

УДК 62-592.11; 621.86/.87


DOI 10.18698/0536-1044-2017-5-37-44

Методика оценки изменения тормозного момента применительно к тормозам грузоподъемных машин

А.Л. Носко

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

A Method of Estimating Changes in the Braking Torque as Applied to Brakes of Hoisting Machines

A.L. NoskoBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1 e-mail: dr.nosko@mail.ru

i Разработана методика оценки изменения тормозного момента грузоподъемных машин (ГПМ) с учетом факторов температуры и износа фрикционной накладки. Для различных типов фрикционных пар, применяемых в тормозах ГПМ, проведен анализ изменения тормозного момента. На основании результатов численного эксперимента установлено, что фактор температуры может привести как к увеличению, так и к уменьшению тормозного момента, а фактор износа — только к его снижению. Самым неблагоприятным случаем является одновременное действие этих факторов, при котором тормозной момент выходит за пределы интервала допустимых значений и нарушаются условия безопасности работы ГПМ. Предложены следующие рекомендации по повышению эксплуатационных свойств тормозных устройств: более обоснованный подход к выбору значения коэффициента запаса торможения, строгое выполнение требований по их техническому обслуживанию, а также их комплектация автоматическим компенсатором износа фрикционных накладок и датчиками индикации износа последних.

Ключевые слова: тормоз, тормозной момент, коэффициент трения, износ фрикционной накладки, тормозной шкив/диск, грузоподъемная машина.

i A method of estimating changes in the braking torque in brakes of hoisting machines is proposed, taking into account the factors of temperature and wear of the friction lining. The analysis of changes in the braking torque was performed for different types of friction pairs used in brakes of hoisting machines. Based on the results of numerical experiments, it was found that the temperature factor could lead to an increase, as well as a decrease in the braking torque, while the wear factor — only to a decrease. Simultaneous action of the temperature and wear factors is the most unfavorable combination, in which the braking torque falls outside the allowable range, and the safety requirements for hoisting machine operation are violated. The following recommendations are proposed to improve performance characteristics of braking devices: a more justified approach to the selection of the braking safety coefficient value, strict adherence to maintenance requirements, and the use of automatic wear adjustors and wear detectors for friction linings.

Keywords: brake, braking torque, friction coefficient, wear of friction lining, brake drum/disc, hoisting machine.

Проблема обеспечения эффективности функционирования грузоподъемных машин (ГПМ) связана с необходимостью создания расчетных методов оценки эксплуатационных свойств механизмов, узлов и деталей этих машин. Это в полной мере относится и к тормозным устройствам ГПМ, разработка методики оценки эксплуатационных свойств которых позволит на стадии проектирования новых и эксплуатации существующих тормозов прогнозировать эффективность их работы при установленной системе технического обслуживания и ремонтов. Одним из основных показателей, определяющих эксплуатационные свойства таких устройств, является тормозной момент [1, 2].

Постановка задачи. Существующая методика выбора тормозов ГПМ [1–4] предполагает определение значения тормозного момента, однако не учитывает его изменения в процессе эксплуатации, т. е. его стабильность, а следовательно, не дает возможности оценить выполнение условий безопасности работы ГПМ.

Этот показатель является особенно важным для тормозных устройств ГПМ, отказ в работе которых связан как с опасностью для жизни людей, так и с большими экономическими потерями.

Цель работы — разработка расчетной методики оценки стабильности тормозного момента при выполнении условий безопасной эксплуатации ГПМ.

Методика оценки изменения тормозного момента. Предлагается стабильность тормозного момента M_T характеризовать его минимальным β_{\min} и максимальным β_{\max} относительными значениями за период торможения [5]:

$$\beta_{\min} = \frac{\min M_T |_{t_p+t_y < \tau < t_p+t_y+t_T}}{M_{T,n}};$$

$$\beta_{\max} = \frac{\max M_T |_{t_p+t_y < \tau < t_p+t_y+t_T}}{M_{T,n}},$$

где t_p , t_y , t_T — продолжительность разгона, установившегося движения и торможения соответственно; τ — переменная времени; $M_{T,n}$ — номинальный тормозной момент.

