (6)$$

где  $k$  – приведенный коэффициент трения, определяемый по (5);  $G_{\text{кр}}$  – вес грузоподъемного крана;  $D$  – диаметр ходовых колес грузоподъемного крана;  $d$  – то же цапфы для грузоподъемного крана с диаметром ходовых колес  $D$ ;  $k_p$  – коэффициент, учитывающий трение реборд колес

о рельсы (табл. 1) [4];  $i$  – уклон пути для стационарных крановых путей (табл. 2) [4];  $f$  – коэффициент трения скольжения подшипников, приведенный к цапфе колеса грузоподъемного крана (табл. 3) [4];  $\mu$  – коэффициент трения качения стальных колес по рельсам (табл. 4) [4];  $k_{\text{уср}}$  – усредненный коэффициент, увеличивающий коэффициенты  $f$  и  $\mu$  с учетом вышеизложенных соображений относительно трения покоя и трения движения.

Таблица 1

 Значения коэффициента  $k_p$   
 Values of coefficient  $k_p$ 

Тип крана	Обод ходовых колес	Привод механизма	$k_p$
Опорный	Конический	Центральный	1,2
	Цилиндрический		1,5

Таблица 2

 Значения уклона пути  $i$   
 для стационарных крановых путей  
 Slope values of track  $i$  for stationary crane tracks

Тип крана	$i$
Мостовой	0,001
Козловой, порталный и стапельный	0,003
Железнодорожный	0,004
Строительный башенный	0,005

Таблица 3

 Значения коэффициента  $f$   
 Values of coefficient  $f$ 

Подшипник	Значение $f$	
	Смазка отсутствует	Смазка густая
Скольжения: стали по стали	0,14–0,16	0,09–0,11
Качения: шариковые роликовые	0,010–0,015	
	0,015–0,020	

Таблица 4

 Значения коэффициента  $\mu$   
 Values of coefficient  $\mu$ 

Головка рельса	Значение $\mu$ для диаметра ходовых колес $D$ крана, мм				
	200; 250; 320	400; 500; 560; 630	710	800; 900	1000
Плоская	0,3	0,5	0,6	0,7	0,7
Скругленная	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2

Анализ существующих диаметров ходовых колес и диаметров цапф грузоподъемных кранов позволяет сделать вывод, что отношение диаметров цапф  $d$  к диаметру ходовых колес  $D$  находится в пределах  $d/D = 0,2$ . Расчеты, проведенные по (6) с использованием числовых значений параметров, а также значений диаметров цапф и диаметров ходовых колес при наличии у них конических и цилиндрических ободов, подшипников скольжения и качения (шариковых и роликовых), при использовании в крановых путях рельсов с плоской и скругленной головкой, показали, что для сдвига с места мостовых, козловых, порталных, ступельных, железнодорожных, строительных башенных кранов с центральным приводом при их нерабочем состоянии и отсутствии закреплений к рельсам без учета уклона крановых путей необходима сила ветра  $P_v = 0,005G_{кр}$ .

Ускорение грузоподъемных кранов, находящихся под действием силы  $P_v$ , можно определить по формуле

$$a = \frac{P_v}{m} = \frac{P_v}{G_{кр}} g, \quad (7)$$

где  $m = \frac{G_{кр}}{g}$  – масса грузоподъемного крана;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

Путь торможения грузоподъемных кранов  $S$ , пройденный с момента трогания с места и до момента их останова, можно найти с уче-

том того, что этот путь соответствует повороту эксцентрика диаметром  $D_э = 300 \text{ мм}$  при эксцентриситете  $e = 60 \text{ мм}$  на угол  $\varphi = 135^\circ (2,35 \text{ рад})$ . Этот угол определяет начальный контакт рычагов захвата с головкой рельса. При повороте эксцентрика на угол  $\varphi = 135^\circ$  его радиус изменяется от  $R_{\min} = 90 \text{ мм}$  до  $R_{\max} = 190 \text{ мм}$ . Примем средний радиус  $R_{ср} = 140 \text{ мм}$ . Приведенные значения являются оптимальными для эксцентрика в рассматриваемом противоугонном крановом устройстве. Тогда путь торможения кранов

$$S = R_{ср} \varphi = 140 \cdot 2,35 = 329 \text{ мм}. \quad (8)$$

При движении грузоподъемных кранов время их торможения  $t$  и скорость в конце пути  $v$  (когда начнутся их останова-торможение) можно определить по следующим формулам:

$$t = \sqrt{2S/a}; \quad (9)$$

$$v = at. \quad (10)$$

Кинетическая энергия грузоподъемных кранов  $K_э$  за время прохождения пути  $S = 400 \text{ мм}$  при действии на краны силы  $P_v$  и скорости  $v$  определится как

$$K_э = m \frac{v^2}{2} = \frac{G_{кр}}{g} \cdot \frac{v^2}{2}. \quad (11)$$

Значения величин  $P_v$ ,  $a$ ,  $t$ ,  $v$ ,  $K_э$  с учетом уклонов  $i$  крановых путей приведены в табл. 5.

