



НОРМИРОВАНИЕ ПРОСАДКИ ГРУЗА В КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМАХ ПОДЪЕМА

Н.И. Ивашков, канд. техн. наук

А.Д. Костромин, канд. техн. наук

НПП «Подъемтранссервис», Москва

Г.А. Горобец

ГНПУП «Электрические аппараты», г. Бендеры, Молдова

Рассмотрено влияние электрогидравлического толкателя в составе тормоза ТКГ-300 на полную просадку груза с использованием предложенной уточненной методики, позволяющей достоверно осуществить сравнение и оценку влияния технических параметров тормоза и толкателя на динамику торможения крановых механизмов подъема. На основе проведенного анализа сделан вывод о преимуществе тормоза ТКГ-300 с усовершенствованным толкателем ТЭ-50-2М перед теми же тормозами с толкателями ТЭ-50М (ТЭ-50МВ).

Полная просадка груза (H), т.е. его путь от момента одновременного отключения электродвигателей привода механизма подъема и толкателя тормоза до полной остановки груза, важный параметр, определяющий точность остановки (число доводочных включений и подвижек груза), долговечность тормоза, механизма и крана, безопасность при проведении подъемно-транспортных операций.

Просадка груза обусловлена параметрами кинематической схемы механизма – отношением $J_{\partial\partial} / J_2$ приведенного суммарного момента инерции двигателя, муфты и тормозного шкива ($J_{\partial\partial}$) к приведенному к валу двигателя моменту инерции груза (J_2), а также посадочной скоростью (v_0) [1, 2].

Существенное влияние на динамику торможения оказывают **тормоза крановых механизмов подъема**, предназначенные для остановки и удержания валов механизма в заторможенном состоянии. Являясь элементом привода, они совместно с ним участвуют в управлении подъемно-транспортными операциями и выполняют функцию средства безопасности. Т.е. должны обеспечивать безопасную остановку груза и его удержание при аварийном выходе из строя

системы управления привода. Широко применяются автоматические нормально-замкнутые колодочные тормоза ТКГ-300, -400, -500, -600, -700, -800 с приводом от электрогидравлических толкателей.

Наиболее массовыми из них являются тормоза ТКГ-300 (диаметр шкива 300 мм, максимальный тормозной момент $M_{m\max}$ не менее 800 Нм). При проектировании тормоза ТКГ-300 в качестве привода первоначально применялся электрогидравлический толкатель ТЭ-50 (диаметр поршня $D_n = 140$ мм, максимальный ход штока $h_{\max} = 50$ мм) [3]. В настоящее время эти тормоза комплектуются электрогидравлическими толкателями ТЭ-50М (рис. 1, справа) и ТЭ-50-2М (рис. 1, слева). Диаметр поршня толкателей

ТЭ-50-М (ТЭ-50МВ) $D_n = 140$ мм, $h_{\max} = 65$ мм. У электрогидравлического толкателя ТЭ-50-2М $D_n = 110$ мм, $h_{\max} = 60$ мм. Установочные размеры толкателей одинаковые.

Максимальный тормозной момент 800 Нм в тормозе ТКГ-300 обеспечивается соответствующей настройкой пружины тормоза при установочном ходе поршня (штока) толкателя $h_n = 30$ мм и коэффициенте полезного действия рычажной системы тормоза $= 0,9$. При этом указанный тормозной η_m момент гарантируется при предельном ходе штока толкателя $h_{np} = 45$ мм и $= 0,95$ (при регулярной, не реже $0,1\eta_m$ го раза в месяц, смазке шарниров рычажной системы тормоза). В дальнейшем, при заимствовании документации на тормоза ТКГ-300 (без согласования с разработчиками) и применении новых типов электрогидравлических толкателей в инструкциях по эксплуатации требование обеспечения $h_{np} = 45$ мм было исключено. В тормозах ТКГ-300 с толкателями ТЭ-50М (ТЭ-50МВ) допускается $h_{np} = 60$ мм, а с толкателями ТЭ-50-2М – $h_{np} = 55$ мм.

