

УДК 531/534:62-59

Л.М. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук (ДНУЗТ),
О.Д. ЖАКОВСЬКИЙ, канд. техн. наук (ДП
ДОСЗТ), В.В. КОЛБУН (ДНУЗТ), А.С. ПАСІЧ-
НИК (ДП ДОСЗТ), Дніпропетровськ, Україна

Залежність зусиль в шарнірах колодкових гальм від кута обхвату колодкою гальмівного шківів

Вступ. Для визначення зусиль в шарнірах гальма установки, показаної на рис. 1, необхідно знати натяг каната S , який утримує візок вагою Q , зусилля тертя між гальмівною колодкою і шківом F .

Для визначення S крім Q необхідно знати частину, яка його зменшує за рахунок опору на кочення коліс, а для більш точного знання моменту сили F відносно шарніру A необхідно знайти точку її прикладання, тобто висоту h на рис. 2.

Звичайно висоту h приймають рівній висоті колодки h_0 , а силу S — складовій ваги.

Основний матеріал досліджень. Сформулюємо задачу так. Барабан лебідки радіусом $r=0,15$ м і силою тяжіння $G=2$ кН гальмується колодковим гальмом. Визначити мінімальне значення прикладеної до важеля гальма сили P для того, щоб барабан знаходився в стані спокою. На барабан навито канат, до кінця якого кріпиться візок $Q=10$ кН, причому канат сходиться дотично з барабана під кутом $\alpha > 30^\circ$ до горизонту. Коефіцієнт тертя $f=0,4$; $h_0=50$ мм; $a=500$ мм; $b=800$ мм; $R=0,20$ м.

Спочатку знайдемо зусилля натягу каната S . Прийmemo, що візок пересувається на чотирьох колесах по плоскій рейці шириною $B=40$ мм без прискорень.

Навантаження на одне колесо складе $P = Q \cos \alpha / 4 = 2165$ Н.

При допустимих контактних напруженнях між колесом і рейкою $\sigma=400$ МПа, модулі пружності матеріалів колеса і рейки $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа і коефіцієнті Пуассона матеріалів рівному 0,3, радіус колеса із контактної теорії Герца [2]

$$R_K = \frac{0,418^2 P E}{B \sigma^2} = 138 \text{ мм.} \quad (1)$$

Коефіцієнт тертя кочення колеса по рейці [3]

$$K = 0,225 b_K e^{-1,2 R_K}, \quad (2)$$

де b — півширина плями контакту; R_K — в метрах. Оскільки $b_K = 1,526 \sqrt{P R_K / B E} = 0,288$ мм, то $K=0,055$ мм і натяг каната складе:

$$S = Q \cos \alpha (1 - \frac{K}{R}) = 8656 \text{ Н.}$$

Звичайно, що при визначенні S необхідно визначити і другі складові опору. Але вони визначаються за відомими формулами, які можна знайти в літературі по вантажопідйомним машинам [4, 5].

Таким чином, мінімальний момент, який повинне утворити одноколодке гальмо складає $M = S r = 1298$ Нм.

Згідно з довідковою та учбовою літературою притиснення колодки повинне скласти $N = M / R f = 16,23$ кН. Доведемо, що ця формула навіть не неточна, а неправильна і отримана в порушення Закону тертя ковзання.

Розглянемо рис. 2, де колодка показана в більшому масштабі, ніж на рис. 1.

Лінійний тиск на хорду cd :

$$q = \frac{N}{2R \sin(\beta/2)}. \quad (3)$$

Елементарна сила, яка діє на горизонтальну складову елементарного сектора:

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

а її нормальна до поверхні шківів сила:

$$dn = \frac{NR}{2R \sin(\beta/2)} \cos^2 \phi d\phi, \quad (5)$$

Легко переконатись, що формула (6) відповідає нормативним тільки при малому куту β , тобто, коли N практично дорівнює нормальній складовій.