Таблица 5

Значения величин  $P_v$ ,  $a$ ,  $t$ ,  $v$ ,  $K_э$  с учетом уклонов  $i$  крановых путей  
Values of quantities  $P_v$ ,  $a$ ,  $t$ ,  $v$ ,  $K_э$  taking into account slopes  $i$  of crane tracks

Тип крана	Уклон кранового пути $i$	Значение величины				
		$P_v$	$a, \text{ м/с}^2$	$t, \text{ с}$	$v, \text{ м/с}$	$K_э, \text{ кг·м (Н·м)}$
Мостовой	0,001	$0,006G_{кр}$	0,059	3,68	0,22	$0,0025G_{кр}$
Козловой, порталный, ступельный	0,003	$0,008G_{кр}$	0,078	3,20	0,25	$0,0032G_{кр}$
Железнодорожный	0,004	$0,009G_{кр}$	0,088	3,02	0,27	$0,0037G_{кр}$
Строительный башенный	0,005	$0,010G_{кр}$	0,098	2,86	0,28	$0,0040G_{кр}$

### ВЫВОД

На основании полученных результатов можно выполнять расчет и конструирование элементов эксцентрикового и клещевого механизмов противоугонного кранового устройства для

грузоподъемных кранов с отношением диаметров цапф  $d$  к диаметрам ходовых колес  $D$ , равным  $d/D = 0,2$ . При других значениях диаметров ходовых колес и цапф грузоподъемных кранов необходимо внести коррективы в формулы (6), (7), (9)–(11).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Правила по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов [Электронный ресурс]: утв. постановлением Министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь от 22.12.2018 № 66 // Национальный правовой Интернет-портал Республики Беларусь. Режим доступа: <https://pravo.by/document/?guid=12551&p0=W21934170p&p1=1>. Дата доступа: 14.04.2021.
2. Основные требования безопасности к устройству и эксплуатации ветрозащитных систем мостовых и козловых кранов: РД 24.090.102–01 [Электронный ресурс] // Информационная система МЕГАНОРМ. Режим доступа: <https://meganorm.ru/Data2/1/4293855/4293855194.htm>. Дата доступа: 14.04.2021.
3. Наталевич, А. Н. Гравитационное противоугонное устройство крана / А. Н. Наталевич, Н. Л. Нестеренко, Л. И. Передня // Промышленная безопасность и охрана труда. 2017. № 11. С. 27–29.
4. Справочник по кранам: в 2 т. / под общ. ред. М. М. Гохберга. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций. 536 с.; Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов. 559 с.
5. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров; 6-е изд., перераб. М.: Высш. шк., 1985. 520 с.
6. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения: ГОСТ 27674–88. Введ. 01.01.1989. М.: Комитет стандартизации и метрологии СССР, 1989. 21 с.
7. Справочник металлиста: в 3 т. / под общ. ред. Н. С. Ачеркана. М.: Машиностроение, 1965. Т. 1. С. 145.
8. Инженерный справочник. Таблицы DPVA [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://dpva.ru>. Дата доступа: 14.04.2021.
9. Иванов, Е. М. Работа при движении тел с трением [Электронный ресурс] / Е. М. Иванов // Современные проблемы науки и образования. 2005. № 2. Режим доступа: <https://www.science-education.ru/ru/article/view?id=1468>. Дата доступа: 14.04.2021.
10. Фролов, К. В. Современная трибология: итоги и перспективы / К. В. Фролов. М.: Изд-во ЛКИ, 2008. 480 с.

Поступила 20.04.2021

Подписана в печать 23.06.2021

Опубликована онлайн 30.07.2021

## REFERENCES

1. Rules on Ensuring Industrial Safety of Hoisting Cranes: Resolution of the Ministry of Emergency Situations of the Republic of Belarus of December 22, 2018 No 66. *National Legal Internet Portal of the Republic of Belarus*. Available at: <https://pravo.by/document/?guid=12551&p0=W21934170p&p1=1> (Accessed 14 April 2021) (in Russian).
2. Basic Safety Requirements for the Design and Operation of Wind Protection Systems for Bridge and Gantry Cranes: RD [Guidance Documents] 24.090.102–01. *MEGANORM Information System*. Available at: <https://meganorm.ru/Data2/1/4293855/4293855194.htm>. (Accessed 14 April 2021) (in Russian).
3. Natalevich A. N., Nesterenko N. L., Perednya L. I. (2017) Gravity Crane Anti-Theft Device. *Promyshlennaya Bezopasnost' i Okhrana Truda* [Industrial Safety and Labor Protection], (11), 27–29 (in Russian).
4. Gokhberg M. M. (ed.) (1988) *Crane Handbook. Vol. 1. Material and Load Characteristics. Basics of Calculating Cranes, their Drives and Metal Structures*. Leningrad, Mashinostroenie Publ., Leningrad Branch. 536 p.; *Vol. 2. Characteristics and Design Diagrams of Cranes. Crane Mechanisms, their Parts and Assemblies. Technical Operation of Cranes*. Leningrad, Mashinostroenie Publ., Leningrad Branch. 559 p. (in Russian).
5. Aleksandrov M. P. (1985) *Lifting-Transport Machines*. Moscow, Vysshaya Shkola Publ. 520 (in Russian).
6. State Standard 27674–88. *Friction, Wear and Lubrication. Terms and Definitions*. Moscow, Committee for Standardization and Metrology of the USSR, 1988. 21 p. (in Russian).
7. Acherkan N. S. (ed.) (1965) *Metalworker's Handbook. Vol. 1*. Moscow, Mashinostroenie Publ. 145 (in Russian).
8. *Engineering Handbook. Tables DPVA*. Available at: <https://dpva.ru>. (Accessed 14 April 2021) (in Russian).
9. Ivanov E. M. (2005) Work when Moving Bodies with Friction. *Sovremennye Problemy Nauki i Obrazovaniya = Modern Problems of Science and Education*, (2). Available at: <https://www.science-education.ru/ru/article/view?id=1468>. (Accessed 14 April 2021) (in Russian).
10. Frolov K. V. (2008) *Modern Tribology: Results and Prospects*. Moscow, LKI Publ. 480 (in Russian).

Received: 20.04.2021

Accepted: 23.06.2021

Published online: 30.07.2021