Влияние электрогидравлического толкателя в составе тормоза ТКГ-300 на полную просадку груза было определено по уточненной методике, разработанной ООО НПП «Подъемтранссервис» (ПТС) и проверенной ОАО

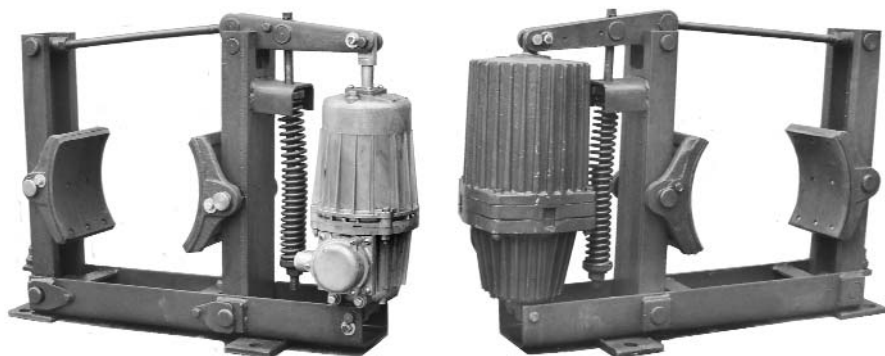


Рис. 1. Тормоз колодочный ТКГ-300 с электрогидравлическим толкателем ТЭ-50М (справа), или ТЭ-50-2М (слева)

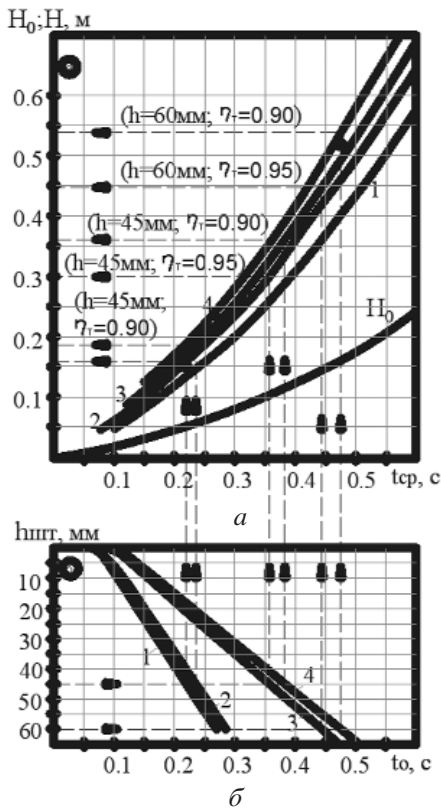


Рис. 2. Номограмма расчёта полной просадки груза для механизма подъёма $Q = 5 \text{ т}$, $J_{\partial\partial} / J_2 = 10$, $v_0 = 0,133 \text{ м/с}$, $a_0 = 0,89 \text{ м/с}^2$ с тормозом ТКГ-300, $K = 1,75$:

a - зависимость полной просадки груза от t_{cp} : 1 - $t_m = 0$, $a_3 = 0,668 \text{ м/с}^2$ ($h = 45 \text{ мм}$, $\eta_m = 0,95$); 2 - $t_m = 0,1 \text{ с}$, $a_3 = 0,668 \text{ м/с}^2$ ($h = 45 \text{ мм}$, $\eta_m = 0,95$); 3 - $t_m = 0,1 \text{ с}$, $a_3 = 0,59 \text{ м/с}^2$ ($h = 45 \text{ мм}$, $\eta_m = 0,90$ или $h = 60 \text{ мм}$, $\eta_m = 0,95$); 4 - $t_m = 0,1 \text{ с}$, $a_3 = 0,51 \text{ м/с}^2$ ($h = 60 \text{ мм}$, $\eta_m = 0,90$);

б - зависимость времени t_o обратного хода поршня от его величины: 1 - ТЭ-50-М, $\eta_m = 0,95$; 2 - ТЭ-50-М, $\eta_m = 0,90$; 3 - ТЭ-50-М (ТЭ-50МВ), $\eta_m = 0,95$; 4 - ТЭ-50-М (ТЭ-50МВ), $\eta_m = 0,90$

“СМНУ-768” и ОАО “МЭМРЗ” путем сравнительных испытаний на механизме подъема мостового крана грузоподъемностью $Q = 5 \text{ т}$, $J_{\partial\partial} / J_2 = 10$, $v_0 = 0,133 \text{ м/с}$. Нормативный запас торможения - 1,75.

