

**Довбня Н. П.,
Бондаренко Л. Н.,
Бобырь Д. В.**

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

ЗАВИСИМОСТЬ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ТЕПЛОВОЗА ОТ ЖЕСТКОСТИ РЕССОР

Постановка проблемы

При расчете сопротивлений движению тепловоза учитываются сопротивления от трения в подшипниках, качения колеса по рельсу, скольжения колес по рельсам, рассеяния энергии строением пути и даются эмпирические зависимости для их определения.

При определении сопротивления трения качения колес по рельсам необходимо знать коэффициент трения качения, но ввиду трудности разделения общей величины сопротивления на составляющие от упругого скольжения и трения качения в [1] рекомендуется сопротивление качению определять через коэффициент сопротивления качению равным $w_{mk} = 0,3 \dots 0,4$ Н/кН веса.

Кроме того, нагрузка движущегося колеса на рельс зависит от многих факторов и в [2] рекомендуется принимать среднюю величину P_{cp} давления, определяемую из выражения:

$$P_{cp} = P_{ст} + P_{ресс.ср}, \quad (1)$$

где $P_{ст}$ – статистическая нагрузка на колесо;

$P_{ресс.ср} = 0,75 Ж z_{max}$ – среднее значение нагрузки от надрессорного строения;

$Ж$ – жесткость рессоры;

z_{max} – наибольший динамический прогиб рессоры.

Анализ последних исследований и публикаций

Впервые аналитическая зависимость для определения коэффициента трения качения в пределах упругости материалы с учетом коэффициента гистерезисных потерь получена Табором [3]. Но как найти его величину в работе не указано, поэтому эти формулы не получили практического применения. В [4] получены аналитические зависимости в которых коэффициент гистерезисных потерь определяется как функция радиуса телл качения.

Цель статьи

С использованием аналитической зависимости для определения коэффициента трения качения найти сопротивление качению колеса с учетом колебаний надрессорного строения.

Основной материал исследования

Выражение для определения коэффициента трения качения в [4] получено в виде (при первоначальном точечном контакте):

$$k = 0,16 \cdot a \cdot e^{0,2R_k}, \quad (2)$$

где a – полуширина пятна контакта в направлении движения;

R_k – радиус колеса в метрах.

Полуширина пятна контакта при первоначальном точечном контакте [5]:

$$a = 1,397 n_a \sqrt[3]{\frac{P R_k R_p}{E (R_k + R_p)}}, \quad (3)$$

где P – нагрузка на колесо;

n_a – коэффициент, зависящий от соотношения коэффициентов уравнения эллипса касания.

Отметим, что уравнение (3) приведено для случая равенства модулей упругости материалов колеса и рельса и при равенстве коэффициентов Пуассона материалов равным 0,3.

Найдем сопротивление качению колеса при нагрузке $P_{\text{ср}}$ (1) в зависимости от жесткости рессоры \mathcal{K} при $z_{\text{max}} = 15$ мм и статической нагрузке 100 кН [2].

Эти зависимости показаны на рис. 1, а).

В [2] доказано, что в эксплуатации профиль поверхности катания бандажей начинает приближаться к очертанию головок рельсов. В этом случае эллиптическая площадка контакта вырождается в прямоугольную, ширина которой B определяется шириной головки рельса, а длина в направлении движения определяется из теории Герца.

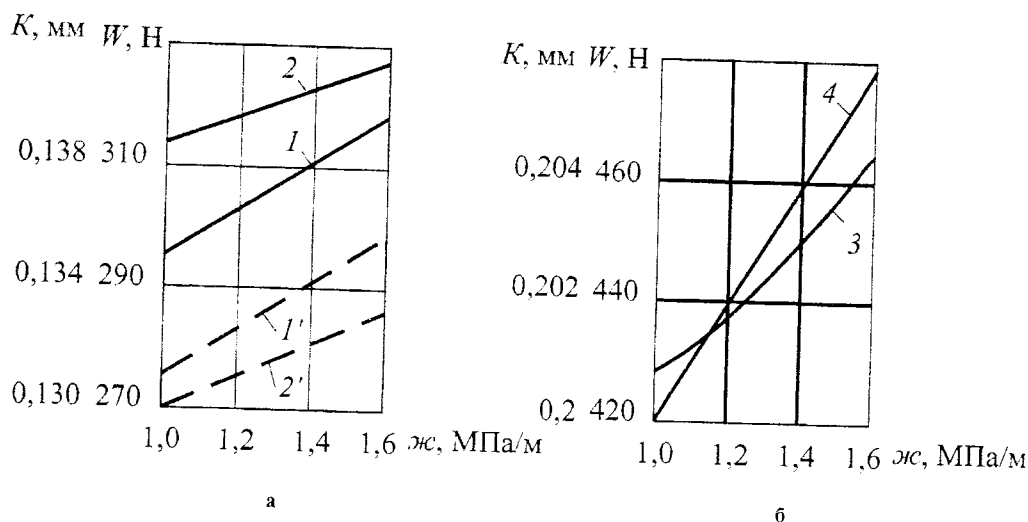


Рис. 1 – Зависимости от жесткости рессоры:
1 – сопротивления качению; 2 – коэффициента трения качения (для нового рельса Р43);
1', 2' – то же для рельса Р50 (а);
3, 4 – при износе рельса соответственно (б)

Здесь же рекомендуется принимать величину $B = 35$ мм и полуширина пятна контакта определяться из выражения:

$$a = 1,526 \sqrt{\frac{PR_k}{BE}}, \quad (4)$$

а коэффициент трения качения – из выражения [4]:

$$k = 0,225 \cdot a \cdot e^{-1,2R_k}, \quad (5)$$

Зависимости сопротивления качению колеса и коэффициентов трения качению для этого случая показаны на рис. 1, б).

Анализ графиков на рис. 1, а, б) позволяет сделать следующие выводы:

- рекомендуемые в литературных источниках величины сопротивления качению колеса 0,3 ... 0,4 Н/кН совпадают с полученными в статье аналитически;
- увеличение жесткости рессор приводит к увеличению сопротивления качению колес и, например, увеличение жесткости на 60 % приводит к увеличению сопротивления на 7,6 % для рельса Р43 и 8,5 % для рельса Р50.

Литература

1. Подвижной состав и тяга поездов / Третьяков А. П., Деев В. В., Перова А. А. и др. – М.: Транспорт, 1979. – 368 с.
2. Конструкция и динамика тепловозов / Иванов В. Н. – М.: Транспорт, 1974. – 336 с.
3. Tabor В. The mechanism of rolling friction: the elastic range. – Proc. Roy. Soc., 1955. – р. 198.
4. Бондаренко Л. М., Довня М. П., Ловейкин В. С. Деформационные опоры в машинах. – Днепропетровськ: Дніпро-VAL, 2002. – 200 с.
5. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.

Надійшла 23.03.2011