Интервал допустимых значений M_T , обеспечивающих безопасность работы ГПМ, определим с помощью неравенств

$$[\beta]_{\min} < \beta_{\min}; \quad \beta_{\max} < [\beta]_{\max}, \quad (1)$$

где $[\beta]_{\min}$ — минимальное допустимое значение для β_{\min} ; $[\beta]_{\max}$ — максимальное допустимое значение для β_{\max} .

Параметр β_{\min} рассчитывается из условия обеспечения коэффициента запаса $K_{\text{зап}}$ тормозного момента

$$[\beta]_{\min} = 1/K_{\text{зап}}.$$

Согласно действующим нормам и правилам по безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов [6], коэффициент $K_{\text{зап}}$ для механизмов подъема груза (или стрелы) должен быть не менее 1,5 (за исключением специально оговоренных случаев). При этом, как показывает опыт эксплуатации ГПМ, нецелесообразно использовать значения $K_{\text{зап}}$, превышающие 2,5.

Таким образом, в диапазоне коэффициента запаса торможения $K_{\text{зап}} = 1,5 \dots 2,5$ параметр β_{\min} находится в пределах 0,4...0,67.

Максимальное допустимое значение $[\beta]_{\max}$ рассчитывается из условия неперевышения допустимого значения замедления $[j]$, определяемого видом груза, типом крана и особенностями технологического процесса, для которого предназначена ГПМ [3, 4, 6–8]:

$$[\beta]_{\max} = \frac{[j]}{j_n} = \frac{[j]I_{\text{пр}}ua}{M_{T,n}R},$$

где j_n — значение замедления при номинальном тормозном моменте; $I_{\text{пр}}$ — приведенный момент инерции механизма ГПМ; u — передаточное отношение механизма ГПМ, на котором установлен тормоз; для механизма подъема: a — кратность полиспаста; R — радиус барабана; для механизма передвижения: $a = 1$; R — радиус ходового колеса; для механизма поворота: $a = 1$; R — длина стрелы.

Торможение движущихся масс крановых механизмов подъема ГПМ следует проводить при допустимых значениях замедлений, приведенных в табл. 1.

Допустимые значения замедлений механизмов передвижения для кранов с гибкой подвеской груза без учета влияния ветровой нагрузки и уклона пути приведены в табл. 2. Для кранов с жестким подвесом груза эти значения можно увеличить на 50 %. Краны, используемые в складских помещениях, работают с замедлениями до 0,9 м/с², грейферные тележки мостовых перегружателей — до 0,8 м/с². Следует также учесть, что замедление не должно превышать 0,4 м/с² в том случае, если машинист перемещается вместе с краном, так как длительная работа

Таблица 1

Допустимые значения замедлений для механизмов подъема различных кранов

Тип крана	Допустимое значение замедления [j], м/с ²
Монтажный и для работы с расплавленным металлом	0,1
Для механосборочных цехов	0,2
Для металлургических цехов (кроме транспортирующего расплавленный металл)	0,5
Грейферный	0,8

Таблица 2

Допустимые значения замедлений для механизмов передвижения различных кранов

Тип крана	Допустимое значение замедления [j], м/с ² , при грузоподъемности		
	< 3,2 т	5,0...12,5 т	> 12,5 т
Крюковый с ручной строповкой	0,25	0,20	0,15
Для транспортирования жидкого металла, взрыво- и пожароопасных грузов и химикатов	0,15	0,10	0,05
Грейферный, магнитный, оснащенный автоматическими (спредерными и вакуумными) захватами	0,30		

при более высоких значениях этого параметра вызывает неприятные ощущения.

Проанализируем причины нарушения работоспособности тормозного устройства. Фактическое значение тормозного момента в процессе работы тормоза определяется по формуле [1–4]

$$M_T = fNL, \tag{2}$$

где f — коэффициент трения (тормозная накладка–шкив/диск); N — усилие нажатия колодки на шкив/диск; L — плечо приложения усилия N , для колодочного тормоза L равно диаметру шкива, а для дисково-колодочного — среднему диаметру дорожки трения диска.

