

УДК 621.838(03)

Бондаренко Л.Н., Колбун В.В.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного
транспорта имени ак. В. Лазаряна

Жаковский А.Д.

Днепропетровский орган по сертификации железнодорожного
транспорта

Сопоставление эффективности торможения колодочными, дисковыми и ленточными тормозами

Прежде, чем приступить к решению поставленной задачи укажем на ряд некорректностей и неточностей при расчете тормозов.

1. Колодочные тормоза. Величину тормозного момента, развиваемого двухколодочным тормозом, рекомендуется определять по формуле [1]:

$$M = N \cdot f \cdot D, \quad (1)$$

где N – сила прижатия колодок, f – коэффициент трения между колодкой и тормозным шкивом, D – диаметр шкива.

Очевидно, что эта формула справедлива для плоскости, где сила N будет прилагаться нормально к ней.

В общем случае сумма нормальных составляющих силы N не равна величине силы прижатия колодки.

В [2] в формулу (1) введена поправка, учитывающая закон трения скольжения

$$M = N \cdot f \cdot D \cdot \frac{\beta + \sin \beta}{4 \cdot \sin(\beta / 2)}, \quad (2)$$

где β – угол обхвата шкива колодкой. Можно убедиться, что формула (2) принимает вид (1) только при $\beta \rightarrow 0$, т.е. когда сила N нормальна к поверхности шкива.

2. Дисковые тормоза применяются из-за их лучшей обдуваемости по сравнению с колодочными.

Тормозной момент дискового тормоза при m пары поверхности трения и кольцевой поверхностью

$$M = m \cdot f \cdot N \cdot R_{cp} \quad (3)$$

где N – осевое усилие, R_{cp} – средний радиус поверхности трения.

Величина R_{cp} в справочной [1, 3] и учебной [4, 5] литературе находится или из условия равенства площадей над и под R_{cp} .

$$R_{cp} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \quad (4)$$

Или как среднее геометрическое

$$R_{cp} = \frac{R + r}{2} \quad (5)$$

В [6] доказано, что средний радиус поверхностей трения для сплошного кольца должен находиться из равенства работ сил трения над и под R_{cp} , т.е.

$$R_{cp} = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \cdot (R^3 + r^3)} \quad (6)$$

где r – внутренний (меньший) радиус кольца накладки.

Величина осевой силы в дисковых тормозах определяется по формуле

$$N = \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot [p], \quad (7)$$

где $[p]$ – допускаемое давление.

Величина N в колодочных тормозах находится из величины среднего давления между колодкой и шкивом. Нахождение N из средней величины p связано очевидно с тем, что не существует аналитической зависимости, которая бы позволяла определить его максимальную величину.

Ранее [2] доказано, что

$$P_{max} = \frac{M}{2 \cdot B \cdot R^2 \cdot f \cdot \sin(\beta / 2)}, \quad (8)$$

а его средняя величина в учебной и справочной литературе

$$P_{cp} = \frac{M}{B \cdot R^2 \cdot f \cdot \beta}. \quad (9)$$

Допустим, что необходимо спроектировать тормоз для $M=300$ Нм при известном материале накладок с $[p]=0,6$ МПа и $f=0,3$. Рассмотрим варианты колодочного тормоза с двумя колодками и углом обхвата одной колодкой шкива $\beta=70^\circ$ при ширине колодки $B=90$ мм. Для более корректной оценки примем радиус тормозного шкива и радиус диска одинаковыми $R=100$ мм при внутреннем диаметре накладки дискового тормоза $r=40$ мм.

Максимально возможная осевая сила для дискового тормоза (7) составит 15,8 кН; для колодочного тормоза из (8) 6,2 кН, а из (9) при $P_{cp}=[p]$ $N=6,6$ кН.

Расчетная средняя величина радиуса трения составит: по формуле (4) $R_{cp}=74,3$ мм; по формуле (5) $R_{cp}=70$ мм и по предлагаемой (6) формуле $R_{cp}=81$ мм. Как видим, разница в величинах R_{cp} довольно существенная, тем более, что речь идет о тормозах.

При величине $N=15,8$ кН величина расчетного тормозного момента, развиваемого дисковым тормозом с двумя парами поверхностей трения составит (соответственно полученным выше величинам R_{cp}) 704; 664; 768 Нм; для колодочного (при двух колодках) $M=894$ Нм при $N=15,8$ кН.

3. Ленточный тормоз. Величина тормозного момента, развиваемого ленточным тормозом находится из формулы Эйлера

$$M = R \cdot S_{сб} \cdot (e^{f \cdot \beta} - 1), \quad (10)$$

где $S_{сб}$ – натяжение сбегающей ветви.

Приравняв правые части выражений (2) и (10), получим, что момент, развиваемый двухколодочным тормозом будет равен его величине для ленточного тормоза при давлении колодки

$$N = \frac{2 \cdot S_{сб} \cdot (e^{f \cdot \beta} - 1) \cdot \sin(\beta / 2)}{f \cdot (\beta + \sin \beta)}$$

Зависимости N от β при $f=0,4$ и $S_{сб}=12$ кН показаны на рис. 1; здесь же показаны зависимости N от коэффициента трения при $\beta=70^\circ$ и $\beta=100^\circ$.

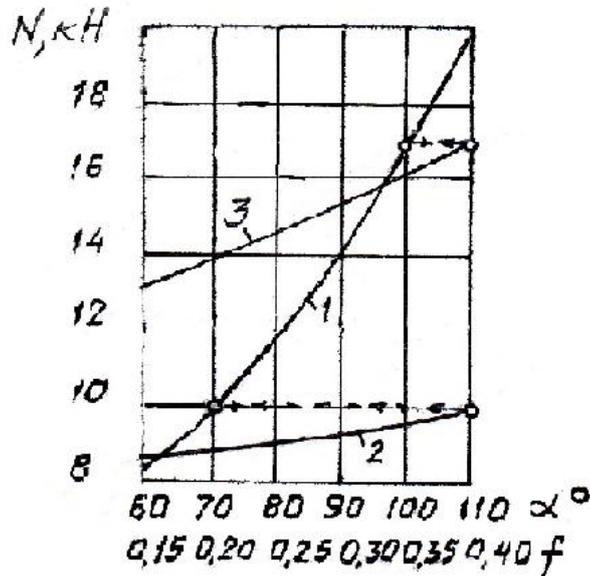


Рис. 1. Зависимости усилия нажатия колодок (11): 1 – от угла обхвата; 2 – от коэффициента трения при $\beta=70^\circ$; 3 – то же для $\beta=100^\circ$.

Анализ полученных зависимостей позволяет вести сравнение эффективности применения того или иного типа тормоза; конкретные рекомендации по применению того или иного типа тормоза можно дать имея конкретный узел и машину.

Литература

1. Тормозные устройства: Справочник/ Александров М.П., Лысянов В.Н., Новожилов М.В. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
2. Довбня Н.П., Бондаренко Л.Н. Влияние угла обхвата колеса тормозной колодкой на тормозную силу поезда// Залызнiчний транспорт України. - №6. – 2007. – С. 40-41.
3. Справочник по кранам: в 2 т. Т.2/ Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
4. Вайнсан А.А. Подъемно – транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
5. Грузоподъемные машины / Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А. и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 400 с.
6. Довбня М.П., Бондаренко Л.М., Бобирь Д.В., Коренюк Р.О. Визначення середніх величин радіусів тертя дискових гальм // Проблеми трибології. – Тернопіль: ТУП. - № 4. – 2008. – С. 26 – 29.