

ДО РОЗРАХУНКУ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ ЕЛЕКТРИЧНИХ ТАЛІВ

Будовою дискових гальм електроталів, до складу яких входить також храповий механізм, передбачається створення гальмівного моменту під дією ваги вантажу, що утримується механізмом піднімання. Такі гальма називають вантажоупорними або автоматичними і розрізняють два типи - з постійним зусиллям притиснення гальмівних дисків і з зусиллям притиснення, що зменшується під час опускання вантажу. Останні забезпечують більш плавне опускання вантажу. До загальних недоліків вантажоупорних гальм відносять, зокрема, нагрівання поверхонь тертя при опусканні вантажу.

Розрахунок осьового зусилля притиснення дисків таких гальм виконується виходячи із середнього радіусу гальмівних дисків, який визначається як середня геометричне значення (див., наприклад, [1]).

Осьове зусилля притиснення дисків рекомендується визначати з виразу:

$$N = \frac{M}{f_c R_{cep} + r_c \operatorname{tg}(\alpha + \rho_c)}, \quad (1)$$

де M – момент, що створює вага вантажу, приведений до валу механізму, на якому встановлене гальмо;

f_c – коефіцієнт тертя спокою на поверхні тертя храпового та зубчастого коліс;

R_{cep} – середній радіус гальмівних дисків храпового та зубчастого коліс;

r_c – середній радіус гвинтової різі валу-шестерні та зубчастого колеса на ньому;

α – кут підйому гвинтової лінії валу-шестерні;

ρ_c – кут тертя спокою на гвинтовій поверхні.

При урахуванні додаткового опору від тертя в опорі рухомого зубчастого колеса, що виникає при його осьовому переміщенні і замиканні гальма, осьове зусилля притиснення дисків визначається наступним чином:

$$N = \frac{M[1 - r_{on} f_{on} / (r_0 \cos \alpha_0)]}{f_c R_{cep} + r_c \operatorname{tg}(\alpha + \rho_c)}, \quad (2)$$

де r_{on} – радіус опори рухомого зубчастого колеса;

f_{on} – коефіцієнт тертя спокою в опорі рухомого зубчастого колеса;

r_0 – радіус початкового кола рухомого зубчастого колеса;

$\alpha_0 = 20^\circ$ – кут зачеплення зубчастої передачі.

Гальмівний момент вантажоупорного гальма з постійним зусиллям притиснення дисків (для загального випадку дисків з різними діаметрами)

$$M_g = f N (R_{1сер} + R_{2сер}), \quad (3)$$

де $R_{1сер}, R_{2сер}$ – середні радіуси поверхонь тертя дисків.

f – коефіцієнт тертя.

Видається недостатньо обґрунтованим використання значень радіусів гальмівних дисків $R_{сер}$ у формулах (1), (2) і $R_{1сер}, R_{2сер}$ у формулі (3), які визначаються як середня геометричне значення. Саме ця обставина, ставиться під сумнів у даній роботі, метою якої є встановлення похибки прийнятого у розрахунковій практиці спрощення.

Пропонується визначати середній радіус гальмівного диска $R_{сер}$ (рис. 1) виходячи з міркування про те, що робота сил тертя на частині диска, де радіус змінюється у межах $(R \dots R_{сер})$, і робота сил тертя на частині диска, де радіус змінюється у межах $(R_{сер} \dots r)$, чисельно є однаковими.

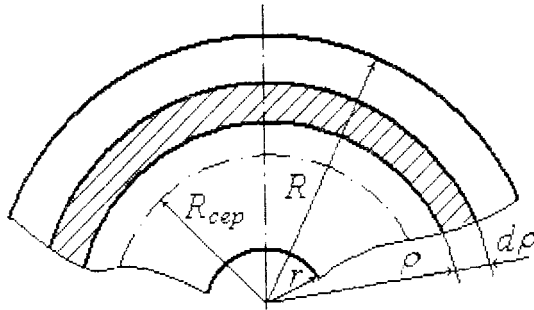


Рисунок 1 – Геометричні параметри гальмівного диска

Площа елементарного кільця шириною $d\rho$ на поверхні гальмівного диска визначається виразом: $F = 2\pi\rho d\rho$.