Как видно из формулы (2), момент M_T зависит от коэффициента трения и усилия нажатия колодок на тормозной шкив/диск. При торможении происходит нагрев элементов фрикционной пары, в результате чего меняется фактический коэффициент трения, т. е. $f = f(T)$, где T — температура [9]. Кроме того, при эксплуатации тормоза происходит изнашивание накладок [10] и смещение его звеньев. В случае пружинного замыкания тормоза изменение положения звеньев приводит к изменению значения деформации пружины, а следовательно, и усилия нажатия колодки на шкив/диск, т. е. $N = N(w)$, где w — линейный износ накладки.

Таким образом, определены основные факторы, приводящие к изменению M_T : фактор температуры — влияние температуры на коэффициент трения — и фактор износа — влияние износа фрикционной накладки на усилие нажатия тормозной колодки на шкив/диск.

Для оценки стабильности тормозного момента предлагается использовать относительное изменение тормозного момента в процессе эксплуатации тормоза

$$\epsilon_{Т.М} = \frac{M_T - M_{Т.н}}{M_{Т.н}}$$

При малых изменениях коэффициента трения и усилия нажатия относительное изменение тормозного момента с достаточной точностью можно вычислить по формуле

$$\epsilon_{Т.М} = \epsilon_f + \epsilon_N, \tag{3}$$

где ϵ_f — относительное изменение коэффициента трения, $\epsilon_f = (f - f_n)/f_n$ (f_n — номинальное значение коэффициента трения (при нормальной температуре)); ϵ_N — относительное изменение силы нажатия, $\epsilon_N = (N - N_n)/N_n$ (N_n — номинальное усилие нажатия колодки на шкив/диск (при нулевом износе)).

Влияние температуры на коэффициент трения. На рис. 1 представлен график зависимости

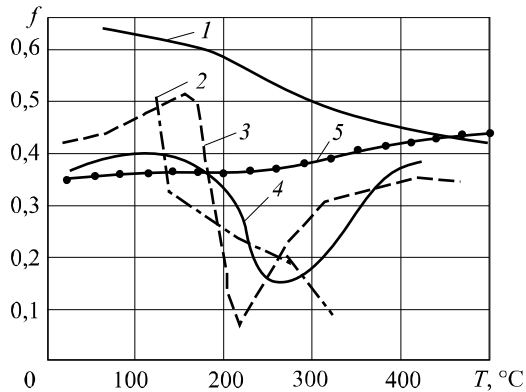


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения f фрикционных пар, применяемых в тормозах ГПМ, от температуры T :
 1 — ФМК-11-СЧ18-36; 2 — 6КВ-10-чугун ЧНМХ;
 3 — 6КХ-1Б-С415-32; 4 — ФК-16Л-чугун ЧНМХ;
 5 — 145-40-69-СЧ18-36

сти коэффициента трения f от температуры для фрикционных пар, используемых в тормозных устройствах ГПМ [1, 11–13]. Из графика следует, что параметр ϵ_f для представленных фрикционных пар изменяется в широком диапазоне. Кроме того, нельзя не учитывать влияние изменения коэффициента трения на $\epsilon_{Т.м}$.

В табл. 3 [11–13] приведены минимальная $\epsilon_{f\min}$ и максимальная $\epsilon_{f\max}$ границы изменения величины ϵ_f ($\epsilon_{f\min} \leq \epsilon_f \leq \epsilon_{f\max}$) для различных фрикционных материалов и широких

Таблица 3

Значения номинального коэффициента трения и границ его изменения для различных фрикционных материалов и диапазонов температур

Материал фрикционной накладки	Диапазон температур, °C	f_n	$\epsilon_{f\min}$	$\epsilon_{f\max}$
<i>Фрикционные полимерные материалы (ФПМ)</i>				
Т-266	100...400	0,31	0	0,37
6КВ-10 (ЭМ-2)	100...400	0,46	-0,41	0
8-45 (ЭМ-1)	100...400	0,48	-0,31	0
2140	100...400	0,41	0	0,10
145-40	20...500	0,35	0	0,22
<i>Фрикционные металлокерамические материалы (ФМК)</i>				
ФМК-11	20...500	0,68	-0,36	0
ФМК-79	300...1 000	0,58	-0,28	0
ФМК-845	300...1 000	0,65	-0,15	0

диапазонов температур. Если фактический тормозной момент превышает номинальное значение, то время торможения сокращается. В этом случае амплитуда раскачивания груза и всего крана возрастает, что затрудняет установку груза и приводит к повышению динамических нагрузок в элементах металлоконструкции ГПМ [14]. Такое возможно при использовании таких материалов фрикционной накладки, у которых коэффициент трения f увеличивается с ростом поверхностной температуры, например, у фрикционных полимерных материалов типов Т-266, 2140, 145-40 (см. табл. 3).

