

<https://doi.org/10.21122/2227-1031-2023-22-2-113-118>

УДК 621.873.2

Силовой расчет противоугонного кранового устройства из эксцентрикового и клинового механизмов

Н. М. Селивончик¹⁾, канд. техн. наук, доц. Н. Л. Нестеренко¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2023
Belarusian National Technical University, 2023

Реферат. Для проведения силового расчета противоугонного устройства (ПУ) грузоподъемных кранов, работающих на открытом воздухе, необходимо знать условия, обеспечивающие их надежный останов и фиксацию на рельсах, а также кинематические параметры, а именно скорость и ускорение грузоподъемных кранов при их движении по рельсам под действием угонной силы ветра. Рассматриваемое ПУ для останова грузоподъемных кранов, угоняемых силой ветра, использует клещевой захват, приводимый в действие эксцентриковым механизмом. В статье приведен расчет сил, возникающих при работе клещевого захвата, с учетом возможностей различных видов трения на контактирующих поверхностях как при отсутствии, так и при наличии смазки. Представлены расчеты эксцентрикового механизма как одного из основополагающих механизмов противоугонного кранового устройства. Чем сильнее сила ветра, тем за счет кинематической связи двух механизмов при повороте эксцентрикового механизма увеличивается давление клещевого механизма на боковые грани головки подкранового рельса. Конструктивное решение противоугонного устройства исключает какие-либо действия персонала и делает его автоматическим.

Ключевые слова: грузоподъемные краны, противоугонное устройство, клещевой захват, клиновой механизм, эксцентриковый механизм, плечо силы, сила трения

Для цитирования: Селивончик, Н. М. Силовой расчет противоугонного кранового устройства из эксцентрикового и клинового механизмов / Н. М. Селивончик, Н. Л. Нестеренко // *Наука и техника*. 2023. Т. 22, № 2. С. 113–118. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2023-22-2-113-118>

Power Calculation of Anti-Driveaway Crane Device from Eccentric and Wedge Mechanisms

N. M. Selivonchik¹⁾, N. L. Nesterenko¹⁾

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. To carry out a power calculation of the anti-driveaway device (AD) of lifting cranes operating in the open air, it is necessary to know the conditions that ensure their reliable stop and fixation on rails, as well as kinematic parameters, namely, the speed and acceleration of cranes when they move along the rails under the influence of the wind force. The considered AD for stopping cranes driven away by the force of the wind uses a tong gripper driven by an eccentric mechanism. The paper presents the calculation of the forces arising during the operation of the tong gripper, considering the possibilities of various types of friction on the contact surfaces both in the absence of lubrication and in its presence. The calculations of the eccentric mechanism as one of the fundamental mechanisms of the anti-driveaway crane device are presented in the paper. The stronger the wind force, the more due to the kinematic connection of the two mechanisms, when turning the eccentric mechanism, the pressure of the tong mechanism increases on the side faces of the head of the crane rail. The constructive solution of the AD excludes any actions of the personnel and makes it automatic.

Keywords: lifting cranes, anti-driveaway device, tong gripper, wedge mechanism, eccentric mechanism, arm of force, friction force

For citation: Selivonchik N. M., Nesterenko N. L. (2023) Power Calculation of Anti-Driveaway Crane Device from Eccentric and Wedge Mechanisms. *Science and Technique*. 22 (2), 113–118. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2023-22-2-113-118> (in Russian)

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

Введение

Данная статья является продолжением развития идей, изложенных в патенте на полезную модель «Автоматическое противоугонное устройство для грузоподъемных кранов» [1] и в статье «Основы расчета противоугонного кранового устройства из эксцентрикового и клещевого механизмов» [2]. Грузоподъемный кран, оснащенный данным противоугонным устройством (ПУ), приобретает возможность самоостанова согласно требованиям Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов [3].

При движении крана, перемещающегося по рельсам под действием силы ветра P_w , эксцентрик, поворачиваясь, передает силу давления со стороны рельса на двуплечий рычаг, соединяющий эксцентриковый механизм с клиновым механизмом. Эксцентриковый механизм по сути является приводом вертикального перемещения клина, вследствие которого происходят замыкание клещевого захвата на головке рельса и останов крана. Таким образом, энергия, развиваемая краном,двигаемым силой P_w , используется на его останов.

Основная часть

Противоугонное устройство, представляющее кинематическое соединение двух механизмов (эксцентрикового и клинового), показано на рис. 1.