В схеме управления механизма подъема указанного крана обмотки электродвигателей этого механизма и электрогидравлического толкателя включаются и отключаются одновременно. Поскольку обмотки разделены

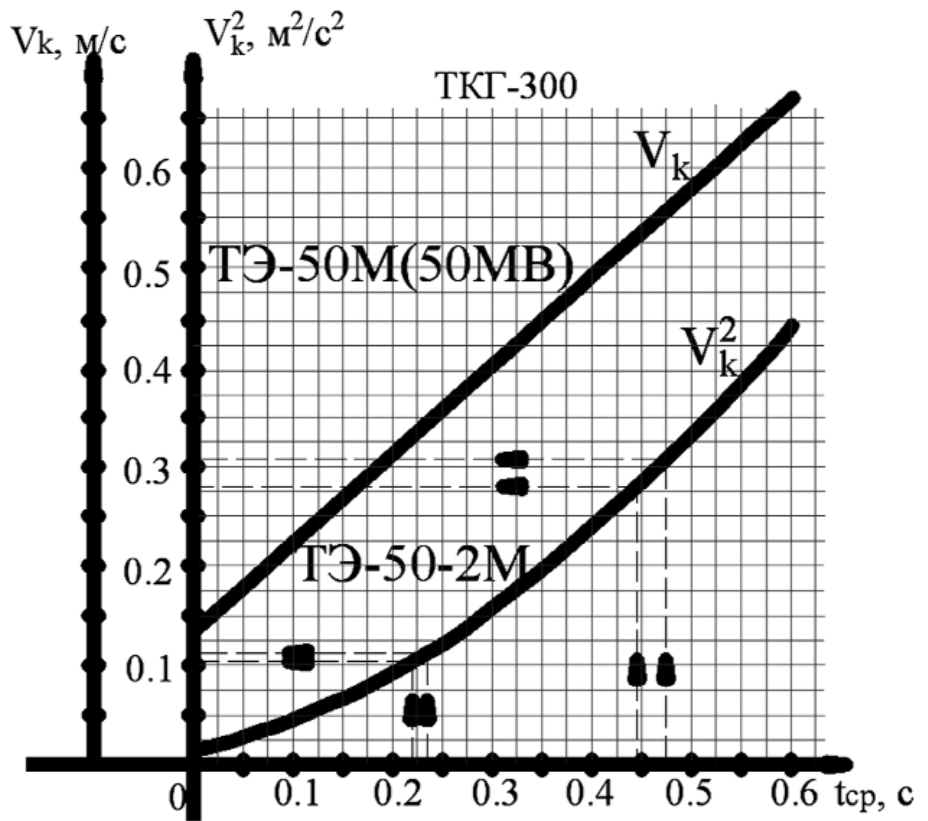


Рис. 3. Зависимости $v_k = f_1(t_{cp})$ и $v_k^2 = f_2(t_{cp})$

промежуточными контакторами, исключается влияние переходных процессов обмотки статора электродвигателя механизма подъема на время спада напряжения (t_{cn}) на обмотке электродвигателя толкателя, т.е. $t_{cn} = 0$.

В данном случае время срабатывания тормоза (t_{cp}) равно времени обратного хода поршня толкателя

$$t_{cp} = t_o = t_{\partial} + t_{on},$$

где t_{∂} – время выбега рабочего колеса центробежного насоса толкателя, при котором частота вращения уменьшается до такой величины, когда развиваемое насосом давление не может удержать поршень,

t_{on} – время опускания поршня толкателя от верхней точки до начала первого касания тормозного шкива тормозными колодками.

В предлагаемой уточненной методике расчета полная просадка груза (H) определяется как сумма свободной просадки H_0 (путь груза с момента отключения электродвигателя механизма и толкателя до начала контакта колодок со шкивом) и просадки

груза при торможении H_m (путь груза с момента начала контакта колодок со шкивом до полной остановки груза)

$$H_m = H_{m1} + H_{m2},$$

где H_{m1} – просадка груза с момента начала контакта колодок со шкивом и возрастания момента торможения с 0 до M_m ,

H_{m2} – просадка груза при торможении моментом M_m .