Влияние износа накладки на усилие нажатия.

Для тормозов, представленных на рис. 2 и 3, относительное изменение усилия нажатия при малых перемещениях звеньев можно определить по формуле

$$\epsilon_N = -\frac{2dk}{ams}w, \quad (4)$$

где d , k , a , m — геометрические параметры, указанные на рис. 2 и 3; s — установочная деформация пружины.

По формуле (4) для колодочных и дисково-колодочных тормозов с электрогидравлическими толкателями была рассчитана величина ϵ_N при линейном износе каждой из фрикционных накладок $w = 1$ мм. Это значение износа накладки является предельным для рассматриваемых типов тормозов (без их дополнительной регулировки, а также без учета зазоров в шарнирах и упругих деформаций элементов

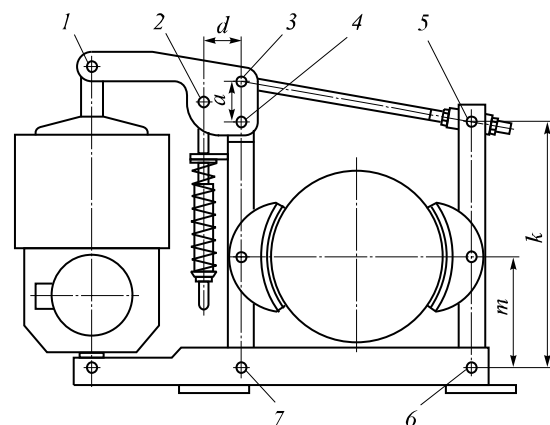


Рис. 2. Схема колодочного тормоза типа ТКГ с электрогидравлическим приводом:
 1 — шарнир штока толкателя; 2 — шарнир штока пружины; 3 — шарнир тяги (палец с резьбой в отверстии); 4 — шарнир коленчатого рычага; 5 — шарнир тяги (палец с гладким отверстием); 6 — шарнир рычага (с упором); 7 — шарнир рычага (у толкателя)

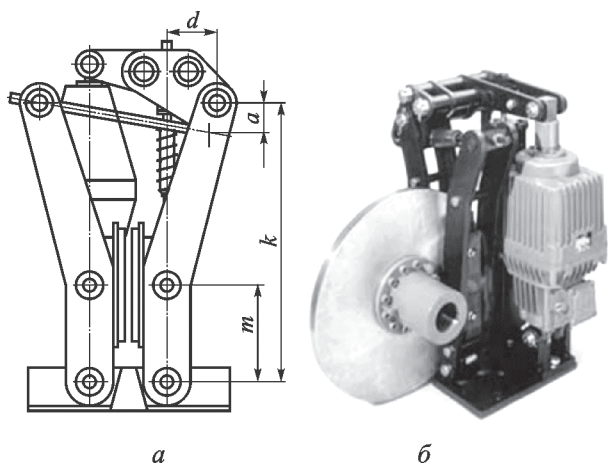


Рис. 3. Конструктивная схема (а) и общий вид (б) дисково-колодочного тормоза с рычажной системой и электрогидравлическим приводом производства Magnetek Inc. (США)

рычажной системы). Превышение данного значения износа накладок приводит к потере работоспособности тормоза, так как при его замыкании будет превышен максимально возможный ход штока электрогидравлического толкателя, указанный в паспорте. В этом случае тормоз должен быть снова отрегулирован. Результаты расчета ϵ_N приведены в табл. 4.

Влияние температуры и износа фрикционной накладки на тормозной момент. Формула (3) позволяет оценить совместное влияние температуры поверхности трения и износа фрикционной накладки на тормозной момент. Если величины ϵ_f и ϵ_N одновременно имеют отрицательные значения, то вероятность нарушения условий (1) безопасности работы ГПМ максимальна.