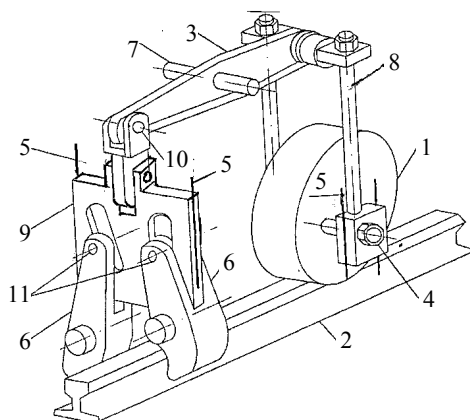


Рис. 1. Схема взаимодействия эксцентрикового и клинового механизмов в противоугонном крановом устройстве: 1 – эксцентрик, находящийся на рельсе; 2 – рельс кранового пути; 3 – рычаг; 4 – ползун; 5 – прорези в корпусе противоугонного устройства; 6 – рычаги клещевого захвата; 7 – ось поворота; 8 – тяга;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

Fig. 1. Scheme of eccentric and wedge mechanisms interaction in anti-driveaway crane device: 1 – eccentric on rail; 2 – rail of crane runway; 3 – lever; 4 – slider; 5 – slots in body of anti-driveaway device; 6 – gripper levers; 7 – rotation axis; 8 – thrust; 9 – wedge; 10 – pivots; 11 – gripper rollers

Расчет эксцентрикового механизма. На рис. 2 показаны положения эксцентрика, соответствующие повороту его на угол $\beta = 0; 90^\circ; 90^\circ + \varphi$. Ордината Y точки O_1 центра поворота эксцентрика имеет следующие значения: $Y_{O_1} = R - e$ – вначале, затем $Y_{O_1} = R$ и далее $Y_{O_1} = R + \Delta$.

Здесь Δ – приращение ординаты Y_{O_1} , равное $\Delta = e - e \cos \varphi = e(1 - \cos \varphi)$. Ордината точки O_1 для $\beta = 90^\circ + \varphi$ равна

$$Y_{O_1} = R + \Delta = R + e(1 - \cos \varphi). \quad (1)$$

Радиус-вектор R_k соединяет точку M контакта эксцентрика с рельсом и центром O_1 поворота эксцентрика. Величина R_k равна гипотенузе треугольника, катетами которого являются ордината Y_{O_1} и a – плечо силы N нормального давления эксцентрика на рельс.

Сила N всегда направлена вертикально от т. M к геометрическому центру O эксцентрика. Плечо a силы N имеет наибольшее значение $a_{\max} = e$ при $\beta = 90^\circ$ и уменьшается (рис. 2) при дальнейшем повороте на угол φ на величину $\Delta a = e \sin \varphi$. Текущее значение плеча a

$$a = e(1 - \sin \varphi). \quad (2)$$

Момент, создаваемый силой ветра P_w [4], равен $M_v = P_w Y_{O_1}$, и с учетом (1) получим $M_v = P_w [R + e(1 - \cos \varphi)]$, а ввиду того что $M_v = N a$, рассчитаем для силы N с учетом (2)

$$N = \frac{P_w [R + e(1 - \cos \varphi)]}{e(1 - \sin \varphi)}. \quad (3)$$

Значение угла клина эксцентрика α определяет возможность его самоторможения. Угол α имеет переменное значение, ввиду того что зависит от угла поворота φ :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{Y_{O_1}} = \frac{e(1 - \sin \varphi)}{R + e(1 - \cos \varphi)}. \quad (4)$$

