

УДК 625.032.82.001.24

М.П. ДОВБНЯ, Л.М. БОНДАРЕНКО, Д.В. БОБЫРЬ, кандидаты техн. наук (ДИИТ)

Соотношения между сопротивлениями трения в буксовых подшипниках и качением колеса

Ключевые слова: сопротивление движению, трение качения, подшипник буксы.

Постановка проблемы

Около 25 % мощности локомотивов затрачивается на преодоление сопротивления в буксовых подшипниках [1].

Многообразие факторов, влияющих на величину сопротивления движению локомотива или вагона, затрудняет теоретическое определение его величины. Поэтому, ПТР предусматривают расчеты по эмпирическим формулам в зависимости от скорости, веса, типа и т.п. подвижного состава (ПТС). Обычно эти формулы представляются табличными коэффициентами удельного сопротивления движению.

Естественно, что аналитическое выделение одной или нескольких составляющих сопротивления позволит более объективно подойти к аналитическому или экспериментальному определению других составляющих.

В статье рассмотрен способ аналитического определения сопротивлений в подшипниках букс подвижного состава и сопротивлений качению колеса по рельсу.

Основной материал исследования

1. Сопротивление в буксах колес.

1.1. Грузеный вагон.

При нагрузке на ось равной q_0 нагрузка на один подшипник — максимальная нагрузка на ролик [3]; E — модуль упругости материалов ролика и колец.

При величине допустимых контактных напряжений между беговой дорожкой внутреннего кольца σ , ширине ролика B и радиусе внутренней дорожки катания ролика R_k радиус ролика найдется из выражения [2]

(1)

где E — модуль упругости материалов ролика и колец.

Найдем коэффициент трения качения ролика по внутренней и внешней беговым дорожкам. Для этого приведем, не обращая внимания на величину контактных напряжений, всю нагрузку, приходящуюся на подшипник,

к одному ролику. Это, как доказано в [4], возможно при нагрузке на группу тел качения распределенной по закону синуса.

Статическая полуширина пятна контакта между роликом и внутренней беговой дорожкой

(2)

а между наружной дорожкой и роликом

(3)

Коэффициент трения качения соответственно [5]

(4)

(5)

Сопротивление качению приведенного ролика по внутренней и наружной беговым дорожкам

(6)

(7)

Сопротивление, приведенное к радиусу катания колеса

(8)

Удельное сопротивление

$$\omega = F_p / Q. \quad (9)$$

Проводя расчеты по формулам (1—9) при $q_0=210$ кН; $Q=q_0/4=52,5$ кН; $r_b=99$ мм; получим $r_p=21$ мм, что соответствует радиусу роликов подшипников 2Н32732Г та 2Н5272Г, $0,393$ мм, $0,469$ мм, $0,0884$ мм; $0,1055$ мм; 221 Н, $W_H = 264$ Н, $F_p = 112$ Н; $0,0021$.

1.2. Пустой вагон.

При нагрузке на ось $q_0=55$ кН; $Q=13,75$ кН и при данных п.п. 1.1 получим $b_b=0,0002$ мм, $b_H=0,00024$ мм, $0,045$ мм; $0,054$ мм; $29,46$ Н, $W_H = 35,36$ Н, $F_p = 15,05$ Н; $0,0011$.

2. Сопротивление качению колес.

2.1. Грузеный вагон.

Коэффициент трения качения при первоначальном точечном контакте [5]

(10)

Полуширина пятна контакта при схеме касания «цилиндры со взаимно перпендикулярными осями» [2]

(11)

где n_b — коэффициент, зависящий от соотношения уравнений эллипса качения; R_p — радиус закругления головки рельса; R_k — радиус колеса по кругу катания.

При $210/2=105$ кН; 525 мм; $R_p=500$ мм,
 $n_b=0,98$; $b=6,9$ мм; $k=1,226$ мм; $245,2$ Н;
 $\omega=0,002335$.

2.2. Пустой вагон.

В этом случае $P=27,5$ кН и $b=4,4$ мм; $0,785$ мм;
 $41,1$ Н; $\omega=0,0015$.

Найдем полное сопротивление движению груженого вагона от трения в буксах и качения колес по рельсам

Сопротивление движению пустого вагона

$$W_{\text{пс}} = 15,05 \cdot 16 + 41,8 \cdot 8 = 241 + 329 = 570 \text{ Н.}$$

Если вес тары составляет 23 % от общего веса, сопротивление ее качению в буксах и колес по рельсам составит 15 %.

Если вес тары уменьшить, например, на 30 %, то составляющая сопротивлений уменьшится на 18 %.

Мощность, необходимая на преодоление сопротивлений груженого вагона при, например, скорости продолжительного режима $v=53,6$ км/ч, составит $N=56$ кВт.

Анализ приведенных формул и проведенных расчетов позволяет сделать следующие **выводы и предложения**.

1. Если считать, что около 25 % мощности локомотивов затрачивается на преодоление сопротивления трения в буксовых подшипниках, то на трение качения колес по рельсам затрачивается примерно та же мощность.

2. Для уменьшения сопротивлений трения в подшипниках и сопротивлений качения колес можно:

а) уменьшить радиус закругления головки рельса, поэтому переход на рельсы UIC 60 с радиусом закругления $R_p=300$ мм, с этой точки зрения является оправданным, поскольку уменьшает сопротивление качению на 11 %;

б) уменьшить вес тары вагона, однако, ее уменьшение, например на 30 % дает выигрыш в сопротивлении качению только на 18 %;

в) за счет смены конструкции букс — вместо вращения наружного кольца подшипника необходимо добиться вращения внутреннего, при этом сопротивление, приведенное к поверхности катания колеса уменьшится на 30 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Подвижной состав и тяга поездов* / Третьяков А. П., Деев В. В., Перова А. А. и др — М.: Транспорт, 1979. — 368 с.
2. *Справочник по сопротивлению материалов* / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. — Киев: Наукова думка, 1988. — 736 с.
3. *Кожевников С. Н.* Теория механизмов и машин. — М.: Машиностроение, 1969. — 584 с.
4. *Бондаренко Л. М., Ракша С. В., Брильова М. Г.* Уточнення розрахункової схеми навантаження групи тіл кочення / Підйомно-транспортна техніка. — ДІПТ. — № 1. — 2005. — С. 47—52.
5. *Бондаренко Л. М., Довбня М. П., Ловейкін В. С.* Деформаційні опори в машинах. — Дніпропетровськ: Дніпро-VAL. — 2002. — 200 с.