

## ПАРАМЕТРЫ ПРИВОДА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ МОСТОВОГО КРАНА В ПЕРИОД ПУСКА С УЧЕТОМ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ КОЛЕСА ПО РЕЛЬСУ

Пропонується аналітична залежність для визначення коефіцієнта тертя качення, з урахуванням загальноприйнятих механічних характеристик матеріалу, а також геометричних параметрів колеса і рейки. При цьому з'являється можливість уточнення значень часу пуску привода пересування мостового крана і коефіцієнта зчеплення ходових коліс з рейкою.

Предлагается аналитическая зависимость для определения коэффициента трения качения, с учетом общепринятых механических характеристик материала, а также геометрических параметров колеса и рельса. При этом появляется возможность уточнения значений времени пуска привода передвижения мостового крана и коэффициента сцепления ходовых колес с рельсом.

An analytical dependence to determine the ratio of rolling friction has been proposed, with account of generally accepted mechanical characteristics of materials and the geometrical parameters of wheel and rail. This allows specifying the starting time of the bridge crane moving drive and the coefficient of coupling the working wheels with the rail.

Время разгона мостового крана до номинальной скорости вверх по уклону, против ветра с давлением  $P_B$  определяется из выражения

$$t_{\text{п}} = \frac{n \left[ 1,2(I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + (Q + m)D_{\text{к}}^2 / 4u^2 \right]}{9,55 \left[ M_{\text{ср}} - W_{\text{с}}D_{\text{к}} / (2u\eta) \right]}, \quad (1)$$

где  $n$  – номинальная частота вращения двигателя, об/мин;  $I_{\text{р}}, I_{\text{м}}$  – момент инерции ротора двигателя и муфт на быстроходном валу, кг·м<sup>2</sup>;  $M_{\text{ср}} = \eta M_{\text{н}}$  – средний пусковой момент двигателя, Н·м;  $M_{\text{н}}$  – номинальный момент двигателя;  $\eta$  – коэффициент перегрузки;  $Q$  – масса груза с грузозахватным устройством, кг;  $m$  – масса крана (или тележки), кг;  $u, \eta$  – передаточное число и КПД механизма; статическое сопротивление передвижению, Н

$$W_{\text{с}} = W_{\text{тр}} + W_{\text{у}} + P_{\text{в}};$$

сопротивление от трения в ходовых частях на прямолинейном участке пути

$$W_{\text{тр}} = (Q + m)g(\mu d + 2k)k_{\text{р}}/D_{\text{к}};$$

$\mu$  – коэффициент трения в подшипниках, приведенный к цапфе колеса диаметром  $d$ ;  $k$  – коэффициент трения качения, м;  $k_{\text{р}}$  – коэффициент, учитывающий трение реборд и ступиц колеса;  $D_{\text{к}}$  – диаметр ходового колеса.

Отметим, что в справочной литературе для колес  $D_{\text{к}} = 400; 500; 560; 630$  мм значение ко-

эффициента трения качения  $k$  одинаковое и при плоской головке рельса составляет 0,5 мм [1]. Однако в работе [2] показано, что коэффициент трения качения зависит от диаметра колеса и может быть определен аналитически.

Таким образом, отсутствие аналитической зависимости, устанавливающей связь между диаметром колеса и сопротивлением качению, вынуждает использовать в расчетной практике (при указанных выше диаметрах) одно и то же значение коэффициента трения качения, несмотря на отличия в диаметрах до 36 %. Для определения  $k$  предложены различные аналитические зависимости, но все они содержат коэффициенты, экспериментальное определение которых более сложное, нежели определение самого коэффициента  $k$ . На наш взгляд, наиболее удачные результаты по определению коэффициента трения качения получены в исследованиях Д. Табора и К. Джонсона [3; 4].

Все же, наличие в формулах Д. Табора коэффициента гистерезисных потерь свело к минимуму их использование. Оказалось, что значение этого коэффициента отличается от значений при растяжении – сжатии и зависит от значительного числа внешних факторов.

Цель работы получить аналитическое выражение, позволяющее установить связь между диаметром ходовых колес, временем разгона крана и сцеплением колес с рельсом.

Рассмотрим процесс разгона мостового крана без учета ветровых нагрузок (предполагая работу крана в помещении) и определим время пуска привода.