Сравнивая (3) и (4), получаем второе выражение для N

$$N = \frac{P_w}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (5)$$

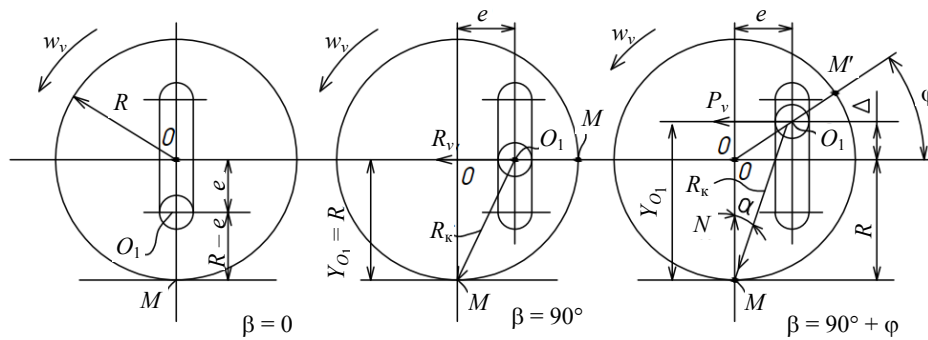


Рис. 2. Положения эксцентрика на рельсе

Fig. 2. Eccentric positions on rail

В табл. 1 приведены значения параметров a , Y_{O_1} , α , N , найденные по формулам (1)–(5) для разных углов поворота β и φ эксцентрика. Силой,двигающей кран по рельсам, является сила ветра P_w , поэтому значения силы давления N эксцентрика на рельс, найденные по формуле (5), представлены в долях P_w . Из сравнения усиления $\frac{N}{P_w}$ силой P_w , определяемой углом β поворота эксцентрика, видно, что наименьшее усиление $\frac{N}{P_w} = 2,5$ соответствует углу $\beta = 90^\circ$. Это обусловлено максимальным значением плеча a для $\beta = 90^\circ$, согласно выражению (2).

Образуемая сила N передается на рычаг, соединяющий эксцентрик с клином, для привода вертикального перемещения клина.

Из-за действия сил трения при качении эксцентрика по рельсу, при скольжении цапф в ползунах, скольжении ползунов в направляющих, равнодействующая силы N давления на рельс и силы трения смещается в сторону увеличения плеча a этой силы на некоторую суммарную величину Δ_Σ . Значение каждого Δ_i определяется коэффициентами трения, радиусом эксцентрика, радиусом цапф, расстоянием между направляющими ползунов. Если принять коэффициент трения качения $\mu = 0,05$ см, трения скольжения $f = 0,1$, то, как показали расчеты, суммарное смещение $\Delta_\Sigma = 6$ мм [5–13].

Максимальное снижение силы N из-за смещения Δ_Σ соответствует положению эксцентрика, где плечо a имеет минимальное значение. Например, $a = 30$ – 13 мм для силы N в диапазоне угла $\varphi = 30$ – 50° (табл. 1). Смещение $\Delta_\Sigma = 6$ мм здесь составляет 46 % от a .

В дальнейшем потери из-за трения в расчете сил учтены использованием коэффициентов полезного действия.

Таблица 1

 Значения параметров эксцентрикового механизма
Parameter values of eccentric mechanism

	β , град.	φ , град.	a , мм	Y_{O_1} , мм	$\text{tg}\alpha_t$	α , град.	$\frac{N}{P_w}$
$\beta = 90^\circ + \varphi$	100	10	49,6	150,2	0,329	18,2	3,04
	110	20	39,5	153,6	0,257	14,5	3,90
	120	30	30,0	157,8	0,190	11,0	5,26
	135	45	18,0	168,0	0,107	6,0	9,30
	140	50	13,8	171,6	0,080	4,7	12,40
	150	60	7,8	180,0	0,040	2,5	25,00
	90	0	60,0	150,0	0,400	21,8	2,50
$\beta = 90^\circ + \varphi$	80	10	49,6	149,1	0,395	21,0	2,53
	70	20	39,5	146,4	0,269	15,0	3,70
	60	30	30,0	142,2	0,210	12,0	4,76
	45	45	18,0	132,0	0,136	7,8	7,35
	30	60	7,8	120,0	0,065	3,8	15,40

Расчет клинового механизма. Условие удержания крана. Рассматриваемое ПУ для останова грузоподъемных кранов, удерживаемых силой ветра P_w , использует клещевой захват, приводимый в действие (рис. 1) эксцентриковым механизмом.

Условие удержания грузоподъемных кранов на рельсах силой P_y , развиваемой клещевым захватом:

$$P_w = P_y, \quad (6)$$

где сила удержания составит $P_y = N_\Gamma f_\Gamma$.

Здесь N_Γ , f_Γ – сила зажатия рельса губками клещевого захвата и коэффициент сцепления.

Если принять запас силы удержания $K = 1, 2$, то условие (6) будет

$$P_y \geq 1,2 P_w. \quad (7)$$

Коэффициент сцепления f_Γ имеет значение 0,15–0,18 [5, 10–13] в зависимости от со-

стояния и типа губок клещевого захвата. Назначается в запас удержания значение $f_r = 0,15$.

