

УДК 62.592.1

Л.Н. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук (ДНУЖТ),  
А.Д. ЖАКОВСКИЙ, канд. техн. наук (ГП ДОСЖТ),  
Днепропетровск, В.С. БУРОВ, доц. (Крымский  
филиал государственной морской академии им.  
Адмирала С.С.Ушакова), Украина

## К расчету величины тормозного момента, развиваемого тормозными устройствами с радиально-подвижными грузами

*Ключевые слова:* тормозные устройства, ограничение скорости, тормозной момент.

**Постановка проблемы.** В тормозных устройствах для ограничения и регулирования скорости используется, в основном, принцип перемещения их элементов под действием центробежных сил и, связанного с этим, уменьшения или увеличения давления между фрикционными парами.

Тормозные устройства для регулирования скорости с центробежными грузами работают только в одном направлении вращения вала.

От направления вращения вала не зависит работа тормозных устройств с радиально подвижными грузами. В таком устройстве (рис.1) на валу 2 механизма закреплена крестовина 3 с колодками 1, снабженными фрикционными накладками 5. Колодки (от 2 до 12) под действием центробежной силы перемещаются в пазах крестовины по направлению к неподвижному корпусу 4. В пазах колодок установлены пластинчатые пружины 6, концы которых входят в отверстия стенок крестовины. С помощью винта 7 регулируется первоначальная (установочная) деформация пружины.

**Анализ последних исследований.** В справочной литературе [1] сила, действующая на тормозной барабан со стороны колодки, определяется из выражения:

$$N = C - C_1 = mr(\omega^2 - \omega_0^2), \quad (1)$$

где  $\omega$  — максимально допустимая угловая скорость вала;  $\omega_0$  — необходимая угловая скорость;  $C, C_1$  — центробежные силы соответственно;  $r$  — расстояние от центра вала до центра тяжести колодки;  $m$  — масса колодки. Отметим, что центробежная сила колодки  $C_1$  при вращении вала с частотой  $n_0$  (угловая скорость  $\omega_0$ ) уравновешивается усилием пружины

$$C_1 = m\omega_0^2 / r = P_{np}. \quad (2)$$

Тормозной момент, развиваемый таким тормозным устройством, рекомендуется определять по формуле:

$$M_T = zRfN, \quad (3)$$

где  $z$  — число колодок;  $R$  — внутренний радиус неподвижного корпуса (радиус поверхности трения);  $f$  — коэффициент трения между барабаном и фрикционными накладками.

Давление на поверхность колодки в [1] рекомендуется определять как

$$p = \frac{N}{ab} \leq [p], \quad (3)$$

где  $a, b$  — соответственно хорда и ширина дуги накладки;  $[p]$  — допустимое давление, зависящее от материала накладки.

**Цель исследований.** К явной неточности формулы (2) необходимо отнести то, что она пригодна только для плоскости и не согласуется с законом трения скольжения. В формуле (3) вызывает сомнение деление давления  $N$  на длину хорды  $a$ .

**Основной материал.** Уточним формулы (2) и (3) с учетом кривизны тормозного барабана.

Выделим из сектора с углом  $\beta$ , соответствующего углу обхвата барабаном колодки, элементарный сектор с углом  $d\phi$  (рис.2).

Нормальное давление на хорду сектора с углом  $\phi$  составит  $N/2R\sin(\beta/2)$ , а поскольку вертикальная составляющая элементарного сектора с углом  $d\phi$  составляет величину  $R\cos\phi d\phi$ , то давление на нее

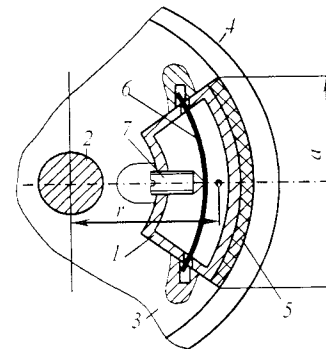


Рис. 1. Схема тормозного устройства с радиально подвижными грузами.

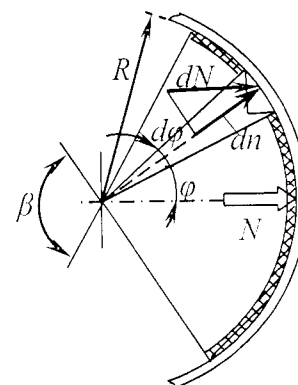


Рис. 2. Расчетная схема к определению тормозного момента.

$$dN = \frac{N \cos \phi}{2 \sin(\beta/2)} d\phi, \quad (4)$$

а нормальная составляющая давления

$$dn = \frac{N \cos^2 \phi}{2 \sin(\beta/2)} d\phi. \quad (5)$$

Интеграл выражения (5) в пределах угла обхвата даст полную силу нормального давления колодки на тормозной шкив

$$n = \frac{N(\beta + \sin \beta)}{4 \sin(\beta/2)}. \quad (6)$$

Таким образом, более точным выражением для формулы (2) будет

$$M_T = zRfN \frac{\beta + \sin \beta}{4 \sin(\beta/2)}, \quad (7)$$

а для формулы (3)

$$p = \frac{N(\beta + \sin \beta)}{4R\beta b \sin(\beta/2)}. \quad (8)$$

При  $\beta = 25^\circ$ ;  $R = 150$  мм;  $r = 120$  мм;  $m = 2$  кг;  $w = 157$  с<sup>-1</sup>;  $w_0 = 105$  с<sup>-1</sup>;  $f = 0,4$ ;  $b = 60$  мм усилие прижатия колодки составляет 3270 Н. Величина тормозного момента при  $n = 2; 6; 12$ , полученного по формуле (2) составляет соответственно 392; 1177 и 2354 Нм против величин 388; 1167 и 2335 Нм, полученных по формуле (7). Значения  $p$ , полученные по формуле (3) составляют 0,84 МПа, а подсчитанных по формуле (8) 0,826 МПа.

Анализ полученных зависимостей и расчетов показывает, что в тормозных устройствах с радиально подвижными грузами, если  $\beta < 50^\circ$ , при определении тормозного момента и давления между накладкой и шкивом можно пользоваться справочными формулами; при  $\beta > 50^\circ$  необходимо пользоваться формулами (7) и (8).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Тормозные устройства: Справочник / Александров М.П., Лысяков А.Г., Федосеев В.Н. и др. — М.: Машиностроение, 1985. — 312 с.