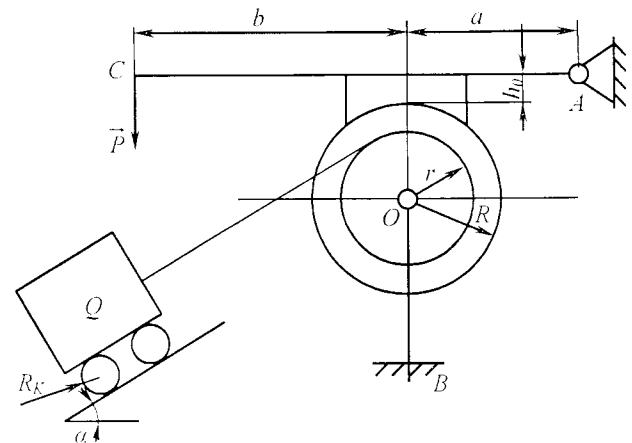


Рис. 1. Задача на рівновагу твердих тіл з коченням і колодковим гальмом [1].

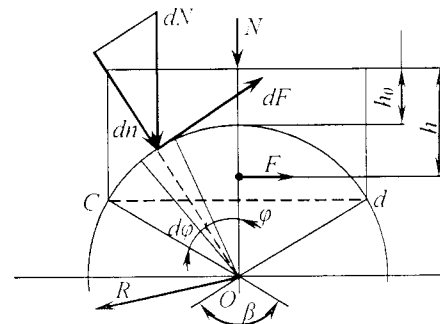


Рис. 2. До визначення сили притиснення колодки до гальмівного шківів.

Визначимо, що різниця у величині N від N_0 залежить від кута β і складає при $\beta=70^\circ$ біля 6%, а при $\beta=110^\circ$ більше 12% (кут обхвату від 70° до 110° рекомендується для гальм цього типу [4]).

Розв'язання. В рівновазі знаходиться система твердих тіл, що складається з барабана, важелів AB і OB .

Аналітичні умови рівноваги мають вигляд:

для барабана (рис. 3а)

$$\begin{aligned} \sum F_{ix} &= 0; & X_0 - F - S \cos \alpha &= 0; \\ \sum F_{iy} &= 0; & -Y_0 - F - S \sin \alpha - N &= 0; \\ \sum M_O(F_i) &= 0. \end{aligned} \quad (7)$$

для важеля OB

$$\begin{aligned} \sum F_{ix} &= 0; & X_0 &= 0; \\ \sum F_{iy} &= 0; & Y_0 - G &= 0; \\ \sum M_B(F_i) &= 0; & -X_0 H &= 0; \end{aligned} \quad (8)$$

для важеля AC

$$\begin{aligned} \sum F_{ix} &= 0; & X_A + 2f \int_0^{\beta/2} dn \cos \phi d\phi &= X_A + \frac{Nf}{\sin(\beta/2)} (1 - \frac{1}{3} \sin^2 \frac{\beta}{2}) \sin \frac{\beta}{2} = 0; \\ \sum F_{iy} &= 0; & -Y_A - P + N &= 0; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A(F_i) &= 0; & Na - P(a+b) - 2f \int_0^{\beta/2} dn [(R+h_0) \cos \phi - R] d\phi &= \\ &= Na - P(a+b) - \frac{Nf}{\sin(\beta/2)} [(R+h_0)(1 - \frac{1}{3} \sin^2 \frac{\beta}{2}) \sin \frac{\beta}{2} - \frac{R}{4} (\beta + \sin \beta)] = 0, \end{aligned}$$

$$\text{де } N = \frac{4Sr \sin(\beta/2)}{f(R - \sin \beta)}. \quad (10)$$

Із третього рівняння системи (9) отримаємо:

$$P = \frac{N}{a+b} (a - \frac{f}{\sin \frac{\beta}{2}} [(R+h_0)(1 - \frac{1}{3} \sin^2 \frac{\beta}{2}) \sin \frac{\beta}{2} - \frac{R}{4} (\beta + \sin \beta)]); \quad (11)$$

із першого рівняння цієї системи:

$$X_A = \frac{Nf}{\sin(\beta/2)} (1 - \frac{1}{3} \sin^2 \frac{\beta}{2}) \sin \frac{\beta}{2}, \quad (12)$$

а з другого рівняння

$$Y_A = N - P. \quad (13)$$

Залежності N , P , X_A , Y_A від кута обхвату колодкою гальмівного шківів показані на рис. 4.

