

Анализ формул, определяющих контактные напряжения между крановым колесом и рельсом

Бондаренко Л.Н., Колбун В.В.

Днепропетровский национальный университет
железнодорожного транспорта им. ак. В. Лазаряна

Жаковский А.Д.

Днепропетровский орган сертификации железнодорожного транспорта

Постановка проблемы. Правильное определение контактных напряжений между колесом и рельсом позволит увеличить срок службы колес и более точно определить коэффициент трения качения, статические и динамические нагрузки в механизмах передвижения.

В справочной [1, 2, 3, 4] и учебной [5, 6] литературе приведены формулы как по определению величины контактных напряжений между колесом и рельсом, так и по определению величины коэффициента трения качения. Даже поверхностный анализ формул показывает, что они, в крайнем случае, в написании, существенно отличаются между собой.

Целью статьи детальный анализ существующих в современной литературе формул по определению величины контактных напряжений между колесом и рельсом, и коэффициентов трения качения.

Основной материал исследований. Сначала найдем величины контактных напряжений для линейного контакта: плоский рельс – цилиндрическое колесо.

Согласно теории контактных напряжений Герца [7] при одинаковых модулях упругости материалов колеса и рельса, и коэффициенте Пуассона равном 0,3

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{P \cdot E}{B \cdot R}}, \quad (1)$$

где P – давление колеса на рельс; E – модуль упругости материалов; B – ширина рельса; R – радиус колеса.

В [1] эта формула записана так:

$$\sigma_{\max} = \alpha_1 \cdot \sqrt{\frac{K_T \cdot P}{10 \cdot B \cdot R}}, \text{ МПа} \quad (2)$$

где $\alpha_1 = 60$ при стальных колесах; B – в сантиметрах; K_T – коэффициент толчков ($K_T = 1; 1,1; 1,2$ в зависимости от способа стыковки рельса) R – в сантиметрах.

В [3] эта же формула имеет вид:

$$\sigma_{\max} = 340 \cdot K_K \cdot \sqrt{\frac{K_D \cdot K_H \cdot P}{2 \cdot B \cdot R}}, \quad (3)$$

где K_K – коэффициент, учитывающий касательные нагрузки в месте контакта. Он зависит от условий работы крана и скорости (в закрытых помещениях при $V \leq 2$ м/с $K_K=1,05$); $K_D=1+K_{Ж} \cdot V$ – коэффициент динамичности, зависящий от типа кранового пути ($K_{Ж}=0,15$ при рельсах на металлических балках); $K_H=2$ – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине рельса; P – в килоньютонах, R и B в сантиметрах.

В [6] эта формула записана так:

$$\sigma_{\max} = 0,17 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{B \cdot R}}. \quad (4)$$

Таким образом, имеем четыре формулы определяющих одну и ту же величину.

Получим численные значения σ_{\max} при одних и тех же величинах $P=50$ кН; $R=10$ см; $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; $B=4$ см.

Значения σ_{\max} , полученные по приведенным формулам (1) – (4), отложенные по оси ординат, показаны на рис.1; в формуле (2) принято $K_T=1$, а в формуле (3) $K_K=1,05$ при $V=2$ м/с. Подстановка других рекомендованных величин K_T и $K_{Ж}$ мало влияет на величину σ_{\max} .

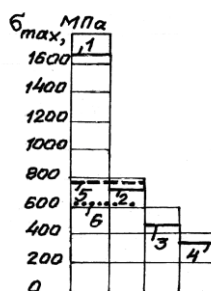


Рис. 1. Значения максимальных контактных напряжений: 1, 2, 3, 4 – полученных по формулам (1), (2), (3), (4) соответственно; 5, 6 – средние арифметическая и геометрическая величины.

Из рис. 1 видно, что напряжения, полученные по формуле Герца (1) приблизительно в 6 раз превышают их значения, полученные по формуле (4).

Из формул (1) – (4) можно найти радиус колеса, при котором напряжения не будут превышать рекомендованных величин. Их значения по оси ординат при величине допускаемых контактных напряжений 750 МПа (режим работы 5М, Сталь 65Г по ГОСТ 1050-74) показаны на рис. 2.

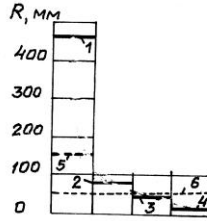


Рис. 2. Величины радиусов колес: 1, 2, 3, 4 – полученных из формул (1) – (4) соответственно; 5, 6 – среднее арифметическое и геометрическое значения.

Рассмотрим формулы для начального точечного контакта (закругленная головка радиусом R_1 – цилиндрическое колесо).

Согласно теории контактных напряжений Герца формула (1) для этого вида контактных напряжений имеет вид:

$$\sigma_{\max} = 0,245 \cdot n_p \cdot \sqrt[3]{P \cdot E^2 \cdot \left(\frac{R + R_1}{R \cdot R_1}\right)^2}, \quad (1a)$$

где n_p – коэффициент, зависящий от коэффициентов уравнения эллипса касания ($n_p=f(R/R_1)$).

Формула (2) для этого вида контакта:

$$\sigma_{\max} = \alpha_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_T \cdot P}{10 \cdot (R + R_1)^2}}, \quad (2a)$$

где $\alpha_2=400$ для стальных колес.

Формула (3) имеет вид:

$$\sigma_{\max} = 7500 \cdot K \cdot K_K \cdot \sqrt[3]{\frac{K_D \cdot K_H \cdot P}{D^2}}, \quad (3a)$$

где K – геометрический коэффициент, зависящий от отношения радиуса закругления головки рельса к диаметру колеса.