Для примера рассмотрим колодочный тормоз типа ТКГ-400 (см. рис. 2) с отрегулированным

ным тормозным моментом $M_T = 1\,000$ Н·м. В качестве материала фрикционных накладок выбран ФПМ типа 6КВ-10, линейный износ накладок $w = 1$ мм. Из табл. 3 и 4 следует, что $\epsilon_{f\min} = -41\%$ и $\epsilon_N = -8\%$. Тогда, согласно формуле (3), $\epsilon_{Т.М} = -41 - 8 = -49\%$, т. е. тормозной момент в процессе эксплуатации уменьшится почти в 2 раза.

Падение фактического значения тормозного момента ниже номинального приводит к тому, что тормоз будет не в состоянии удерживать груз на весу в механизме подъема (или остановить механизм передвижения либо поворота крана на нормированном тормозном пути). Такое возможно при использовании ФПМ типов 6КВ-10 (ЭМ-2) и 8-45 (ЭМ-1), а также ФМК типов ФМК-11, ФМК-79 и ФМК-845 (см. табл. 3, 4).

Если аналогичный расчет провести для дисково-колодочного тормоза (см. рис. 3) с тормозным моментом 1 000 Н·м и накладками из ФПМ типа Т-266, то при линейном износе накладок $w = 1$ мм получим суммарное увеличение тормозного момента в процессе эксплуатации $\epsilon_{Т.М}$ на 28 % ($\epsilon_{f\max} = 37\%$ и $\epsilon_N = -9\%$).

Из рассмотренных примеров следует, что в процессе работы тормозного устройства имеет место существенная нестабильность тормозного момента. Показано, что фактор температуры может привести как к увеличению, так и к уменьшению M_T . При этом в интервале рабочих температур для пары ФПМ–металл $\beta_{\min} = 0,59 \dots 1,00$ и $\beta_{\max} = 1,00 \dots 1,37$, а для пары металлокерамика–металл $\beta_{\min} = 0,64 \dots 1,00$ и $\beta_{\max} = 1,00$. Фактор износа приводит к уменьшению M_T . Согласно расчетам, в колодочных и дисковых тормозах ГПМ, не оснащенных автоматическими компенсаторами из-

Таблица 4

Значения усилия нажатия колодки на шкив/диск для различных типов тормозов при износе фрикционной накладки $w = 1$

Тип тормоза	M_T , Н·м	ϵ_N , %	Тип тормоза	M_T , Н·м	ϵ_N , %	Тип тормоза	M_T , Н·м	ϵ_N , %	Тип тормоза	M_T , Н·м	ϵ_N , %	Тип тормоза	M_T , Н·м	ϵ_N , %
ТКГ-200	100	-48	ТКГ-300	300	-24	ТКГ-400	500	-16	ТКГ-500	1 250	-10	ТДЕ-2	900	-10
	150	-32		400	-18		750	-10		1 500	-8		1 000	-9
	200	-24		500	-14		1 000	-8		1 750	-8		1 200	-8
	250	-20		600	-12		1 250	-6		2 000	-6		1 400	-6
	300	-18		700	-10		1 500	-6		2 250	-6		1 640	-6
	-	-		800	-10		-	-		2 500	-6		1 900	-5

носа, износ фрикционной накладки $w = 1$ мм соответствует $\beta_{\min} = 0,52 \dots 0,95$. Установлено, что при одновременном действии факторов температуры и износа параметр β_{\min} может быть меньше 0,5, в этом случае M_T выходит за пределы интервала (1) допустимых значений и условия безопасности работы ГПМ нарушаются.

Рекомендации. На основании результатов численного эксперимента предложены следующие рекомендации по повышению эксплуатационных свойств тормозных устройств, при соблюдении которых возможна их безотказная работа:

- более обоснованный подход к выбору значения коэффициента запаса торможения;
- выполнение требований, указанных в паспорте тормоза по его техническому обслуживанию, и в первую очередь — по регулировке хода штока электрогидравлического толкателя и допустимому значению износа фрикционных накладок;
- комплектация тормоза автоматическим компенсатором износа фрикционных накладок, обеспечивающим постоянство зазора между ними и шкивом/диском, и, как следствие, более высокую стабильность тормозного момента;
- оснащение тормоза дополнительным диагностическим оборудованием, например датчиками индикации износа фрикционных накладок, что даст возможность своевременно выполнить ручную регулировку тормоза.