С момента одновременного отключения приводного электродвигателя и электродвигателя толкателя до начала касания тормозных колодок со шкивом тормоза ($t_{cp} = t_o$) скорость груза увеличивается от начальной скорости v_0 (посадочной скорости) до v_k , под действием ускорения a_0 , создаваемого весом груза. А груз опускается на величину свободной просадки H_0 .

$$v_k = v_0 + a_0 t_o,$$

$$\text{здесь } a_0 = g / (1 + J_{\partial\partial} / J_2),$$

$$H_0 = v_0 t_o + a_0 t_o^2 / 2.$$

Расчетные зависимости свободной просадки H_0 от времени $t_{cp} = t_o$ для исследуемого механизма подъема представлены на рис. 2, а, расчетные

зависимости v_k на рис. 3. На рис. 3 представлена также зависимость v_k^2 , которая характеризует увеличение кинетической энергии груза и привода механизма подъема и, следовательно, соответствующего увеличения работы торможения, температуры и износа колодок и шкива тормоза.

В соответствии с уточненной методикой расчета полной просадки груза зависимости $t_o = f(h)$ определялись экспериментально на стенде, имитирующем пружинную нагрузку штока толкателя от рычага тормоза ТКГ-300. При этом нагрузка определялась с учетом коэффициента полезного действия рычажной системы тормоза ($\dot{\eta}_m = 0,90 - 0,95$). В схеме замера времени обратного хода поршня толкателя t_o отсчет начинается с момента отключения электродвигателя толкателя. Результаты проведенных таким образом сравнительных стендовых испытаний для электрогидравлических толкателей ТЭ-50-М (ТЭ-50МВ) и ТЭ-50-2М в графическом виде представлены на рис. 2.

Отличительной особенностью предлагаемой методики расчета является учет просадки груза H_m на этапе нарастания (наложения) тормозного момента от 0 до M_m .

$$H_{m1} = v_k t_{m1} + a_o t_{m1}^2 / 2 - A t_{m1}^3 / 6,$$

здесь t_{m1} – продолжительность этапа нарастания тормозного момента,

$$A = (a_o + a_3) / t_{m1}, \text{ где} \\ a_3 = g (M_m / M_e - 1) / (1 + J_{\partial\partial} / J_e).$$

Во время этого этапа скорость движения груза некоторое время продолжает расти и достигает значения $v_k \max$ (при $a = 0$ в момент достижения равенства тормозного момента и момента от груза M_e), после чего начинает уменьшаться. Этап завершается при действии на груз ускорения a_3 и полного момента M_m при скорости $v_k m1$, которая определяется зависимостью:

$$v_k m1 = v_o + a_o t_o - A t_{m1}^2 / 2.$$

Значение t_{m1} , примерно равное 0,1 с для тормоза ТКГ-

300 с толкателями ТЭ-50, определено в НПП ПТС обработкой осциллограмм изменения угловой скорости шкива при стендовых испытаниях.

Этап торможения полным моментом M_m характеризуется равномерным замедлением груза от $v_k m1$ до $v = 0$. Продолжительность этапа

$$t_{m2} = v_k m1 / a_3.$$

Соответствующая просадка груза

$$H_{m2} = t_{m2} v_k m1 / 2 = v_k m1^2 / 2a_3.$$

Другой отличительной особенностью предлагаемой методики является учет уменьшения тормозного момента и соотношения M_m / M_e , вызванного увеличением шарнирного трения в тормозе ТКГ-300 ($\dot{\eta}_m$) и уменьшением воздействия усилия пружины на шкив из-за износа тормозных накладок.

Результаты расчета влияния указанных факторов приведены в табл. 1

Расчетные данные H_o, v_k^2, H при $t_{cp} = t_o$, полученные при сравнительных испытаниях тормозов ТКГ-300, приведены в табл. 2 для $h_{np} = 45$ мм и $h_{np} = 60$ мм, и при $\dot{\eta}_m = 0,95 - 0,9$.

В графическом виде расчетные значения H представлены в функции времени $t_{cp} = t_o$ для исследуемого механизма ($J_{\partial\partial} / J_e = 10, v_o = 0,133$ м/с, $a_o = 0,89$ м/с²) на рис. 2, а.

Рис. 2, а и 2, б являются номограммой расчета, позволяющей для исследуемого механизма сравнить и оценить влияние параметров толкателя $t_o = f(h, D_n)$ на величину полной просадки груза H .

