

2. Вибродоставочные комплексы на рубеже веков / Кошик Ю.И., Дудченко А.Х., Авдеев О.К. и др. // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. – 2010. – Вып. 86. – С. 9-34.
3. Прикладная механика упругонаследственных сред / Булат А.Ф., Дырда В.И., Звягильский Е.Л., Кобец А.С. – Т. 1. – К.: Наук. думка, 2011. – 568 с.
4. Булат А.Ф., Дырда В.И., Звягильский Е.А., Маркелов А.Е. Прочность и разрушение резиновых деталей технологических машин. – К.: Наук. думка, 2010. – 440 с.
5. Поддубный И.К. Исследование влияния секционированных питателей на параметры выпуска и погрузки горной массы / ЦНИИ Атоминформ. – М., 1982. – 24 с. – Деп. в ВИМИ 20.11.81, ИРД 16/120.
6. Корнев Г.Н. Повышение эффективности вибрационного выпуска руды из блоков на основе изучения механизма процесса. – Л.: Наука, 1988. – 116 с.
7. Вибрационный выпуск при системах с отбойкой руды в зажиме и торцовом выпуске / С.Л. Иофин, В.В. Шарпетин, В.Е. Сергеев и др. // Прогрессивные безопасные методы выпуска руды из блоков. – Губкин, 1970. – С. 58-60.
8. Потураев В.Н. Вибрационные машины для выпуска и доставки руды / В.Н. Потураев, В.И. Дырда, О.К. Авдеев, И.К. Поддубный, В.П. Надутый, Н.Г. Кравченко, В.Н. Платонов, В.И. Финогеев. – Киев: Наукова думка, 1981. – 152 с.
9. Потураев В.Н. Вибродоставочные комплексы в технологиях разработки рудных месторождений / Потураев В.Н., Дырда В.И., Поддубный И.К., Авдеев О.К., Гордиенко Н.А., Коваль А.В., Финогеев В.И., Лисица Н.И., Дудченко А.Х. – Киев: Наукова думка, 1990. – 168 с.

УДК 621.87

Овчаренко Ю.М., Бондаренко Л.М., Рижков І.Є., Колбасін В.О.,  
Черній О.А., Цаніді І.М.

## АНАЛІТИЧНЕ УТОЧНЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ФРИКЦІЙНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Проведено дослідження впливів допустимих контактних напружень та коефіцієнту Пуассона на коефіцієнт корисної дії фрикційної передачі.

### ANALYTICAL IMPROVEMENT OF A COEFFICIENT OF PERFORMANCE OF A CYLINDRICAL FRICTION DRIVE

There was made a research into the influences of allowable contact voltages and Poisson's ratio on the coefficient of efficiency of friction transmission.

**Вступ.** Для здійснення навантажувально-розрахункових робіт на транспорті, в металургії, сільському господарстві, будівництві та інших галузях широко використовуються спеціалізовані транспортні навантажувально-розвантажувальні засоби (СТНРЗ).

Одним з основних механізмів таких засобів є фрикційні передачі, у яких досліджують взаємодію валів. Причому останні, можуть знаходитися в паралельних або перетинаючих площинах. В обох випадках фрикційні передачі можуть бути запроектовані для здійснення постійного або змінного передаточного відношення.

Можливість передачі руху та сили від ведучої ланки до веденої забезпечується тим, що ведучі та ведені ланки притискаються одна до одної або до проміжної ланки за допомогою сили пружності. Сила тертя, яка виникає під дією притискуючої сили в зоні контакту забезпечує зв'язок між ведучою та веденою ланками.

Економічна ефективність процесів у тому числі і навантажувально-розвантажувальних засобів залежить від долі втрат при роботі. Дослідження питань, що пов'язані з аналізом коефіцієнта корисної дії механізмів мають особливу актуальність, враховуючи питання енергозбереження.

Результати дослідження та визначення таких характеристик наведено у роботі Тарга С.М., Александрова М.П., Гохберга М.М., Тabora Д., Бондаренка Л.М. [1-4] та інших. Але при цьому не враховували вплив тертя для різних сполучень матеріалів, їх розмірів. Також не розглядався вплив коефіцієнтів тертя на коефіцієнт корисної дії фрикційної передачі. До того ж наведені дослідження не давали чіткої відповіді на можливість формулювання вимог для проведення цілеспрямованих

заходів по удосконаленню фрикційних передач як з точки зору підвищення коефіцієнта корисної дії так і вибору матеріалів.

**Мета роботи** – визначення впливів тертя кочення і виділення його з загального значення для різних сполучень матеріалів і розмірів з використанням експериментально-аналітичних досліджень [5].

**Постановка задачі.** У механічному розумінні машина вважається тим досконалішою, чим більше відношення роботи корисних сил  $A_{kc}$  до роботи рушійних сил  $A_{pc}$  ( $\eta = A_{kc}/A_{pc}$ ). Якщо роботу шкідливих сил тертя позначити через  $A_{ш}$ , то ККД машини буде складати:

$$\eta = 1 - A_{ш}/A_{pc}.$$

У циліндричній фрикційній передачі (рис. 1) деякі складові шкідливих опорів (тертя в підшипниках та на ободі котків) знаходяться на підставі добре апробованих величин коефіцієнтів тертя. Але така складова як тертя кочення одного котка по другому частіше задається орієнтовно, оскільки відсутні аналітичні залежності для його визначення. Знайти ж його експериментальну величину дуже важко через велику кількість комбінацій матеріалів і розмірів.

В задачах з коченням коефіцієнт тертя кочення, наприклад, в [1], для пари колесо – рейка (сталь м'яка по сталі) рекомендується приймати рівним 0,05 мм і 0,01 мм (якщо сталь закалена по сталі, наприклад, шариковий підшипник), а в [2] значення коефіцієнта тертя прийняті в залежності від діаметра колеса і його величина коливається від  $k = 0,3$  мм при діаметрі колеса  $D = 200$  мм до  $k = 0,7$  мм при діаметрі колеса  $D = 1000$  мм (для плоскої головки рейки). Такі значні розходження у величинах тертя кочення не можуть не впливати на кінцеві результати при рішенні задач з коченням.

Отримана в [2] експериментальна залежність між діаметром колеса і коефіцієнтом тертя кочення наводить на думку про залежність коефіцієнта тертя кочення від ширини плями контакту в напрямку руху колеса.

Така залежність отримана Табором [3], яка при початковому лінійному контакті має вигляд:

$$k = \frac{2}{3\pi} b \alpha, \quad (1)$$

де  $b$  – півширина плями контакту [4];

$\alpha$  – коефіцієнт гістерезисних втрат.

Наявність в цій формулі коефіцієнта  $\alpha$  зводить на нівець її практичне використання, оскільки не існує методики його визначення.

В [5] отримана експериментально аналітична залежність, яка для цього ж контакту має вигляд:

$$k = 0,225 b \exp(-1,2r), \quad (2)$$

де  $r$  – радіус тіла кочення, м.

**Результати дослідження.** Потужність рушійних сил:

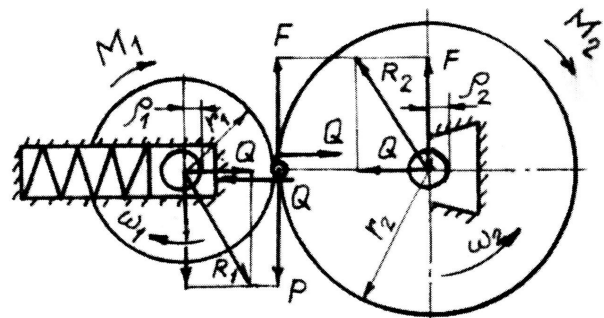


Рис. 1 – До визначення ККД циліндричної передачі

$$N_{pc} = M_1 \omega_1 = M_2 \omega_1 \frac{r_1}{r_2}. \quad (3)$$

Витрати потужності на тертя в опорах для валів [6] визначається:

$$N_{mp} = f_1 \omega_1 r_1 \left( R_1 \frac{\rho_1}{r_1} + R_2 \frac{\rho_2}{r_2} \right), \quad (4)$$

де  $\omega_1, \omega_2$  – кутові швидкості ведучого та веденого валів;  
 $r_1, r_2$  – радіуси котків;  
 $\rho_1, \rho_2$  – радіуси шипів;  
 $R_1, R_2$  – навантаження на підшипники;  
 $R_1 = \sqrt{Q^2 + F^2}$ ,  $R_2 = \sqrt{Q^2 + P^2}$ .  
 Оскільки  $F = P$ , то

$$R_1 = Q \sqrt{1 + f^2} = \frac{M_2}{f r_2 \sqrt{1 + f^2}}, \quad (5)$$

де  $Q$  – сила притискання;  
 $f$  – коефіцієнт тертя на ободі котків;  
 $F, P$  – колові сили передачі.  
 З урахуванням виразу (5) рівняння (4) запишеться у вигляді:

$$N_{mp} = \frac{M_2}{f r_2} f_1 \omega_1 r_1 \left( R_1 \frac{\rho_1}{r_1} + R_2 \frac{\rho_2}{r_2} \right) \sqrt{1 + f^2}. \quad (6)$$

Коефіцієнт витрати в опорах:

$$f_1 = \frac{f_1}{f} \left( \frac{\rho_1}{r_1} + \frac{\rho_2}{r_2} \right) \sqrt{1 + f^2}. \quad (7)$$

Витрати у зоні контакту котків

$$f_2 = \frac{K}{f} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right). \quad (8)$$

