

## АНАЛИТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

**Довбня Н. П., Бондаренко Л. М., Коренюк Р. А.**

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, г. Днепропетровск,  
Украина

**Постановка проблемы.** Конические колеса применяют на подвесных однорельсовых тележках и малоопорных поворотных устройствах кранов.

Для определения сопротивления их передвижению необходимо знать величину коэффициента трения качения.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Для крановых колес имеются экспериментальные зависимости между коэффициентом трения качения и диаметром колеса для стальных и чугунных колес как при первоначальном линейном (плоская головка рельса), так и точечном (скругленная головка) контактах для стандартных диаметров от 200 до 1000 мм.

Однако, в подвесных тележках и малоопорных поворотных устройствах кранов могут применяться колеса с меньшим средним геометрическим диаметром, а конструктивное многообразие, особенно при вершине конуса катка в поворотных устройствах, не дает практической возможности дать экспериментальные зависимости для величин коэффициента трения качения.

**Цель статьи** получить аналитические зависимости, определяющие коэффициент трения качения для конических колес подвесных однорельсовых тележек и малоопорных поворотных устройств кранов.

**Основной материал исследований.** 1. Колеса подвесных однорельсовых тележек.

Разобьем колесо по его ширине на элементарные цилиндры шириной  $dx$ , тогда радиус цилиндра на расстоянии  $x$  (рис. 1) составит

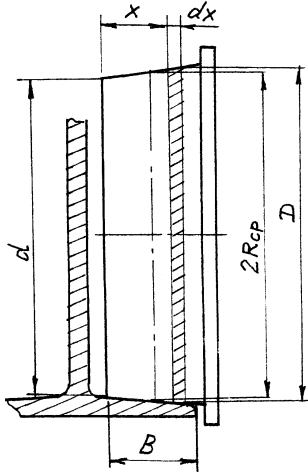


Рис. 1. Схема к определению коэффициента трения качения конического колеса подвесной однорельсовой тележки

$$R(x) = \frac{d}{2} + \frac{D-d}{2B}x. \quad (1)$$

Найдем полуширину пятна контакта элементарного цилиндра, воспользовавшись теорией контактных деформаций Герца

$$b(x) = 1,526 \sqrt{\frac{Q}{2BE} \left( d + \frac{D-d}{B} \right) x}. \quad (2)$$

Коэффициент трения качения элементарного цилиндра найдем, воспользовавшись экспериментально-теоретической зависимостью, полученной в [1]

$$k(x) = 0,225b(x)e^{-1,2R_{cp}}, \quad (3)$$

где  $R_{cp} = (D+d)/2$  – средний диаметр колеса в метрах.

Отметим, что в более точной постановке вместо  $R_{cp}$  необходимо подставить  $R(x)$ , но величина гистерезисных потерь, определяемая экспонентой, в конечном итоге мало влияет на сопротивление качению колеса.

Сопротивление качению колеса определится как

$$W = \int_0^B \frac{k(x)Q(x)}{R(x)} e^{-1,2R_{cp}} dx = 0,4856 \frac{Q\sqrt{Q/BE}}{D-d} (\sqrt{D} - \sqrt{d}) e^{-1,2R_{cp}}. \quad (4)$$

Найдем приведенный радиус  $R_{пр}$  цилиндра шириной  $B$  при котором сопротивление качению будет равно сопротивлению конусного колеса.

Поскольку полуширина пятна контакта

$$b = 1,526 \sqrt{\frac{QR_{\text{пр}}}{BE}},$$

то

$$K_{\text{пр}} = 0,343 \sqrt{\frac{QR_{\text{пр}}}{BE} e^{-1,2R_{\text{ср}}}}$$

и

$$W_{\text{пр}} = \frac{0,343Q \sqrt{\frac{QR_{\text{пр}}}{BE} e^{-1,2R_{\text{ср}}}}}{R_{\text{пр}}}. \quad (5)$$

Приравняв выражения (4) и (5), получим

$$R_{\text{пр}} = 0,25 \frac{(D-d)^2}{(\sqrt{D} - \sqrt{d})^2} \approx 0,5(D+d) = R_{\text{ср}}. \quad (6)$$

Зависимости приведенного радиуса колеса и сопротивления качению при  $B=40\text{мм}$  и  $Q=5\text{кН}$  при разных диаметрах  $D$  и  $d$ , среднем геометрическом радиусе  $R_{\text{ср}}=145\text{ мм}$  показаны на рис. 2.