Наглядно динамика процесса торможения груза в исследуемом механизме подъема представлена для ТКГ-300 с ТЭ-50М (ТЭ-50МВ) на рис. 4 ($h = 45$ мм, $\dot{\eta}_m = 0,95$); для ТКГ-300 с ТЭ-50-2М на рис. 5 ($h = 45$ мм, $\dot{\eta}_m = 0,95$).

Полная просадка груза при торможении тормозом ТКГ-300 на исследуемом мостовом кране была замерена при ходе штока $h_{np} = 60$ мм, $\dot{\eta}_m = 0,9$ и составила $H = 0,52$ м. Расчетное значение H по уточненной методике НПП ПТС равно 0,54 м. Полная просадка груза H , определенная экспериментально при ходе штока $h = 45$ мм и $\dot{\eta}_m = 0,95$, равна 0,15 м. Расчетное значение по уточненной методике НПП ПТС $H = 0,16$ м.

Таблица 1

h, мм	30		45		60	
$\dot{\eta}_m$	0,95	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9
M_m / M	1,84	1,75	1,75	1,66	1,66	1,57
$M_m / M - 1$	0,84	0,75	0,75	0,66	0,66	0,57
a_3	0,75	0,668	0,668	0,59	0,59	0,51

Таблица 2

Параметры	ТЭ-50М (ТЭ-50МВ)				ТЭ-50-2М			
	45		60		45		60	
h_{np} , мм	45		60		45		60	
$\dot{\eta}_m$	0,95	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9	0,95	0,9
H_o , м	0,10	0,12	0,10	0,12	0,05	0,06	0,07	0,08
v_k^2 , м ² /с ²	0,20	0,21	0,20	0,21	0,10	0,10	0,12	0,12
H , м	0,30	0,36	0,30	0,36	0,16	0,18	0,22	0,26
t_{cp} , с	0,36	0,38	0,36	0,38	0,22	0,23	0,27	0,28

Таким образом, экспериментально подтверждена правомерность применения уточненной методики НПП ПТС для расчета параметров динамических процессов торможения и в первую очередь полной просадки груза. Предлагаемая методика позволяет досто-

верно осуществить сравнение и оценку влияния технических параметров тормоза и толкателя на динамику торможения крановых механизмов подъема.

Сравнительный анализ данных по времени обратного хода толкателей ТЭ-50-М (ТЭ-50МВ) и ТЭ-50-2М, представленных в инструкциях по эксплуатации, рекламных материалах и технических журналах [4], с данными сравнительных испытаний этого параметра, полученными ПТС при проведении настоящего исследования, показали, что фактическое время обратного хода толкателя, определенное на стендах, имитирующих тормоз, отличается от публикуемых его значений в 1,5 - 2 раза. Таким образом доказана необходимость применения заводами-изготовителями толкателей единой методики испытаний по определению t_o . Предлагаемая НПП ПТС методика позволяет получить достоверные данные для этого параметра в качестве t_{cp} тормоза (в схемах управления, где t_{cn} примерно равно нулю).

Из сравнения и анализа результатов расчетных и экспериментальных данных можно сделать вывод о бесспорном преимуществе предлагаемого ПТС тормоза ТКГ-300 с толкателем ТЭ-50-2М производства Бендерского завода «Электроаппаратура» перед тормозами ТКГ-300 с электрогидравлическими толкателями ТЭ-50М (ТЭ-50МВ):

свободная просадка уменьшается в два раза;

v_k^2 уменьшается в 2 - 2,5 раза (пропорционально уменьшается износ колодок);

общая просадка груза уменьшается в 1,8 - 2,1 раза. Это положительно сказывается на безопасности проведения подъемно-транспортных операций, сокращает число дочерних подвижек груза, повышает ресурс работы тормоза, механизма и крана в целом.

Преимущество толкателя ТЭ-50-2М над ТЭ-50-М (ТЭ-50МВ) по времени обратного хода штока ($t_o = t_{cp}$) достигнуто благодаря оригинальной конструкции насоса и, как следствие, за счет уменьшения диаметра поршня толкателя и объема перекачиваемой рабочей жидкости. Прове-