Оскільки при цій схемі контакту

$$b = 1,128 \sqrt{\frac{Q r_1}{B} \frac{1 - \mu}{E}}, \quad (9)$$

де  $B$  – ширина котків;  
 $E$  – модуль пружності їх матеріалів;  
 $\mu$  – коефіцієнт Пуассона (тут прийняли, що модулі пружності і коефіцієнти Пуассона обох матеріалів котків однакові).  
 З урахуванням формули (9) запишемо вираз для визначення коефіцієнта тертя кочення:

$$k = 0,359 \sqrt{\frac{Q r_1 r_2}{B r_1 + r_2} \frac{1 - \mu^2}{E}} e^{-1,2 r_1}. \quad (10)$$

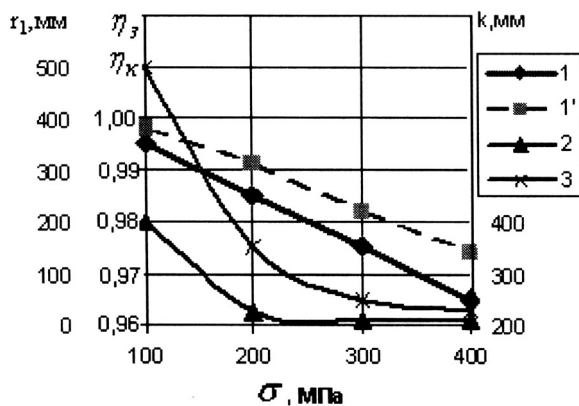
Звичайно, що величина радіуса меншого котка повинна бути такою, щоб контактні напруження не перевищували їх допустимого значення  $\sigma$ , тобто:

$$r_1 = 1 - (\varphi_1 - \varphi_2) = 1 - \left[ \frac{f_1}{f} \left( \frac{\rho_1}{r_1} + \frac{\rho_2}{r_2} \right) \sqrt{1 + f^2} + \frac{0,359}{f} \sqrt{\frac{Q r_1 r_2}{B r_1 + r_2} \frac{1 - \mu^2}{E} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)} e^{-1,2 r_1} \right]. \quad (11)$$

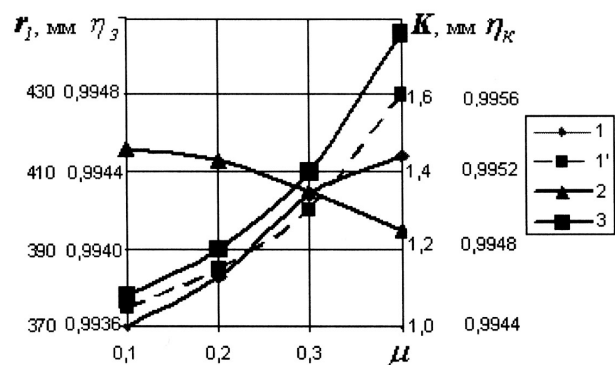
Залежність ККД циліндричної фрикційної передачі від допустимих контактних напружень при  $\mu = 0,4$  наведені на рис. 2, а від коефіцієнта Пуассона при  $\sigma = 100$  МПа – на рис. 3.

**Висновки.** Аналіз результатів проведених досліджень дозволяє зробити такі висновки:

- зі збільшенням величини допустимих контактних напружень ККД фрикційної передачі зменшується за рахунок зменшення радіуса котків, при чому ККД зменшується лінійно;
- зі збільшенням коефіцієнта Пуассона ККД фрикційної передачі нелінійно збільшується;
- запропонована формула (2) [5] по визначенню коефіцієнта тертя дозволить уточнити розрахунки фрикційних передач та вести цілеспрямовані заходи по їх удосконаленню як з точки зору підвищення коефіцієнта корисної дії, так і вибору матеріалів.



1 – ККД з врахуванням витрат від кочення котків і в підшипниках опор ( $\eta_3$ ); 2-1' – ККД від кочення котків ( $\eta_3$ ); 3 – радіуса меншого котка  
Рис. 2 – Залежність від допустимих контактних напружень



1 – ККД з врахуванням витрат від кочення котків і в підшипниках опор ( $\eta_3$ ); 1', 2 – ККД від кочення котків ( $\eta_3$ ); 3 – радіуса меншого котка  
Рис. 3 – Залежність від допустимих коефіцієнтів Пуассона

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

10. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1998. – 416 с.
11. Справочник по кранам / Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – Т. 2. – 559 с.
12. Tabor D. The mechanism of rolling friction the elastic range // Proc. Roy. Soc. 1955. – P. 198.
13. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – К.: Наук. дума, 1988. – 736 с.
14. Бондаренко Л.М. Аналітично-експериментальне визначення коефіцієнта тертя кочення // Будівництво України. – 2001. – С. 47-48.
15. Вербовский Г.Г. Теория механизмов и машин. – Харьков: Изд-во Харьковского университета, 1968. – 226 с.