Аналіз отриманих формул і графіків дозволяє зробити такі висновки та рекомендації:

формула для визначення сили притиснення колодки до гальмівного шківів, яка рекомендується в нормативній літературі і використовується в учбовій, отримана з порушеннями закону тертя ковзання: сума сил нормального тиску між колодкою і шківом не дорівнює силі притиснення;

різниця у величині реакцій в шарнірах, отриманих з врахуванням і без врахування кута обхвату колодкою гальма суттєво залежить від кута і, в залежності від коефіцієнта тертя, складає десятки процентів;

при розрахунках як гальмівного моменту, так і деталей гальм необхідно враховувати кут обхвату колодкою гальмівного шківів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Яскілка М.Б. Збірник завдань для розрахунково-графічних робіт з теоретичної механіки / — Київ: Вища шк.: Веселка, 1999. — 351 с.
2. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. — Киев: Наук. думка, 1988. — 736 с.

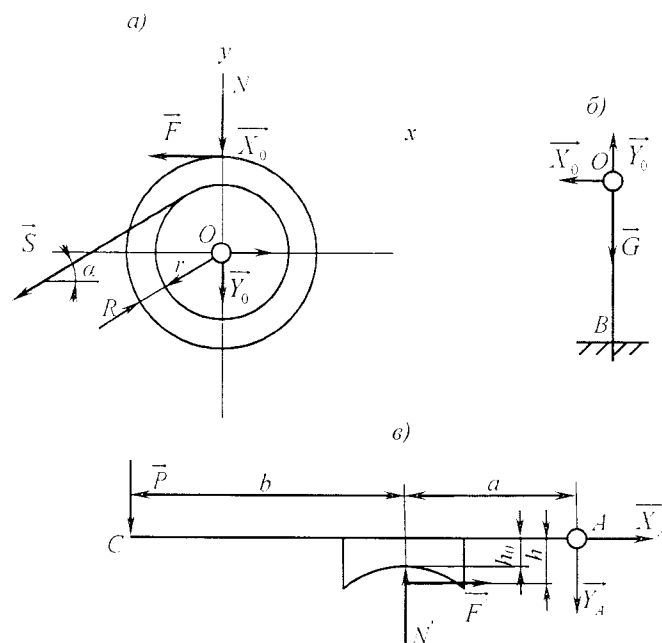


Рис. 3. Схеми сил, що діють на гальмівний шків і важелі.

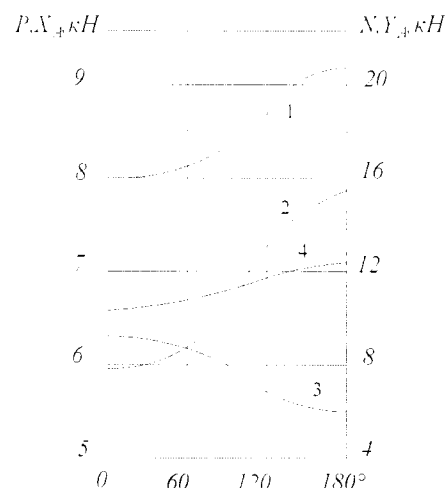


Рис. 4. Залежності від кута обхвату гальмівною колодкою шківів: 1 — N (10), 2 — P (11), 3 — X_A (12), 4 — Y_A (13).

3. Бондаренко Л.М. Аналітично-експериментальне визначення коефіцієнта тертя кочення // Будівництво України. — № 5. — 2001. — С. 47—48.

4. Справочник по кранам: В 2 т. Т.2 / Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. — Л.: Машиностроение, 1988. — 559 с.

5. Грузоподъемные машины / Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А. и др. — М.: Машиностроение, 1986. — 400 с.