Тогда условием удержания грузоподъемных кранов является

$$N_r = \frac{1,2P_w}{0,15} = 8P_w. \quad (8)$$

Найдем силу S давления роликов на клин из схемы, приведенной на рис. 3, где $N_{кр}$ – сила на клине от действия эксцентрика; S – то же на ролике, расположенном в пазу клина со скосом; T – то же на ролике, расположенном в пазу клина без скоса; F – то же сопротивления трения качения и скольжения при качении ролика по клину; N_p – то же давления ролика на клин.

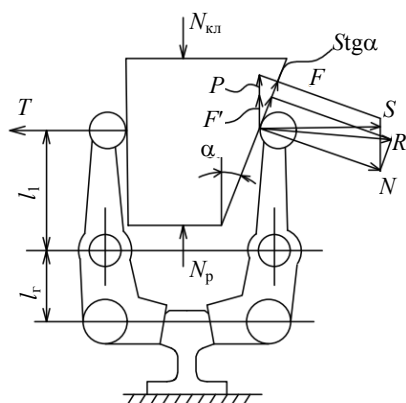


Рис. 3. Схема действия сил на клине
Fig. 3. Scheme of forces action on wedge

Считается, что число клещевых захватов ПУ должно быть $Z = 2$ из условия исключения перекоса грузоподъемных кранов на рельсах, происходящего при $Z = 1$. Тогда для каждого клещевого захвата сила давления губок на рельс составляет половину от значения давления, определяемого формулой (8).

Каждый клещевой захват состоит из двух рычагов с соотношением плеч $l_1/l_2 = 2$. Тогда из этого соотношения получается усилие S на ролике каждого рычага величиной, составляющей одну восьмую от значения, определяемого формулой (8), то есть условием удержания крана на рельсе будет

$$S = P_w. \quad (9)$$

Выбор угла клина α . Достоинством любого клина является возможность получения высокого выходного усилия при незначительной движущей силе. Однако степень усиления может ограничиваться неприемлемостью увеличенного хода клина. Расчеты, проведенные с учетом указанного,

показали, что для случая использования клинового механизма в ПУ оптимальными являются два угла клина: $\alpha = 3,5^\circ$ и $\alpha = 4^\circ$.

При выборе угла α учитывалась вероятность разных видов трения, сопровождающего взаимодействие роликов рычагов захвата с клином при размещении роликов в пазах клина.

Возможны сухое (отсутствие смазки), граничное (тонкий слой смазки 1–3 мк), полусухое (сочетание сухого и граничного), полужидкостное (сочетание жидкого и граничного) виды трения. В основу взяты два вида трения: сухое при $f = 0,10$ – $0,12$ и $\mu = 0,03$ – $0,05$ и полусухое при $f = 0,05$ – $0,07$ и $\mu = 0,02$ [5–13]. Этим видам трения соответствуют углы трения $\rho = 3^\circ 52'$ и $\rho = 2^\circ 45'$, значения которых использованы в расчете сил.

Обязательным требованием при выборе угла α следует считать обеспечение запаса самоторможения, при котором невозможен обратный ход механизма. Самоторможение обеспечивается в том случае, когда угол клина α равен или меньше двойного угла трения, т. е. $\alpha \leq 2\rho$. Коэффициент запаса самоторможения определяется отношением $K = \frac{2\rho}{\alpha}$ и должен быть больше единицы [5–13]. В нашем

случае имеем для сухого трения $K = \frac{(3^\circ 52') \cdot 2}{4^\circ} = 1,95$ и для полусухого трения $K = \frac{(2^\circ 45') \cdot 2}{4^\circ} = 1,38$.

Ввиду того что ПУ не относится к механизмам, работающим в условиях значительных вибраций, считаем, что запас самоторможения K при $\alpha = 4^\circ$ достаточен.

Окончательно угол клина выбран равным $\alpha = 4^\circ$ из необходимости самоторможения и нежелательности увеличенного хода клина.

Расчет сил. Рассмотрим, согласно схеме рис. 3, действия сил на односкосом клине.

Из рассмотрения рисунка следует $S = T$, а сила нормального давления клина на ролик

$$N_p = \frac{S}{\cos \alpha}. \quad (10)$$

Сила сопротивления трения качения и скольжения при перекачивании ролика рычага по клину, согласно той же схеме сил на рис. 3, составит $F = N_p f'$. Здесь f' – коэффициент трения ролика на клине, равный, согласно [5–13], тангенсу угла ϕ трения:

$$f' = \frac{fd + 2\mu}{D} = \operatorname{tg} \rho, \quad (11)$$

где f – коэффициент трения скольжения между роликом и осью; d – диаметр оси ролика; μ – коэффициент трения качения ролика по клину; D – диаметр ролика.