Выводы

1. Предложена методика оценки изменения тормозного момента тормозов ГПМ, позволяющая учитывать влияние температуры поверхности трения и износа фрикционной накладки на тормозной момент в процессе торможения.

2. Получена временная зависимость тормозного момента M_T , которая характеризуется его минимальным β_{\min} и максимальным β_{\max} относительными значениями за период торможения.

3. Определен интервал допустимых значений M_T , обеспечивающих безопасность работы ГПМ.

4. Выявлены основные факторы, приводящие к изменению M_T : фактор температуры — влияние температуры на коэффициент трения, фактор износа — влияние износа фрикционной накладки на усилие нажатия тормозной колодки на шкив/диск.

5. Для различных типов фрикционных пар, применяемых в тормозах ГПМ, выполнен анализ изменения тормозного момента, который показал, что фактор температуры может привести как к увеличению, так и к уменьшению M_T , а фактор износа — только к снижению M_T .

6. Установлено, что при одновременном действии факторов температуры и износа параметр β_{\min} может быть меньше 0,5. В этом случае тормозной момент выходит за пределы интервала допустимых значений (1) и нарушаются условия безопасности работы ГПМ.

Литература

- [1] Александров М.П., ред. *Тормозные устройства: справочник*. Москва, Машиностроение, 1985. 312 с.
- [2] Александров М.П. *Тормоза подъемно-транспортных машин*. Москва, Машиностроение, 1976. 383 с.
- [3] РТМ 24.090.28–77. *Краны грузоподъемные. Механизм передвижения. Метод расчета*. Москва, НИИинформтяжмаш, 1978. 28 с.
- [4] РТМ 24.090.29–77. *Краны грузоподъемные. Механизм подъема груза. Метод расчета*. Москва, НИИинформтяжмаш, 1978. 24 с.
- [5] Nosko A. Untersuchungen der Bremsvorrichtungen von Kranen. Der Kran und sein Umfeld in Industrie und Logistik. 19 *Internationale Kranfachtagung*, Magdeburg, 2011, ss. 45–55.
- [6] ПБ 10-382-00. *Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов*. Москва, НЦЭНАС, 2011. 268 с.
- [7] ОСТ 24.190.06–86. *Краны мостовые и козловые. Основные положения расчета механизмов*. Москва, Минтяжмаш, 1986. 75 с.
- [8] РД 24.090.102–01. *Основные требования безопасности к устройству и эксплуатации ветрозащитных систем мостовых и козловых кранов*. Москва, ВНИИНМАШ, 2002. 7 с.

- [9] Носко А.Л. Практические рекомендации по оценке нагруженности узлов трения (применительно к тормозам ПТМ). *Известия ТулГУ. Сер. Подъемно-транспортные машины и оборудование*, 2006, вып. 7, с. 146–160.
- [10] Носко А.Л. Оценка долговечности тормозных устройств грузоподъемных машин. *Механизация строительства*, 2013, № 6(828), с. 36–40.
- [11] Хебды М., Чичинадзе А.В., ред. *Справочник по триботехнике. В 3 т. Т. 3: Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства триботехнических испытаний*. Москва, Машиностроение, 1992. 730 с.
- [12] Чичинадзе А.В. *Полимеры в узлах трения машин и приборов: справочник*. Москва, Машиностроение, 1988. 328 с.
- [13] Федорченко И.М., Ровинский Д.Я., Шведков Е.Л. *Исследование материалов для тормозных и передаточных устройств*. Киев, Наукова думка, 1976. 199 с.
- [14] Гайдамака В.Ф. *Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении*. Харьков, Вища школа, 1988. 141 с.

