

УДК 677.055

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ФРИКЦІЙНИХ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДІВ МАШИН ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Б.Ф. ПІПА, А.І. МАРЧЕНКО, Ц.В. АПОКІН

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено результати досліджень по підвищенню ефективності роботи фрикційних передач приводів машин легкої промисловості. Запропоновано більш досконалу конструкцію циліндричної фрикційної передачі з нерухомими опорами валів, що дозволяє підвищити надійність та довговічність роботи передачі, та методику вибору її робочих параметрів

Фрикційні передачі, зважаючи на їх позитивні властивості (безшумність роботи, можливість попередження аварійних поломок деталей привода та ін.), широко використовуються в приводах машин [1–6], зокрема легкої промисловості [7–10]. Недоліком відомих конструкцій фрикційних передач є необхідність виконання опор вала одного із котків рухомим із можливістю притискання котка до іншого, що є необхідною умовою передачі потужності, ускладнює конструкцію фрикційної передачі, що знижує надійність та довговічність її роботи [1, 4].

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи фрикційних передач машин легкої промисловості шляхом удосконалення їх конструкцій, проблема розробки нових конструкцій фрикційних передач та методу вибору їх робочих параметрів є актуальною для сучасного легкого машинобудування.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано циліндричну фрикційну передачу з нерухомими опорами валів та метод вибору її раціональних параметрів, що забезпечують надійність та довговічність роботи передачі. При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії опору матеріалів та деталей машин.

Постановка завдання

Завданням досліджень стала розробка нової більш досконалої конструкції циліндричної фрикційної передачі з нерухомими опорами валів та методу вибору її параметрів, що забезпечує підвищення надійності та довговічності її роботи.

Результати і їх обговорення

Враховуючи недоліки існуючих конструкцій фрикційних передач [1, 6, 11], авторами запропонована нова більш ефективна конструкція циліндричної фрикційної передачі (рис. 1).

Задача підвищення надійності та довговічності роботи запропонованої передачі вирішена тим, що у фрикційній передачі, що містить ведучий і ведений котки, встановлені відповідно на ведучому та веденому валах, розташованих паралельно, та проміжний коток, розташований між ведучим та веденим котками і притиснутий до них, засіб притиску проміжного котка до ведучого і веденого котків, виконано у вигляді двоплечого важеля та притискного вантажу. При цьому одне плече двоплечого важеля шарнірно з'єднане з проміжним котком, а на другому плечі двоплечого важеля встановлено притискний вантаж з можливістю поздовжнього його пересування.

Виконання засобу притиску проміжного котка до ведучого і веденого котків у вигляді двоплечого важеля та притискного вантажу, причому одне плече двоплечого важеля шарнірно з'єднане з проміжним котком, а на другому плечі двоплечого важеля встановлено притискний вантаж з можливістю поздовжнього його пересування, дозволяє стабілізувати силу притиску проміжного котка до ведучого і

веденого котків, що стабілізує контактні напруження в зоні притиску котків і, таким чином, підвищує довговічність роботи фрикційної передачі.

Фрикційна передача (рис. 1) містить ведучий 1 і ведений 2 котки, встановлені відповідно на ведучому 3 і веденому 4 валах, розташованих паралельно, проміжний коток 5, розташований між ведучим 1 та веденим 2 котками і притиснутий до них, та засіб притиску 6 проміжного котка 5 до ведучого 1 і веденого 2 котків, виконаний у вигляді двоплечого важеля 7 та притискного вантажу 8, причому плече 9 двоплечого важеля 7 шарнірно з'єднане з проміжним котком 5, а на плечі 10 двоплечого важеля 7 встановлено притискний вантаж 8 з можливістю поздовжнього його пересування вздовж двоплечого важеля 7.

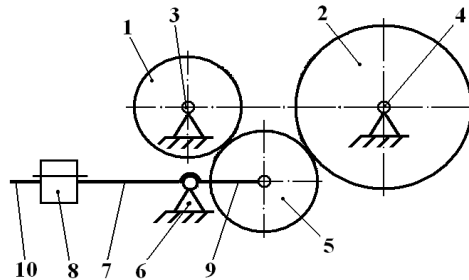


Рис. 1. Схема фрикційної передачі з нерухомими опорами валів

Фрикційна передача працює таким чином. При вмиканні привода, в складі якого використовується фрикційна передача (на рис. 1 не показаний), ведучий вал 3 з встановленим на ньому ведучим котком 1 починає обертатися. Під дією ваги притискного вантажу 8 проміжний коток 5 притискується до ведучого 1 та веденого 2 котків, створюючи при цьому необхідну для роботи фрикційної передачі силу тертя в зоні взаємодії ведучого 1, веденого 2 та проміжного 5 котків. Проміжний коток 5 починає обертатися, приводячи в обертальний рух ведений коток 2, а разом з ним і ведений вал 4, на якому встановлений ведений коток 2. Забезпечення необхідного зусилля притиску проміжного котка 5 до ведучого 1 і веденого 2 котків, що необхідно для передачі потужності від ведучого вала 3 до веденого вала 4, та його регулювання здійснюється за допомогою пересування притискного вантажу 8 вздовж двоплечого важеля 7.

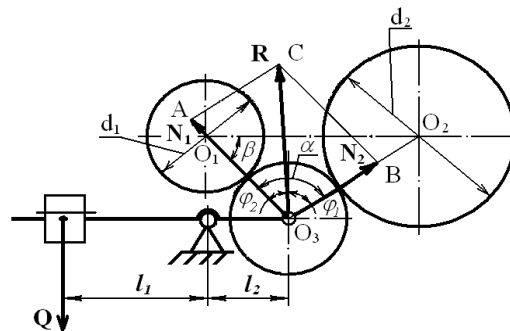


Рис. 2. Розрахункова схема фрикційної передачі

Розглянемо особливості розрахунку запропонованої фрикційної передачі.

Залежність між силами, що діють в зоні контактної взаємодії котків (рис. 2), згідно з теоремою косинусів [12] має вигляд:

$$R = N_1^2 + N_2^2 + 2N_1N_2 \cos \alpha, \quad (1)$$

де R – сумарна сила тиску проміжного котка на ведучий та ведений котки; N_1, N_2 – сили притиску проміжного котка до ведучого та веденого котків відповідно; α – кут між векторами сил N_1 і N_2 .

Використовуючи теорему косинусів із трикутника $O_1 O_3 O_2$ (рис. 2) знаходимо:

$$\alpha = \arccos \frac{(O_2 O_3)^2 + (O_1 O_3)^2 - (O_1 O_2)^2}{2(O_2 O_3 \cdot O_1 O_3)}, \quad (2)$$

де
$$O_1 O_2 = \frac{d_1 + d_2}{2} + \Delta; \quad O_1 O_3 = \frac{d_1 + d_3}{2}; \quad O_2 O_3 = \frac{d_2 + d_3}{2}; \quad (3)$$

d_1, d_2, d_3 – діаметри ведучого, веденого та проміжного котків відповідно;

Δ – зазор між ведучим та веденим котками (із конструктивних міркувань $\Delta = 5 \dots 10$ мм).

Кути $\beta, \varphi_1, \varphi_2$ напрямку векторів сил R, N_1, N_2 знаходимо, використовуючи теорему синусів та розрахункову схему фрикційної передачі (рис. 2):

$$\beta = \arcsin \frac{O_2 O_3 \cdot \sin \alpha}{O_1 O_2}; \quad \varphi_1 = 90^\circ - \beta; \quad \varphi_2 = \alpha - \varphi_1. \quad (4)$$

Із трикутників $O_3 A C$ і $O_3 C B$, використовуючи теорему синусів, знаходимо необхідні сили:

$$R = \frac{N_1 \sin \alpha}{\sin \varphi_2}; \quad N_1 = \frac{R \sin \varphi_2}{\sin \alpha}; \quad N_2 = \frac{R \sin \varphi_1}{\sin \alpha}. \quad (5)$$

Оскільки зазвичай $u = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} > 1$ (u – передаточне число фрикційної передачі; ε – коефіцієнт пружного ковзання котків) $d_1 < d_2$. Відповідно $\varphi_1 < \varphi_2$. Тоді, згідно з (5) $N_1 > N_2$.

Враховуючи вищесказане, розрахунок фрикційної передачі слід вести, виходячи із умови [6]:

$$N = N_2 = \frac{k F_t}{f} = \frac{2k T_1}{d_1 f} = \frac{2k T_2}{d_2}, \quad (6)$$

де N – необхідна сила притиску котків; k – коефіцієнт надійності роботи фрикційної передачі, ($k = 1, 2 \dots 2$ [6]); F_t – колова сила в зоні взаємодії проміжного котка з ведучим котком; f – коефіцієнт тертя котків; T_1, T_2 – крутні моменти на ведучому та веденому котках відповідно.

Необхідна вага притискного вантажу Q знаходиться із умови:

$$Q = \frac{R l_2}{l_1}, \quad (7)$$

де l_1, l_2 – плечі двоплечого важеля (плечі сил Q, R відповідно).

З метою обмеження величини питомого тиску q в зоні притиску котків, зумовленого умовою $N_1 > N_2$, доцільно дотримуватись умови:

$$q_1 = q_2 = q = \frac{N}{b}, \quad (8)$$

де q_1, q_2 – питомі тиски в зонах притиску проміжного котка до ведучого та веденого котків відповідно; b – ширина відповідного котка.

Враховуючи (8), знаходимо залежність між ширинами ведучого та веденого котками:

$$\frac{b_1}{b_2} = \frac{N_1}{N_2}. \quad (9)$$

Для знаходження діаметрів ведучого та веденого котків d_1, d_2 використовують відомі методи розрахунків фрикційних передач [1, 6]. При цьому доцільно виходити із умови, що циліндрична фрикційна передача виконана в класичному виконанні (без проміжного котка).

Діаметр проміжного котка вибирається із конструктивних міркувань:

$$d_3 = (0,8 \dots 1,0)d_1. \quad (10)$$

Розглянемо приклад розрахунку запропонованої фрикційної передачі (рис. 1) при наступних вихідних даних: потужність передачі $P = 2$ кВт; частота обертання ведучого котка $i = 1450$ об/хв. (крутний момент на ведучому котку $T_1 = 13,17$ Нм; колова сила в зоні взаємодії проміжного котка з ведучим котком $F_t = 131,7$ Н); передаточне число передачі $u = 2$; коефіцієнт надійності роботи передачі $k = 1,5$; діаметри котків $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 100$ мм, $d_3 = 80$ мм (згідно з (10)); коефіцієнт тертя коліс $f = 0,15$; довжина плеч двоплечого важеля $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 50$ мм.

Використовуючи рівняння (2)...(4), прийнявши $\Delta = 10$ мм, знаходимо: $\alpha = 85,22^\circ$; $\beta = 60,68^\circ$; $\varphi_1 = 29,32^\circ$; $\varphi_2 = 55,9^\circ$. Із (5), (6) маємо: $N_1 = 2227$ Н; $N_2 = 1317$ Н; $R = 2680$ Н. Тоді необхідна вага притискового вантажу згідно з (7) становить $Q = 1340$ Н. Приймавши $b_2 = 30$ мм, із (9) знаходимо $b_1 = 50$ мм. Враховуючи можливе осьове переміщення котків, приймаємо $b_3 = 55$ мм.

Висновки

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- запропонована авторами конструкція фрикційної передачі працездатна та надійна в роботі;
- використання фрикційної передачі з нерухомими опорами валів завдяки спрощенню конструкції та стабілізації контактних напружень в зоні притиску котків дозволяє підвищити довговічність та надійність роботи як самої передачі, так і машини в цілому, де вона використовується;
- фрикційна передача з нерухомими опорами валів може бути використана як для машин легкого, так і загального машинобудування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Добровольский В.А. и др. Детали машин. – М.: Машгиз, 1962. – 604 с.
2. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). – М.: Машиностроение, 1967. – 404 с.
3. Решетов Д.Н. Работоспособность и надежность машин. – М.: Высшая школа, 1974. – 206 с.
4. Хомяк О.М., Піпа Б.Ф. Передачі. – К.: КНУТД, 2003. – 167 с.
5. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Нові конструкції деталей, вузлів та механізмів машин. – К.: КНУТД, 2006. – 322 с.
6. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Деталі машин. – К.: КНУТД, 2011. – 358 с.
7. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
8. Мильченко И.С. Основы проектирования трикотажных машин. – М.: Ростехиздат, 1962. – 226 с.
9. Піпа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А. Повышение надежности трикотажного оборудования. – К.: Техніка, 1983. – 111 с.
10. Хомяк О.Н., Піпа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
11. Пат. України 22345 на корисну модель. F 16 H 1/24. Фрикційна передача /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко (Україна). Опубл. 25.04.2007, Бюл. № 5, 2 с.
12. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. – М.: Наука, 1980. – 976 с.

Надійшла 02.04.2012