Формула (4) имеет следующий вид:

$$\sigma_{\max} = \alpha \cdot n \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot P \cdot E^2}{D_1^2}}, \quad (4a)$$

где α, n – коэффициенты, зависящие от отношения R/R_1 .

Величины σ_{\max} по оси ординат, подсчитанные по формулам (1a) – (4a) показаны на рис.3 (при $R_1=200$ мм; $n_p=0,975$; $K=0,119$; $\alpha n=0,122$ т.е. $R/R_1=0,5$).

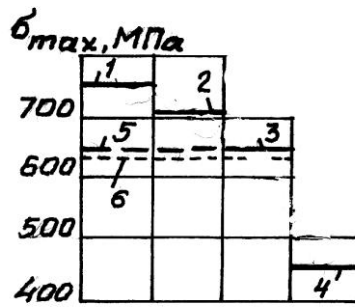


Рис. 3. Значения максимальных контактных напряжений при первоначальном точечном контакте: 1, 2, 3, 4 – полученных по формулам (1) – (4) соответственно; 5, 6 – средние арифметические и геометрические величины.

Величины радиусов колес, полученные из формул (1а) – (4а) при величине допускаемых контактных напряжений $\sigma=975$ МПа показаны на рис.4 (величина σ при точечном контакте принята в 1,3 раза большей) при рекомендуемом в [7] увеличении в 1,3...1,5 раз.

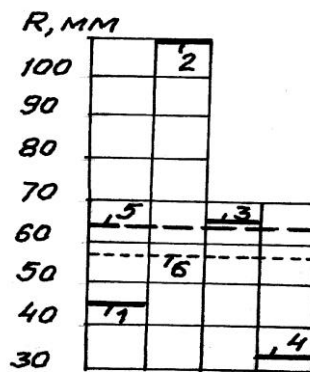


Рис. 4. Величины радиусов колес: 1, 2, 3, 4 – полученных из формул (1а) – (4а) соответственно; 5, 6 – средние арифметические и геометрические величины.

В дальнейшем рассмотрим, как влияет полученный по разным формулам радиус колеса на коэффициент трения качения, а, следовательно, и на сопротивление качению.

В, например, [1] и [5] величина коэффициента трения качения K дается в зависимости от диаметра колеса, как при линейном, так и точечном контакте. Но неизвестно, как его величина зависит от классификационной группы механизма, со сменой которого меняется и величина допустимых контактных напряжений.

В [4] имеются аналитические зависимости для определения K , но отсутствие в них коэффициента гистерезисных потерь ставит их под сомнение.

Наиболее удачными формулами, на наш взгляд, для определения коэффициента трения качения имеются в [8] тут присутствует коэффициент

гистерезисных потерь, но отсутствуют рекомендации по его определению и это не позволяет использовать их на практике.

В [9] получены аналитические зависимости, содержащие только общепринятые геометрические параметры и механические константы контактируемых тел качения.

В [9] эти формулы имеют вид:

- при первоначальном линейном контакте

$$k = 0,225 \cdot b \cdot \exp(-1,2R); \quad (5)$$

- при первоначальном точечном контакте

$$k = 0,16 \cdot b \cdot \exp(0,2R), \quad (6)$$

где b – полуширина пятна контакта, R – в метрах.

Значения k для полученных выше радиусов колес приведены на рис. 5.

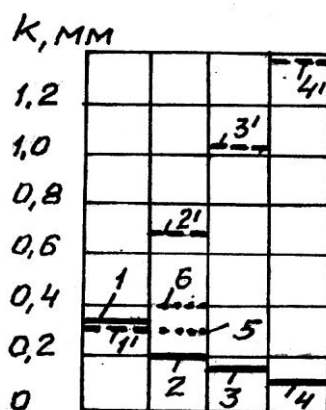


Рис. 5. Величины коэффициентов трения качения: 1, 2, 3, 4 – для радиусов, полученных из формул (1а) – (4а); 5, 6 – справочные величины [1] соответственно для линейного и точечного контактов.

Отметим, еще что в [4] имеются аналитические зависимости для определения k , но в них отсутствует коэффициент гистерезисных потерь, и расчеты по ним дают значительные отличия от величин, полученных с учетом гистерезисных потерь.

В [3] величину k рекомендуется принимать равной 0,5 мм для хорошо уложенного рельсового пути без учета вида контакта.

Анализ расчетов величин контактных напряжений, радиусов колес и коэффициентов трения качения позволяет сделать следующие выводы:

- величины контактных напряжений между колесом и рельсом, как при линейном, так и точечном контактах в несколько раз отличаются в зависимости от принятой формулы, а средние геометрические и арифметические величины ближе описываются формулами (2) и (3а);

- средние геометрические и арифметические радиусы колес, полученные по разным источникам, ближе описываются уравнениями (2), (3) и (3а).

Литература

- 1.Справочник по кранам: в 2 т. Т.1 (Александров М.П., Гокберг М.М., Ковин А.А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
- 2.Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ. – М.: Машиностроение, 1971. – 496 с.
- 3.Шеффлер М., Пайер Г., Курт Ф. Основы расчета и конструирования подъемно – транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 255 с.
- 4.Ковальский Б.С. Вопросы передвижения мостовых кранов. – Луганск: ВНУ, 2000. – 64 с.
- 5.Грузоподъемные машины/Александр М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А. и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 400 с.
- 6.Вайнсон А.А. Подъемно – транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
- 7.Справочник по сопротивлению материалов /Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев: Наук. Думка, 1988. – 736 с.
- 8.Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
- 9.Бондаренко Л.М. Аналітично – експериментальне визначення коефіцієнта тертя кочення / Будівництво України, 2001. – С. 47-48.