Принимаем ширину плоского рельса  $b = 65$  мм. При допускаемых контактных напряжениях  $[\sigma] = 750$  МПа (сталь 65Г по ГОСТ 1050-74 при классификационной группе механизма М5) максимально возможная нагрузка  $P_k$  на одно колесо (при приведенных выше диаметрах  $D_k$ ):

$$P_{400} = 200 \text{ кН}; \quad P_{500} = 250 \text{ кН};$$

$$P_{560} = 280 \text{ кН}; \quad P_{630} = 314 \text{ кН}.$$

При условии равномерного распределения давления на все колеса, вес тележки с грузом в этом случае составит соответственно 800; 1000; 1120; 1256 кН.

Определим сопротивление передвижению тележки, воспользовавшись нормативными значениями коэффициента трения качения для ходовых колес. При  $k_p = 2$ , диаметре цапфы колеса соответственно 67; 83; 93; 105 мм сопротивление передвижению составляет (соответственно диаметру ходовых колес):

$$W_{400} = 8,02 \text{ Н}; \quad W_{500} = 8,98 \text{ Н};$$

$$W_{560} = 9,58 \text{ Н}; \quad W_{630} = 10,27 \text{ Н}.$$

Требуемая мощность на передвижение при  $V = 0,6$  составит:

$$N_{400} = 5,66 \text{ кВт}; \quad N_{500} = 6,34 \text{ кВт};$$

$$N_{560} = 6,76 \text{ кВт}; \quad N_{630} = 7,25 \text{ кВт}.$$

Данной мощности соответствует двигатель МТФ112-6 с  $I_p = 0,067$  и муфта с  $I_m = 0,24 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ .

Теперь воспользуемся более точным значением коэффициента трения качения. Согласно полученной нами зависимости [2] между полушириной пятна контакта при линейном контакте колеса с рельсом коэффициент трения качения определяется из выражения

$$k = 0,225b \exp(-1,2R_k), \quad (2)$$

где  $R_k$  – радиус колеса в метрах.

Полуширина пятна контакта при схеме касания «цилиндр–плоскость» [3]

$$b = 1,526 \sqrt{\frac{P_k \cdot R}{B \cdot E}} \quad (3)$$

(здесь принято: материал колеса и рельса одинаковый, значение коэффициента Пуассона – 0,3).

Подставив полученные значения  $P_k$  при  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа в формулы [2; 3], получим значения коэффициентов трения качения:

$$k_{400} = 0,52 \text{ мм}; \quad k_{500} = 0,57 \text{ мм};$$

$$k_{560} = 0,60 \text{ мм}; \quad k_{630} = 0,61 \text{ мм}.$$

Мощность двигателя при той же скорости, что и при расчете по нормативной методике соответственно  $N = 5,75; 6,72; 7,31; 7,88$  кВт.

Сравнительные графики величин, полученных по нормативной методике и по предлагаемой, показаны на рис. 1, а для группы классификации механизма М5, на рис. 1, б – для группы классификации М1-М3 (допускаемые контактные напряжения  $[\sigma] = 850$  МПа).

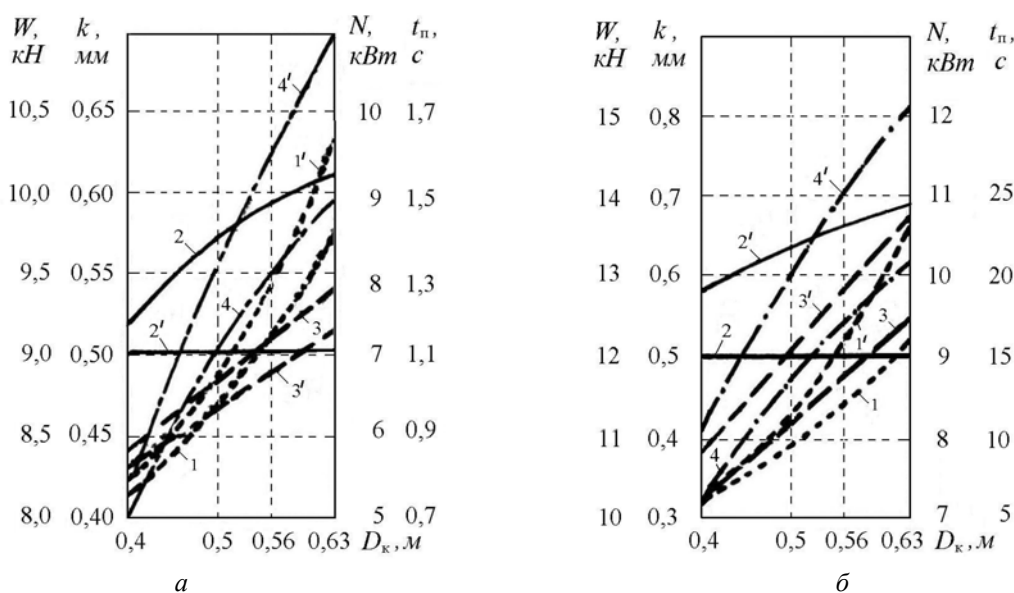


Рис. 1. Влияние диаметра колеса на характеристики привода:

а – группа классификации механизма М5; б – группа классификации механизма М1-М3; 1, 1' – время пуска двигателя по предлагаемой и нормативной методикам; 2, 2' – коэффициент трения качения колеса по рельсу; 3, 3' – расчетная мощность двигателя; 4, 4' – сопротивление передвижению крана

Коэффициент запаса сцепления  $k_{\text{сц}}$  ходовых колес с рельсом при разгоне (при условии отсутствия уклона и ветровой нагрузки)

$$k_{\text{сц}} = \frac{N_{\text{пр}} (\mu_0 + w_{\text{min}})}{F_u + W_c}, \quad (4)$$

где  $N_{\text{пр}}$  – нагрузка на приводные колеса;  $\mu_0$  – коэффициент сцепления приводных колес с рельсами (при работе в закрытых помещениях  $\mu_0 = 0,2$ );  $w_{\text{min}}$  – минимальное значение коэффициента сопротивления передвижению при  $k_p = 1$

$$w_{\text{min}} = W_{\text{тр}} / (Q + m)g;$$

сила инерции при пуске

$$F_u = (Q + m)V / t_{\text{п}}.$$

Зависимости величин  $w_{\text{min}}$ ,  $F_u$  и  $k_{\text{сц}}$  от диаметра ходовых колес крана для группы классификации механизма передвижения М5 ( $[\sigma] = 750$  МПа) показаны на рис. 2.

Анализ полученных выражений и зависимостей на рис. 1, 2 позволяет сделать следующие выводы и предложения:

– время разгона крана и коэффициент сцепления колес с рельсами зависят как от группы классификации механизма передвижения, так и от диаметра ходовых колес. Согласно нормам значение коэффициента трения качения не изменяется;

– время разгона крана при группе классификации механизма М5, полученное по предлагаемой методике, меньше на 1,4 % при диаметре колеса  $D_k = 400$  мм и на 7,8 % при  $D_k = 630$  мм (в сравнении с расчетом по нормативной методике);

– при расчете по предлагаемой методике зависимость между диаметром колеса и временем пуска механизма изменяется нелинейно.

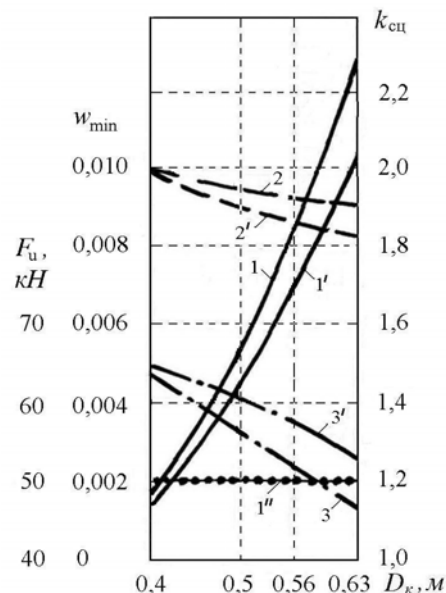


Рис. 2. Влияние диаметра колеса на сцепление с рельсом:

1 – коэффициент запаса сцепления колеса с рельсом по предлагаемой методике; 1', 1'' – нормативное и допустимое минимальное значение коэффициента запаса сцепления без учета ветровой нагрузки; 2, 2' – минимальные значения коэффициента сопротивления передвижению; 3, 3' – инерционные силы при пуске

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Справочник по кранам: В 2-х томах. Т. 2 / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
2. Бондаренко Л. М. Деформаційні опори в машинах / Л. М. Бондаренко, М. П. Довбня, В. С. Ловейкін. – Д.: Дніпро-VAL, 2002. – 200 с.
3. Tabor D. The mechanism of rolling friction the elastic range. – Proc. Roy. Soc. Ser. A. Vol. 229, 1955. – P. 198–211.
4. Jonson K. L. Surface interaction between elastically loaded bodies under tangential forces. – Proc. Ray. Ser. A. Vol. 230, 1955. – 531 p.
5. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – К.: Наук. думка, 1988. – 736 с.

Поступила в редколлегию 28.08.2005.