Проекция силы F на вертикаль F'

$$F' = F \cos \alpha. \quad (12)$$

Можно принять, что $F' \approx F$, учитывая, что $\cos 3,5^\circ = 0,998$, $\cos 4^\circ = 0,997$.

Сила S определяется силой клина $N_{\text{кл}}$, ослабляется силами F, F' на роликах и зависит от угла клина α

$$S = \frac{N_{\text{кл}} - 2F'}{2\operatorname{tg} \alpha}. \quad (13)$$

Проекция силы S на клин, согласно рис. 3, равная $S \operatorname{tg} \alpha$, определяет силу P , выталкивающую ролик из пазов клина:

$$P = S \operatorname{tg} \alpha \cos \alpha. \quad (14)$$

Сила P всегда имеет одно направление по вертикали, выталкивая ролик из паза клина. Сила F' препятствует перемещению ролика в пазу клина. Поэтому для перемещения роликов в пазах клина должна быть приложена сила $N_{\text{кл}}$, которая по величине не меньше суммы силы выталкивания и сопротивления:

$$N_{\text{кл}} = P + 2F'. \quad (15)$$

Для расклинивания клина на него должна быть приложена сила N_p , величина которой определяется разностью между выталкивающей силой P и силами трения F' :

$$N_p = P - 2F. \quad (16)$$

В результате совместного решения зависимостей (10), (12)–(14) найдены значения сил в клиновом механизме в зависимости от силы на клине $N_{\text{кл}}$, для двух углов клина $\alpha = 3,5^\circ$, $\alpha = 4^\circ$ и при двух значениях угла трения $\rho = 3^\circ 52'$ и $\rho = 2^\circ 45'$.

Для угла $\alpha = 3,5^\circ$:

$$S = 5,05 N_{\text{кл}} - 5,8 N_{\text{кл}}; \quad (17)$$

$$P = 0,31 N_{\text{кл}} - 0,36 N_{\text{кл}}; \quad (18)$$

$$F = 0,3 N_{\text{кл}}; \quad F' = 0,29 N_{\text{кл}}. \quad (19)$$

Для угла $\alpha = 4^\circ$:

$$S = 4,85 N_{\text{кл}} - 5,8 N_{\text{кл}}; \quad (20)$$

$$P = 0,34 N_{\text{кл}} - 0,33 N_{\text{кл}}; \quad (21)$$

$$F = 0,35 N_{\text{кл}}; \quad F' = 0,34 N_{\text{кл}}. \quad (22)$$

Сила $N_{\text{кл}}$ образуется в результате передачи силы N эксцентрика через связующий их рычаг (рис. 1). Соотношение плеч рычага, соединяющего оба механизма рычага, выполнено равным 1:2.

Определение КПД и расчет силы $N_{\text{кл}}$ на клине. Сила на клине $N_{\text{кл}}$ образуется в результате передачи силы ветра P_w , усиливаемой эксцентриком на рычаг, связывающий эксцентрик с клином.

Сила $N_{\text{кл}}$, создавая силу давления роликов на клин S , обеспечивает замыкание захвата и останов крана. Значения КПД звеньев ПУ, необходимые для расчета $N_{\text{кл}}$, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Значения КПД звеньев устройства

Efficiency values of device links

$\eta_{\text{ш}}$	$\eta_{\text{кач}}$	$\eta_{\text{п}}$	$\eta_{\text{э}}$
0,97	0,94	0,83	0,60

Потери в шарнирах и опорах рычагов учтены коэффициентом $\eta_{\text{ш}} = 0,97$, приведенным в [3, 7] для подшипников скольжения и шарниров, соединяющих звенья механизмов.

Сопротивление качению эксцентрика по рельсу учтено коэффициентом $\eta_{\text{кач}} = 0,94$, найденным при коэффициенте трения качения $\mu = 0,3$ мм для колеса $D = 300$ мм [6] и возможном снижении трения скольжения от $f = 0,1$ до $f = 0,05$.

Сопротивление в направляющих двух ползунов учитывается коэффициентом $\eta_{\text{п}} = 0,83$, установленным аналогично направляющим кривошипно-шатунного механизма [5]. Здесь было учтено расстояние между направляющими $A = 140$ мм и $B = 70$ мм (ширина ползуна) из рассмотрения чертежей ПУ.