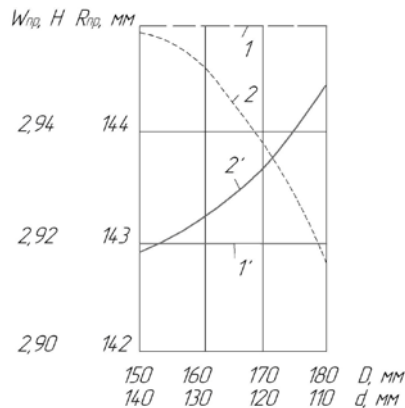


Рис. 2. Зависимости от большого и малого диаметров конического колеса однорельсовой тележки: 1, 1' - геометрического радиуса и сопротивления качению при его величине; 2, 2' - приведенного радиуса и сопротивления качению

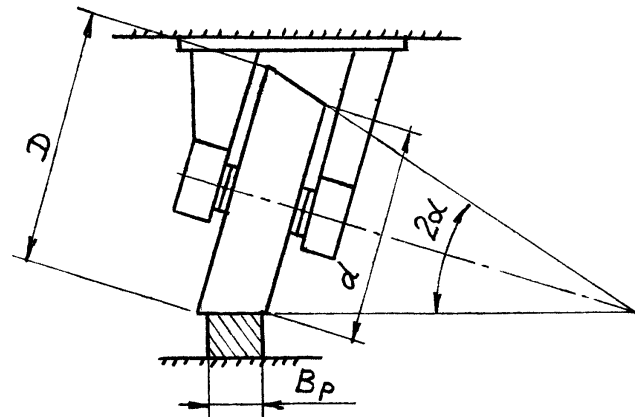


Рис. 3. Схема малоопорного поворотного устройства с наклонным положением катка

2. Конические катки малоопорных поворотных устройств (наклонное положение катка).  
Схема опорно-поворотного устройства с наклонным положением катка показана на рис. 3.  
Данная схема приводится к схеме, показанной на рис. 1 при

$$R = \left( R + B_p / 2 \right) \sin \alpha; \quad (7)$$

$$r = \left( r - B_p / 2 \right) \sin \alpha,$$

где  $B_p$  – ширина рельса;  $\alpha$  – половина угла при вершине конуса катка.

Сопротивление качению определяется формулами (4) или (5).

Отметим, что приведенные выше формулы справедливы для существующих углов при вершине конуса катка в опорно-поворотных устройствах стреловых кранов и уклонах полок подвесных однорельсовых тележек.

3. В зависимости от первоначальной (до изнашивания) схемы касания колеса и рельса контакт между ними может быть линейным или точечным. При качении конических колес подвесных тележек по нижнему поясу двутавровой балки или конического катка возникает линейный контакт.

Известно [2], что напряжения смятия при линейном контакте зависят от радиуса колеса в месте контакта. Поскольку при рассматриваемых колесах радиус переменный по длине контакта, то неизвестно какую величину радиуса принимать. В [3], исходя из рис. 9.20, с учетом коэффициента толчков, коэффициента, учитывающего касательную нагрузку в месте контакта и коэффициента неравномерности нагрузки по ширине контакта напряжения смятия найдены для максимального диаметра  $D$ .

Без учета указанных коэффициентов

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{2PE}{BD}}$$

и при  $D = 180$  мм,  $B = 40$  мм,  $Q = 5$  кН,  $\sigma_{\max} = 226$  МПа.

Предлагается при определении  $\sigma_{\max}$  принимать среднюю величину диаметра  $D_{\text{ср}} = (D+d)/2$

и при  $d = 110$  мм,  $\sigma_{\max} = 252$  МПа, что на 10% выше, чем по формуле предложенной в [3].

4. Соотношение между сопротивлениями скольжению и качению в конических колесах.

Работа сил трения качения за один оборот колеса составит

$$A_{\text{кч}} = 2\pi WR_{\text{ср}} = 0,4856\pi Q \sqrt{\frac{Q}{BE}} (\sqrt{D} - \sqrt{d}) e^{-1,2R_{\text{ср}}} . \quad (8)$$

То же скольжения

$$A_{\text{ск}} = \frac{1}{2} \pi (D-d) Qf . \quad (9)$$

Отношение  $A_{\text{ск}}/A_{\text{кч}}$

$$\frac{A_{\text{ск}}}{A_{\text{кч}}} = \frac{(D-d) f e^{-1,2R_{\text{ср}}}}{0,97 \sqrt{\frac{Q}{BE}} (\sqrt{D} - \sqrt{d})} . \quad (10)$$

Расчеты показывают, что при реальных значениях величин, входящих в формулу (10) это отношение составляет 80...180.

Анализ приведенных формул и графиков на рис. 2 позволяет сделать выводы о том, что

- предложенные формулы позволят определять коэффициент трения качения конических колес подвесных однорельсовых тележек и малоопорных поворотных устройств кранов аналитически с использованием общепринятых механических и геометрических констант;

- при существующих уклонах полок направляющих однорельсовых тележек и углах при вершине конуса катка малоопорных поворотных устройств кранов коэффициент трения качения можно определять как для цилиндра диаметром равным среднему геометрическому диаметру;

- при расчете сопротивления качению конических колес можно учитывать только сопротивление скольжению.

#### Литература:

1. Бондаренко Л.М., Довбня М.П., Ловейкін В.С. Деформаційні опори в машинах. – Дніпропетровськ: Дніпро – VAL, 2002. – 200 с.
2. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев. Наук. Думка, 1988. – 736с.
3. Грузоподъемные машины / Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А. и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 400с.

Довбня Н. П.

Бондаренко Л. Н.

Коренюк Р. А.