

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

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

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

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:

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

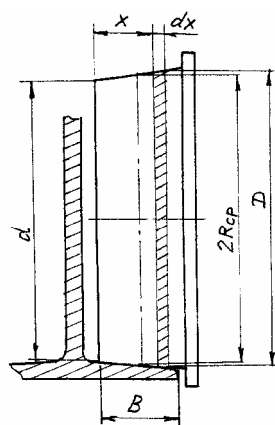


Рис. 1 □ Схема к определению коэффициента трения качения конического колеса подвесной однорельсовой тележки

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_{np} цилиндра шириной B при котором сопротивление качению будет равно сопротивлению конусного колеса.

Поскольку полуширина пятна контакта

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

то

$$K_{np} = 0,343 \sqrt{\frac{QR_{np}}{BE}} e^{-1,2R_{cp}}$$

и

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

Приравняв выражения (4) и (5), получим

$$R_{np} = 0,25 \frac{(D-d)^2}{(\sqrt{D} - \sqrt{d})^2} \approx 0,5(D+d) = R_{cp} \quad (6)$$

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

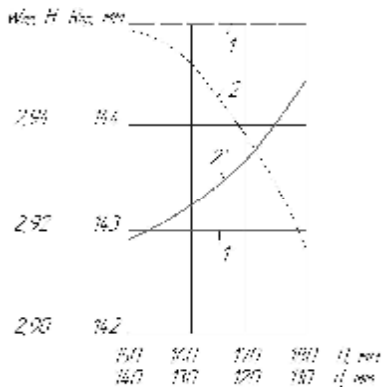


Рис. 2 □ Зависимости от большого и малого диаметров конического колеса однорельсовой тележки:

1, 1с – геометрического радиуса и сопротивления качению при его величине;

2, 2с – приведенного радиуса и сопротивления качению

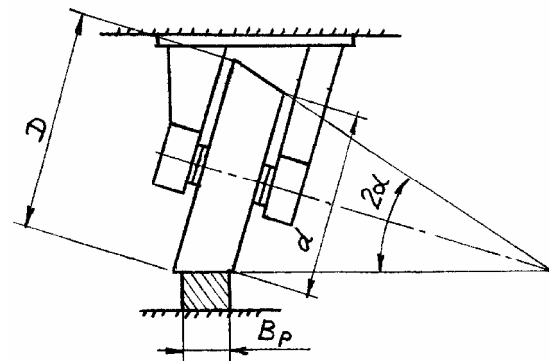


Рис. 3 □ Схема малоопорного поворотного устройства с наклонным положением катка

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

$$\begin{aligned} R &= (R + B_p / 2) \sin \alpha; \\ r &= (r - B_p / 2) \sin \alpha, \end{aligned} \quad (7)$$

где B_p – ширина рельса;

α – 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], 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 σ_{\max} принимать среднюю величину диаметра $R_{cp} = (D + d)/2$

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

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

То же скольжения

$$A_{ck} = \frac{1}{2} \pi (D - d) Q f \quad (9)$$

Отношение $A_{ck} / A_{кч}$

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

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. – К.: Наук. Думка, 1988. – 736с.
3. Грузоподъемные машины / Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А. и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 400с.

Надійшла 19.11.2010