Робота сил тертя на поверхні елементарного кільця (за один оберт)

$$dA = 4\pi^2 f p \rho^2 d\rho, \quad (4)$$

де p – тиск, що сприймає поверхня диску від осьового зусилля N ;

$$p = \frac{N}{2n(R^2 - r^2)};$$

n – кількість гальмівних накладок.

Інтегруючи (4) у межах $(R \dots R_{сер})$ і у межах $(R_{сер} \dots r)$, отримуємо відповідно вирази для визначення роботи сил тертя на двох частинах диска:

$$A_1 = 2\pi^2 fp(R^3 - R_{сер}^3);$$

$$A_2 = 2\pi^2 fp(R_{сер}^3 - r^3).$$

Порівнюючи A_1 та A_2 , отримаємо значення середнього радіусу

$$R_{сер} = \sqrt[3]{\frac{1}{2}(R^3 + r^3)}. \quad (5)$$

Порівняння значень середнього радіусу, отриманих за [1] та за формулою (5), для різних типорозмірів електричних талів типу ТЕ наведено у таблиці 1. Розбіжність значень $R_{сер}$ за двома розрахунками складає близько 6.1 % для всіх типорозмірів талів.

Таблиця 1
Значення середнього радіусу гальмівних дисків, мм

	ТЕ-0,5	ТЕ-1	ТЕ-2	ТЕ-3	ТЕ-5
$R_{сер}$ за [1]	44,5	56,5	66,0	92,5	121,0
$R_{сер}$ за (5)	47,4	60,1	70,3	98,5	128,8

Значення осьового зусилля N притиснення гальмівних дисків, визначені за (1), з використанням значень середнього радіусу (табл. 1), при прийнятих значеннях $f = 0,14$; $\rho = 5,7^\circ$, наведено в таблиці 2.

Таблиця 2
Осьові зусилля притиснення, кН

	ТЕ-0,5	ТЕ-1	ТЕ-2	ТЕ-3	ТЕ-5
N за [1]	4,56	6,27	13,3	18,3	25,3
N за (5)	4,36	6,0	12,8	17,6	24,2

Момент, необхідний для розмикання гальма, визначається за виразом:

$$M_{розм} = \frac{N}{fR_{сер} + r_c \operatorname{tg}(\rho - \alpha)} + M. \quad (7)$$

Значення моментів $M_{розм}$, визначені за (7), з використанням вхідних величин, розрахованих за двома підходами, наведено в таблиці 3.

Таблиця 3

Моменти, необхідні для розмикання гальма, Нм

	ТЕ-0,5	ТЕ-1	ТЕ-2	ТЕ-3	ТЕ-5
$M_{розм}$ за [1]	112,2	145,5	314,1	483,7	742,8
$M_{розм}$ за (5)	105,0	140,0	301,8	472,0	727,8

Розбіжність значень $M_{розм}$ за двома розрахунками складає 2,0...6,4 % для різних типорозмірів талів, причому зменшується при зростанні вантажопідйомності.

Надійне утримання вантажу дисковим гальмом забезпечується при виконанні умови:

$$2fR_{сер} \geq [r_c \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + fR_{сер}] \eta, \quad (8)$$

де η - ККД механізму підйому.

Визначені з урахуванням двох підходів ліва та права частини нерівності (8) для різних типорозмірів електричних талів типу ТЕ наведені в таблиці 4.

Таблиця 4

Ліва та права частини нерівності (8)

	ТЕ-0,5	ТЕ-1	ТЕ-2	ТЕ-3	ТЕ-5
	Ліва частина				
за [1]	1,25	1,58	1,85	2,59	3,39
за (5)	1,33	1,69	1,97	2,76	3,61
	Права частина				
за [1]	0,85	1,87	1,38	1,96	2,35
за (5)	0,90	1,32	1,44	2,04	2,46

З результатів розрахунку (табл. 4) видно, що визначення значень середнього радіусу за (5) не призводить до суттєвих змін у співвідношеннях лівої та правої частин нерівності (8), тобто не впливає на умову надійного утримання вантажу гальмами.

Таким чином можна зробити загальний висновок про те, що визначення значень середнього радіусу гальмівних дисків з урахуванням роботи сил тертя дещо уточнює значення осьового зусилля притиснення гальмівних дисків і значення моменту, необхідного для розмикання гальма. Однак розбіжність з результатами, отриманими за прийнятою методикою визначення середнього радіусу гальмівних дисків як середнього арифметичного, не є суттєвою.

ЛІТЕРАТУРА

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