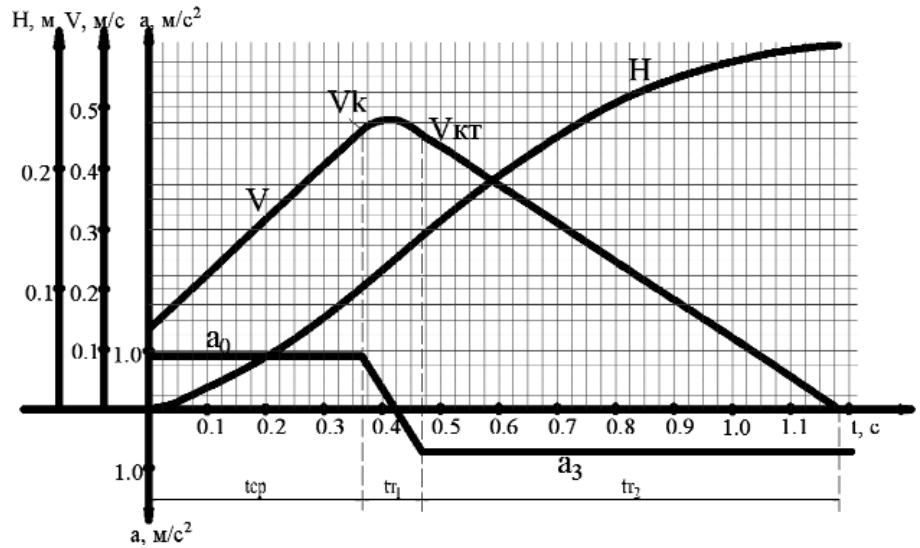


Рис. 4. Зависимости $v = f_1(t)$, $H = f_2(t_{cp})$ для механизма подъёма с тормозом ТКГ-300 с толкателем ТЭ-50М (ТЭ-50МВ) ($t_{cp} = 0,36$ с при $h = 45$ мм, $\eta_m = 0,95$)

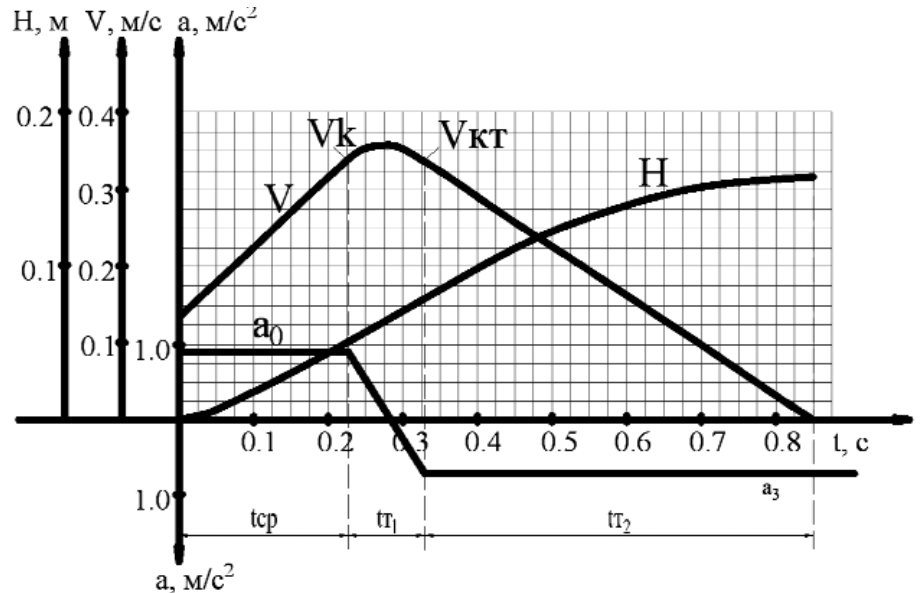


Рис. 5. Зависимости $v = f_1(t)$, $H = f_2(t_{cp})$ для механизма подъёма с тормозом ТКГ-300 с толкателем ТЭ-50-2М ($t_{cp} = 0,22$ с при $h = 45$ мм, $\eta_m = 0,95$)

денный анализ показал также, что увеличение предельного хода штока толкателя с 45 до 60 мм в тормозах ТКГ-300 с ТЭ-50-М (ТЭ-50МВ) приводит к увеличению интенсивности износа колодок (v_k^2) и полной просадки груза в 1,5 раза. Поэтому целесообразно восстановить для тормозов ТКГ-300 требование по ограничению предельного хода штока толкателя h_{np} не более 45 мм.