Потери на эксцентрик соответствуют $\eta = 0,60$, что найдено расчетом по формуле для клина $\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \operatorname{tg} \rho}$. Угол $\alpha = 14,5^\circ$ найден по табл. 1 для угла $\varphi = 30^\circ$.

Согласно схеме ПУ (рис. 1) и используя значения η в табл. 2, имеем выражение силы $N_{\text{кл}}$

$$N_{\text{кл}} = P_w \eta_{\text{кач}} K_{\text{э}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{ш}}^6 K_p, \quad (23)$$

где $K_{\text{э}}$, K_p – коэффициенты усиления силы на эксцентрик и рычаге, равные соответственно $K_{\text{э}} = 2,5$ и $K_p = 0,5$.

Численное значение силы на клине, согласно (23), равно

$$N_{\text{кл}} = 0,48P_{\text{в}} \quad (24)$$

Условие удержания крана на рельсах (9) требует, чтобы $S = P_{\text{в}}$. Из (20) сила $S = (4,85 - 5,80)N_{\text{кл}}$, следовательно, для удержания крана

$$N_{\text{кл}} = (0,206 - 0,172)P_{\text{в}} \quad (25)$$

ВЫВОДЫ

1. Чем сильнее сила ветра, тем за счет кинематической связи двух механизмов при повороте эксцентрикового механизма увеличивается давление клещевого механизма на боковые грани головки подкранового рельса. Конструктивное решение противоугонного устройства исключает какие-либо действия персонала и делает его автоматическим.

2. На основании приведенной методики расчета эксцентрикового и клинового механизма сделан вывод, что при выбранном угле клина, равном 4° , обеспечивается необходимый запас торможения, создаваемый механизмом ПУ и требуемой силой для удержания грузоподъемных кранов более чем в два раза. Это гарантирует удержание крана данным ПУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автоматическое противоугонное устройство для грузоподъемных кранов: пат. BY 12950 / А. Н. Наталевич, Н. Л. Нестеренко, Н. М. Селивончик. Опубл. 30.08.2022.
2. 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>.
3. 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.
4. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения: ГОСТ 1451-77. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2003. 13 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. Расчеты деталей машин: справочное пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1986. 400 с.
11. Кишкин, И. В. Оборудование кузнечно-штамповочных цехов / И. В. Кишкин. Электросталь: ЭПИ МИСиС, 2006. Ч. 2: Гидравлические прессы: учеб. пособие для практических занятий. 107 с.
12. Расчет клиновых механизмов [Электронный ресурс] // Энциклопедия по машиностроению XXL. Режим доступа: <https://mash-xxl.info/info/510378/>.
13. Решетов, Л. Н. Конструирование рациональных механизмов / Л. Н. Решетов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1972. 256 с.

Поступила 05.07.2022

Подписана в печать 28.12.2022

Опубликована онлайн 31.03.2023

REFERENCES

1. Natalevich A. N., Nesterenko N. L., Selivonchik N. M. (2022). *Automatic Anti-Theft Device Fore Cranes*. Patent BY No 12950 (in Russian).
2. Selivonchik N. M., Nesterenko N. L. (2021) Basics of Calculating Anti-Theft Crane Device from Eccentric and Tick-Borne Mechanisms. *Nauka i Tekhnika = Science and Technique*, 20 (4), 296–301. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2021-20-4-296-301> (in Russian).
3. 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).
4. State Standard 1451-77. *Cranes. Wind Load. Norms and Method of Determination*. Moscow, Publishing House of Standards, 2003. 13 (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, 1989. 21 (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. Kuzmin A. V., Chernin I. M., Kozintsov B. S. (1986) *Calculations of machine parts*. 3rd Ed. Moscow, Vysheyschaya Shkola Publ. 400 p. (in Russian).
11. Kishkin I. V. (2006) *Equipment for Forging and Stamping Shops. Part 2: Hydraulic Presses: Training Manual for Practical Exercises*. Elektrostal, Elektrostal Polytechnical Institute Moscow University of Science and Technology. 107 (in Russian).
12. Calculation of Wedge Mechanisms. *Encyclopedia of Mechanical Engineering XXL*. Available at: <https://mash-xxl.info/info/510378/> (in Russian).
13. Reshetov L. N. (1972) *Designing of Rational Mechanisms*. 2nd ed. Moscow, Mashinostroenie Publ. 256 (in Russian).

Received: 05.07.2022

Accepted: 28.12.2022

Published online: 31.03.2023