References

- [1] *Tormoznye ustroystva: spravochnik* [Braking devices: a handbook]. Ed. Aleksandrov M.P. Moscow, Mashinostroenie publ., 1985. 312 p.
- [2] Aleksandrov M.P. *Tormoza pod"emno-transportnykh mashin* [Brake lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1976. 383 p.
- [3] *RTM 24.090.28–77. Krany gruzopod"emnye. Mekhanizm peredvizheniia. Metod rascheta* [RTM 24.090.28–77. Cranes. The mechanism of movement. Method of calculation]. Moscow, NIinformtiazhmash publ., 1978. 28 p.
- [4] *RTM 24.090.29–77. Krany gruzopod"emnye. Mekhanizm pod"ema gruza. Metod rascheta* [RTM 24.090.29–77. Cranes. The mechanism of lifting of loads. Method of calculation]. Moscow, NIinformtiazhmash publ., 1978. 24 p.
- [5] Nosko A. Investigations of the braking devices of cranes. The crane and its environment in industry and logistics. *19 International Crane Symposium*, Magdeburg, 2011, pp. 45–55.
- [6] *PB 10-382-00. Pravila ustroystva i bezopasnoi ekspluatatsii gruzopod"emnykh kranov* [PB 10-382-00. Rules of arrangement and safe operation of cranes]. Moscow, NTsENAS publ., 2011. 268 p.
- [7] *OST 24.190.06–86. Krany mostovye i kozlovye. Osnovnye polozeniia rascheta mekhanizmov* [OST 24.190.06–86. Cranes, overhead travelling and gantry. The main provisions of the calculation mechanisms]. Moscow, Mintiazhmash publ., 1986. 75 p.
- [8] *RD 24.090.102–01. Osnovnye trebovaniia bezopasnosti k ustroystvu i ekspluatatsii vetrozashchitnykh sistem mostovykh i kozlovykh kranov* [RD 24.090.102–01. Essential safety requirements for construction and operation of wind systems, bridge and gantry cranes]. Moscow, VNIINMASH publ., 2002. 7 p.
- [9] Nosko A.L. Prakticheskie rekomendatsii po otsenke nagruzhennosti uzlov treniia (primenitel'no k tormozam PTM) [Practical recommendations for the assessment of loading of friction (with respect to the brakes PTM)]. *Izvestiia TulGU. Ser. Pod"emno-transportnye mashiny i oborudovanie* [Proceedings of the TSU. Ser. Lifting-transport machines and equipment]. 2006, is. 7, pp. 146–160.
- [10] Nosko A.L. Otsenka dolgovechnosti tormoznykh ustroystv gruzopod"emnykh mashin [Evaluation of durability of braking devices for lifting equipment]. *Mekhanizatsiia stroitel'stva* [Mechanization of construction]. 2013, no. 6(828), pp. 36–40.
- [11] *Spravochnik po tribotekhnike. V 3-kh t. T. 3. Tribotekhnika antifriktsionnykh, friktsionnykh i stsepnnykh ustroystv. Metody i sredstva tribotekhnicheskikh ispytaniy* [Handbook on tribology. Tribology friction, and friction coupling devices. Methods and means of tribological tests]. Vol. 3. Ed. Khebды M., Chichinadze A.V. Moscow, Mashinostroenie publ., 1992. 730 p.
- [12] Chichinadze A.V. *Polimery v uzлах treniia mashin i priborov: spravochnik* [Polymers in friction units of machines and devices: a handbook]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1988. 328 p.

- [13] Fedorchenko I.M., Rovinskii D.Ia., Shvedkov E.L. *Issledovanie materialov dlia tormoznykh i peredatochnykh ustroystv* [Study of materials for brake and transmission devices]. Kiev, Naukova dumka publ., 1976. 199 p.
- [14] Gaidamaka V.F. *Rabota gruzopod"emnykh mashin pri besstupenchatom tormozhenii* [The work of lifting machines with continuously variable braking]. Khar'kov, Vishcha shkola publ., 1988. 141 p.

Статья поступила в редакцию 23.01.2017

Информация об авторе

НОСКО Андрей Леонидович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Подъемно-транспортные системы». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: dr.nosko@mail.ru).

Information about the author

NOSKO Andrey Leonidovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Hoisting and Transportation Systems Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: dr.nosko@mail.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет 2-е издание учебника
Э.А. Гладкова, В.Н. Бродягина, Р.А. Перковского

«Автоматизация сварочных процессов»

Приведено описание основных элементов автоматизации сварочных установок. Даны принципы построения и примеры реализации современных систем управления оборудованием и процессами дуговой, контактной и электронно-лучевой сварки. Рассмотрены системы управления пространственным положением источника нагрева относительно линии стыка, автоматизированные комплексы с микроконтроллерами и ЭВМ для управления качеством сварного соединения, а также проблемы роботизации дуговой и контактной сварки.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru