

У роботі проведено кількісний аналіз однієї із запропонованих муфт з такими початковими параметрами:  $D_o = 50$  мм – діаметр кола центрів кульок;  $z = 6$  – кількість кульок;  $d = 10$  мм – діаметр кульок;  $d_o = 0,5-4,0$  мм – діаметр дроту пружини змінюємо в таких межах;  $\lambda = 4-10$  мм – осьова деформація пружини рівна глибині паза і також змінюється у вибраних межах;  $D = 45$  мм – середній діаметр пружини;  $i_p = 5$  – кількість робочих витків пружини. Пружина виготовлена із пружинної сталі 65Г.

Результати кількісного аналізу залежностей між пружною силою та діаметром дроту пружини і обертальним моментом наведено відповідно на рис. 3. Кількісний аналіз проведено для різних кутів нахилу пазів напівмуфт, які вибирали в межах  $20 \leq \alpha \leq 70^\circ$ .

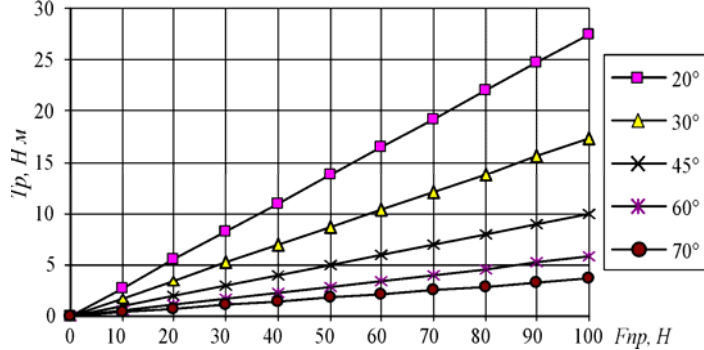


Рис. 3. Залежність між силою пружності пружини і обертальним моментом

**Висновки:**

1. Застосування муфти наведеної будови дає змогу отримати технічний результат стосовно спрощення конструкції, збільшення передавального обертального моменту, підвищення довговічності та зменшення металоємкості муфти.
2. За результатами кількісного аналізу встановлено, що збільшення кута нахилу пазів істотно зменшує величину максимального обертального моменту. Так, його збільшення у три рази приводить до зменшення обертального моменту більше як у 5 разів. Очевидним є твердження, що кутом нахилу пазів півмуфт зручно керувати (змінювати) величиною обертального моменту.
3. Отримані результати у вигляді аналітичних виразів і графіків можуть бути науковим підґрунтям для подальших досліджень подібних пристроїв з метою їх впровадження в транспортних засобах, що обладнуються стартерами.

**Література**

1. Автомобильный справочник : пер. с англ. – Изд. 2-ое, [перераб. и доп.]. – М. : ЗАО "КЖИ". За рулем, 2004. – 992 с.  
 2. Иванов Е.А. Муфты приводов / Е.А. Иванов. – М. : Изд-во "Машигиз", 1959. – 348 с.  
 3. Малащенко В.О. Муфты приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В.О. Малащенко. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2006. – 196 с.; Вид. 2-ге, [перераб. та доп.], 2009. – 208 с.

4. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунку деталей машин / В.Т. Павлице. – К. : Вид-во "Вища шк.", 1993. – 556 с. – Вид. 2-ге, [перераб. та доп.]; Львів : Вид-во "Афіша", 2003. – 558 с.  
 5. Поляков В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. – Л. : Изд-во "Машиностроение", 1979. – 344 с.  
 6. А.С. № 17916442АІ, МКИ F16D41/06. Обгонная муфта / В.А. Малащенко, С.Г. Калинин, П.Я. Петренко, БИ № 4, 1993. – 2 с.  
 7. Патент на винахід № 77435 (Україна) / Запобіжна муфта. МКИ F16D41/04 / П.М. Гашук, В.В. Малащенко, О.І. Сороківський // Оpubл. 2006. Бюл. № 12. – 4 с.  
 8. Патент на корисну модель № 43260 (Україна) / Обгінна муфта. МКИ F16D41/06 / В.О. Малащенко, П.М. Гашук, В.В. Малащенко, О.І. Сороківський // Оpubл. 2009. Бюл. № 15. – 4 с.  
 9. Патент на корисну модель № 64104 (Україна) / Запобіжна муфта. МКИ F16D43/00 / В.О. Малащенко, В.В. Малащенко // Оpubл. 2011. Бюл. № 20. – 4 с.  
 10. Патент на корисну модель № 30362 (Україна) / Обгінна муфта. МКИ F16D41/06 / В.В. Малащенко // Оpubл. 2008. Бюл. № 4. – 4 с.  
 11. Гашук П.М. Аналіз залежності обертального моменту від конструктивних параметрів запобіжних муфт / П.М. Гашук, В.В. Малащенко // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2010. – № 678. – С. 20-25.  
 12. Малащенко В.В. Підвищення ефективності роботи механізмів вільного ходу застосуванням кулькових муфт : дис. ... канд. техн. наук / В.В. Малащенко, 2010. – 146 с. (рукопис).  
 13. Глобчак М.В. Силовий аналіз процесу вимикання кулькової обгінної муфти стартерів / М.В. Глобчак, В.В. Малащенко // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2012. – № 730. – С. 27-30.

**Мартынюк М.П., Малащенко В.В., Федик В.В. Конструкционные особенности шариковой обгонной муфты**

Рассмотрены особенности строения новой шариковой обгонной муфты для стартеров транспортных средств, оборудованных двигателями внутреннего сгорания. Приведены расчетная схема и аналитические выражения для силового ее анализа. Установлено, что увеличение угла наклона пазов существенно уменьшает величину максимального вращательного момента.

**Martyntsyv M.P., Malashenko V.V., Fedik V.V. Design features ball freewheel**

The morphology of the new ball-way clutch for starters vehicles equipped with internal combustion engines. Shows the design scheme and the analytical expression for the power analysis. It is set that the increase of angle of slope of slots diminishes the size of maximal rotatory moment substantially.

УДК 621.822.6

Доц. Г.В. Заяць, канд. техн. наук –

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФАКТОРА ВЕРТІННЯ НА ОПІР КОЧЕННЮ ПІД ЧАС РУХУ КУЛЬКИ КІЛЬЦЕМ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО КРУГА БУДІВЕЛЬНОЇ МАШИНИ**

Розглянуто навантажувальну здатність опорно-поворотних кругів кранів для лісового виробництва з врахуванням тертя кочення та ковзання. Наведено графіки розподілення цих видів тертя залежно від моменту опору. Встановлено, що зусилля як вертіння, так і кочення кульки біговою доріжкою кільця ОПК залежать від співвідношення коефіцієнтів рівняння еліпса плями контакту.

**Постановка проблеми.** Коефіцієнт тертя  $f$  має в собі складову опору коченню кульки кільцем опорно-поворотного круга (ОПК) і опору вертінню кульок відносно осі, що перпендикулярна до площини кілець. Співвідношення між ними не надається в довідковій літературі. Витрати на вертіння залежать від значення коефіцієнта тертя ковзання.

**Аналіз досліджень та публікацій.** Аналіз досліджень [3-5], перегляд і аналіз інших публікацій дозволив зробити висновок про відсутність аналітичних досліджень процесу руху тіла кочення (кульки) у підшипниках і кулькових ОПК з урахуванням фактора вертіння.

**Мета дослідження:** визначення впливу фактора вертіння на опір коченню руху кульки кільцем ОПК.

**Виклад основного матеріалу.** У розрахунках для визначення моменту опору обертанню в опорно-поворотних пристроях вантажопідійомних кранів використовується залежність [1]:

$$M = \frac{1}{2} \cdot P \cdot f \cdot d, \quad (1)$$

де:  $P$  – навантаження на підшипник, Н;  $f$  – коефіцієнт тертя підшипника, значення якого наведено в довідниках;  $d$  – діаметр підшипника за лінією кочення кульок, м.

Якщо прийняти, що радіус кочення кульок в плані  $R_0$ , а радіус кульок  $R_1$ , то довжина лінії, за якої котиться кулька кільцем, становить  $L_{КЧ} = 2 \cdot \pi \cdot R_0$ , а кут повороту кульки на цій довжині дорівнює  $2\pi$ . Припускаємо, що:

- сила тертя вертінню кульки залежить від схеми дотику і не залежить від швидкості;
- значення навантажень на кульку викликають напруження, що не перевищують  $[\sigma]$ .

Розглянемо дві схеми дотику за умови, що модулі пружності матеріалів кульок і кілець ОПК однакові  $E_1 = E_2 = E$ , а коефіцієнти Пуассона  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$  відповідно.

За *першої схеми* (сферична кулька контактує з площиною) максимальне навантаження на одну кульку визначаємо за залежністю, наведеною в [2] теорії контактних напружень Герца:

$$[P] = \frac{17,12 \cdot B^2 \cdot [\sigma]^3}{E^2}, \quad (2)$$

У [2] доведено, що чисельна величина коефіцієнта тертя кочення може бути обчислена через напівширину плями контакту  $b$ .

Оскільки

$$b = 0,5545 \cdot \left( \frac{[P] \cdot R_1}{E} \right)^{1/3} = 1,43 \cdot \frac{R_1 \cdot [\sigma]}{E}, \quad (3)$$

то при точковому контакті, при якому  $k = 0,16b$ , [3], отримаємо:

$$k = 0,2286 \cdot \frac{R_1 \cdot [\sigma]}{E}, \quad (4)$$

Сила тертя кочення може бути визначена за такої залежності:

$$W_{mk} = \frac{2 \cdot [P] \cdot k_k}{R_1} = 7,82 \frac{R_1^2 \cdot [\sigma]^4}{E^3}. \quad (5)$$

Якщо прийняти параболічний закон розподілення тиску між кульками і площиною, то рівнодіючу силу, що перешкоджає вертінню кульок, прикладаємо на відстані  $3/8$  від напівширини плями контакту. При цьому (5) можливо представити:

$$W_{вк} = \frac{3 \cdot [P] \cdot k_c \cdot b}{4 \cdot R_1} = 18,36 \frac{R_1^2 \cdot k_c \cdot [\sigma]^4}{E^4}, \quad (6)$$

а сумарне значення сили тертя кочення та тертя ковзання:

$$W = W_{mk} + W_{вк} = 7,82 \frac{R_1^2 \cdot [\sigma]^4 \cdot (1 + 2635 \cdot k_c)}{E^3}. \quad (7)$$

Аналіз залежності (7), щодо розглянутої першої схеми, надає змогу зробити такі висновки:

- зусилля на подолання опору вертінню під час роботи підшипника в рідкій оливі становить близько 10 % від зусилля на подолання опору коченню;
- зусилля на подолання опору вертінню під час роботи підшипника в густій консистентній оливі становить близько 50 % від зусилля на подолання опору коченню.

За *другої схеми* (сферична кулька контактує з біговою доріжкою кільця радіусом  $R_2 = 1,03 \cdot R_1$ ) максимальні значення контактних напружень [2]:

$$[P] = \frac{68 \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot [\sigma]^3}{n_p^3 \cdot E^2 \cdot (2R_2 - R_1)^2}, \quad (8)$$

де  $n_p$  – коефіцієнт, що залежить від співвідношення коефіцієнтів рівняння еліпса плями контакту кульки з біговою доріжкою.

При цьому розмір еліпса плями контакту кульки з біговою доріжкою залежить від значень осей  $a$  і  $b$ :

$$a = 5,7 \cdot \frac{n_a}{n_p} \cdot \frac{R_1 \cdot R_2 \cdot [\sigma]}{E \cdot (2R_2 - R_1)}, \quad (9)$$

$$b = 5,7 \cdot \frac{n_b}{n_p} \cdot \frac{R_1 \cdot R_2 \cdot [\sigma]}{E \cdot (2R_2 - R_1)}, \quad (10)$$

де:  $n_a, n_b, n_p$  – коефіцієнти, що залежать від співвідношення коефіцієнтів рівняння еліпса плями контакту.

Оскільки значення  $a$  і  $b$  різні, а їх величини малі, то з достатньою точністю визначаємо середню величину прикладання сили опору вертінню. Радіус рівновеликого по площі еліпса з осями  $a$  і  $b$

$$\rho = \sqrt{a \cdot b}.$$

Враховуючи, що рівнодіюча сила, що перешкоджає вертінню кульок, діє на відстані  $3\rho/8$ , маємо

$$W_{\text{вк}} = \frac{3 \cdot [P] \cdot k_c \cdot \sqrt{a \cdot b}}{4 \cdot R_1} = 291 \frac{R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot k_c \cdot [\sigma]^4}{n_p \cdot E^3 \cdot (2R_2 - R_1)^3} \cdot \sqrt{n_a \cdot n_b} \quad (11)$$

Опір коченню для цього випадку становить

$$W_{\text{мк}} = 124 \cdot \frac{n_b \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot [\sigma]^4}{n_p^4 \cdot E^3 \cdot (2R_2 - R_1)^3} \quad (12)$$

Загальне зусилля опору руху становить

$$W = W_{\text{мк}} + W_{\text{вк}} = 124 \frac{n_b \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot [\sigma]^4}{n_p^4 \cdot E^3 \cdot (2R_2 - R_1)^3} \cdot \left( 1 + 2,34 \sqrt{\frac{n_a}{n_b}} \cdot k_c \right) \quad (13)$$

Оскільки коефіцієнти рівняння еліпса дотику

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{R_1} - \frac{1}{1,03 \cdot R_1} = 0,029,$$

то  $n_a=3,9$ ;  $n_b=0,4$  то  $n_p=0,6$ , а рівняння (13) буде мати вигляд: 7.07010601

$$W = W_{\text{мк}} + W_{\text{вк}} = 124 \frac{n_b \cdot R_1^2 \cdot R_2^2 \cdot [\sigma]^4}{n_p^4 \cdot E^3 \cdot (2R_2 - R_1)^3} \cdot (1 + 7,3k_c) \quad (14)$$

Частки залежності опору коченню та вертінню кульки біговою доріжкою ОПК наведено на рисунку. Аналіз аналітичної (14) і графічних залежностей (рис.) дає змогу зробити попередній висновок, що зусилля як вертіння, так і кочення кульки біговою доріжкою кільця ОПК залежать від співвідношення коефіцієнтів рівняння еліпса плями контакту.

Наприклад, для другої схеми (сферична кулька контактує з біговою доріжкою кільця:  $R_2=1,03R_1$  і  $\mu=0,15$ ) опір вертінню становить близько 30 %, тобто в 3 рази більше, ніж для першої схеми, по якій сферична кулька контактує з площиною:  $R_2=\infty$ ,  $R_1=0,5d_{\text{кульки}}$  і  $k_c=0,05$ .

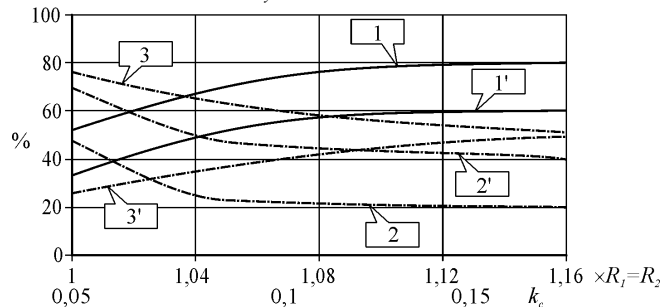


Рис. Частка залежності опору коченню та вертінню, %: 1, 1' – від  $R_2$  при  $f=0,05$  відповідно; 2, 2' – від  $R_2$  при  $f=0,15$  відповідно; 3, 3' – від коефіцієнта тертя ковзання при  $R_2=1,04R_1$ , відповідно

**Висновки:**

1. У нормативній величині коефіцієнта тертя кочення кульки кільцем опорно-поворотного круга близько 30 % припадає на опір кульки вертінню.

2. При проектуванні кулькових опорно-поворотних кругів будівельних машин потрібно приймати конструктивні рішення як зі зменшення коефіцієнта опору коченню, так і зменшення коефіцієнта опору вертінню.

**Література**

1. Александров М.П. Справочник по кранам. – В 2 т. – Т.2: Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Коровин / под общ. ред. М.М. Гохберга. – М.: Изд-во "Машиностроение", 1988. – 559 с.
2. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев А.П., В.В. Матвеев. – К.: Вид-во "Наук. думка", 1988. – 736 с.
3. Ковальский Б.С. Вопросы передвижения мостовых кранов / Б.С. Ковальский. – Луганск: Изд-во ВНУ, 2000. – 63 с.
4. Гулиа Н.В. Методика расчета основных параметров фрикционного дискового вариатора / Н.В. Гулиа, С.А. Юрков, Е.А. Петракова, Д.А. Ковчегин, Д.Б. Волков // Инженерный журнал: справочник. – 2001. – № 1. – С. 123-128.
5. Ромашкин О.Г. О влиянии геометрии основного контакта фрикционной бесступенчатой передачи на коэффициент трения / О.Г. Ромашкин // Трение и износ. – 1986. – Т.7, № 5. – С. 26-29.

**Заяць Г.В. Исследование влияния вращения на сопротивление качению при движении шариков по кольцу опорно-поворотного круга строительной машины**

Рассмотрена нагрузочная способность опорно-поворотного круга с учетом трения качения для строительной машины. Установлено, что усилие как вращения, так и качения шарика по беговой дорожке кольца ОПК зависят от соотношения коэффициентов уравнения эллипса пятна контакта.

**Zayac' G.V. Researches of influence of rotation on resistances to woobling at motion of marbles on a ring persistently – turn-table of a build machine**

Loading ability of persistently-turning circle is considered taking into account the friction of woobling for a build machine. It is set that effort both rotation and woobling of marble on the racecourse of ring of OPK depend on correlation of coefficients of equalization the ellipse of heel contact.

УДК. 621.86.065

Асист. В.В. Бариляк – НЛТУ України, м. Львів

**ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В ПРИВОДАХ ПІДВІСНИХ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК**

Розроблено математичну модель електромеханічного привода канатної лісотранспортної установки, у якій враховано змінний момент інерції приводного барабану, а також змінні зовнішні моменти від рушійних сил та сил опору. Досліджено динамічні навантаження, які виникають у приводах канатних установок, із врахуванням жорсткості ліній передач привода та вантажопідймальності канатної установки.

**Ключові слова:** привід канатної установки, математична модель, динамічні зусилля, жорсткість ліній передач.

Багаторічні дослідження лісозаготівельників і лісоводів показали, що при освоєнні гірських лісів найбільш ефективним видом первинного транспортування деревини є канатні лісотранспортні установки. Привод є одним із найбільш складних і відповідальних елементів, від якого значною мірою залежать функціональні можливості та надійність всієї канатної лісотранспортної установки. Залежно від технологічних умов роботи канатних уста-