На исследуемом мостовом кране при замене в механизме подъема в тормозе ТКГ-300 электрогидравлического толкателя ТЭ-50-М на ТЭ-50-2М с предельным ходом штока $h_{np} = 45$ мм, существенно улучшились условия проведения подъемно-транспортных операций (уменьшилось число подвижек груза), существенно сократилось время адаптации обслуживающего персонала к практическому

использованию крана для выполнения технологических операций.

Литература

1. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. М. Машиностроение. 1976 г.
2. Костромин А.Д., Ивашков Н.И., Горобец Г.А. Крите-

рии оценки и направления развития колодочных тормозов с электрогидравлическими толкателями крановых механизмов подъема. Подъемно-транспортное дело. 2005, №1, С. 2 – 7.

3. ВНИИПТМАШ. Инструкция по монтажу и эксплуатации тормозов типа ТКГТ 200-800. М. Машгиз. 1957 г.

4. Информация для снабженца: толкатели электрогидравлические. Все краны, 2006 г., № 2, С. 34 – 36. ▲

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ И ПРАКТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОЦЕССОВ ТОРМОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

А.Д. Костромин, канд. техн. наук,

Н.И. Ивашков, канд. техн. наук,

НПП «Подъемтранссервис», Москва

Г.А. Горобец

ГНПУП «Электрические аппараты», г. Бендеры, Молдова

Авторами на основе рассмотрения динамики процесса торможения в механизмах передвижения кранов и сравнительного анализа обычных и усовершенствованных тормозов доказано безусловное преимущество тормозных систем с усовершенствованными тормозами ТКГ-160-1 и ТКГ-200-1, укомплектованных электрогидравлическими толкателями ТЭ-30РД, которые обеспечивают безопасное и плавное торможение механизмов передвижения, улучшают эргономические показатели, повышают срок службы узлов и механизмов крана и подкрановых сооружений, позволяют в сочетании с современными схемами управления создавать подъемно-транспортное оборудование высокого технологического уровня.

В подъемно-транспортных машинах одну из основных функций перемещения и позиционирования грузов выполняют крановые механизмы передвижения. Во многом технический уровень подъемно-транспортного оборудования (производительность, долговечность, эргономические показатели) определяется величиной динамических нагрузок, возникающих в звеньях механизма передвижения при переходных процессах. В том числе при торможении и остановке машины. Существенную роль в динамике торможения играют тормозные системы, поглощающие, в зависимости от схем управления приводом, от 5 до 100% кинетической энергии, накопленной при движении крана и гру-

за. Кроме того, на них возложена функция затормаживания и удержания в неподвижном состоянии механизма при отключении электропитания двигателя привода. То есть они являются средством безопасности.

Из теории электропривода [1, 2] известно, что крановые механизмы передвижения относятся к классу механизмов, у которых сумма приведенных к валу электродвигателя моментов инерции массы крана и груза ($I_{мех} + I_{гр}$) в 10 - 30 раз превосходят момент инерции вращающихся частей привода ($I_{дв}$), то есть

$$M_{зам} = M_u = (I_{мех} + I_{гр} + I_{дв}) \frac{d\omega}{dt} \approx (I_{мех} + I_{гр}) \cdot j,$$

$$P_{зам} = P_u = (m_{мех} + m_{гр}) \frac{dV}{dt} = (m_{мех} + m_{гр}) \cdot a_3,$$

где $M_{зам}$, $P_{зам}$ – соответственно затормаживающие момент и усилие;

M_u , P_u – соответственно динамические момент и усилие;

ω – угловая скорость электродвигателя механизма;

V – линейная скорость крана (механизма);

j – угловое ускорение (замедление);

a_3 – ускорение (замедление) механизма.

Для механизмов, у которых $(I_{мех} + I_{гр}) \gg I_{дв}$, снижение динамических нагрузок при торможении обеспечивается не только ограничением величин затормаживающего момента $M_3 \leq M_{дон}$ или ускорения $j_3 \leq j_{дон}$, но также производной момента $dM/dt \leq (dM/dt)_{дон}$ или так называемого «рывка» $\rho = dj/dt \leq \rho_{дон}$, $A = da_3/dt \leq A_{дон}$. A и ρ являются, по существу, скоростью изменения ускорения.

Ограничение «рывка» снижает ударные нагрузки при выборе зазоров в приводе механизмов [2], уменьшает амплитуды колебательных процессов в его звеньях. Это существенно увеличивает срок службы механизмов и кра-