

УДК 677.055

**БЕЗШПОНКОВЕ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МЕХАНІЗМІВ
МАШИН ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ З ВАЛАМИ**

Б.Ф.ПІПА, А.І.МАРЧЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено результати досліджень по удосконаленню з'єднань деталей машин легкої промисловості з валами. Запропоновано більш досконалу конструкцію з'єднання деталі з валом – безшпонкове фрикційне з'єднання з використанням конічної розрізної втулки, що дозволяє здійснювати регулювання положення деталі відносно вала, та методику вибору його робочих параметрів

Недоліком відомих конструкцій з'єднання деталей машин з валами є наявність на робочій поверхні вала та деталі пазів, необхідних для встановлення шпонки або шліців, що послабляють вал та деталь і, таким чином, призводять до зниження надійності та довговічності роботи з'єднання [1, 2]. Недоліком відомих з'єднань деталей з валами є також неможливість або складність регулювання положення деталі відносно вала (як осьового, так і кутового), що необхідно при налазці та експлуатації машин легкої промисловості, особливо в'язальних машин [3...6].

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи машин легкої промисловості шляхом удосконалення конструкцій з'єднань їх деталей з валами, проблема розробки нових конструкцій з'єднань та вибору їх робочих параметрів є актуальною для сучасного легкого машинобудування.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано безшпонкове фрикційне з'єднання деталей механізмів машин легкої промисловості з валами, що дозволяє здійснювати регулювання положення деталі відносно вала, та метод вибору його раціональних параметрів, що забезпечують надійність та довговічність роботи з'єднання. 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 з'єднання деталей з валами, що забезпечує надійність їх роботи та можливість регулювання положення деталі відносно вала.

Результати і їх обговорення

Враховуючи недоліки існуючих конструкцій з'єднань деталей з валами [1, 7...9], авторами пропонується нова більш ефективна конструкція безшпонкового фрикційного з'єднання деталей з валами (рис. 1), що забезпечує надійність його роботи та можливість як кутового, так і осьового регулювання положення деталі відносно вала.

З'єднання деталі з валом містить вал 1 з циліндричною робочою поверхнею 2 (надалі – робоча поверхня), деталь 3 з внутрішньою поверхнею 4 та конічну розрізну втулку 5 (наділі – втулка) з гайкою 6, нагвинченою на різьбу 7 втулки 5. Втулка 5 встановлена між робочою поверхнею 2 вала 1 та внутрішньою поверхнею 4 деталі 3, причому внутрішня поверхня 4 деталі 3 виконана конічною, конусність якої відповідає конусу зовнішньої поверхні 8 втулки 5. Для запобігання самовідгвинчуванню гайки 6 з'єднання деталі з валом містить також стопорну шайбу 9, один з відгинів якої заходить в паз 10 втулки 5.

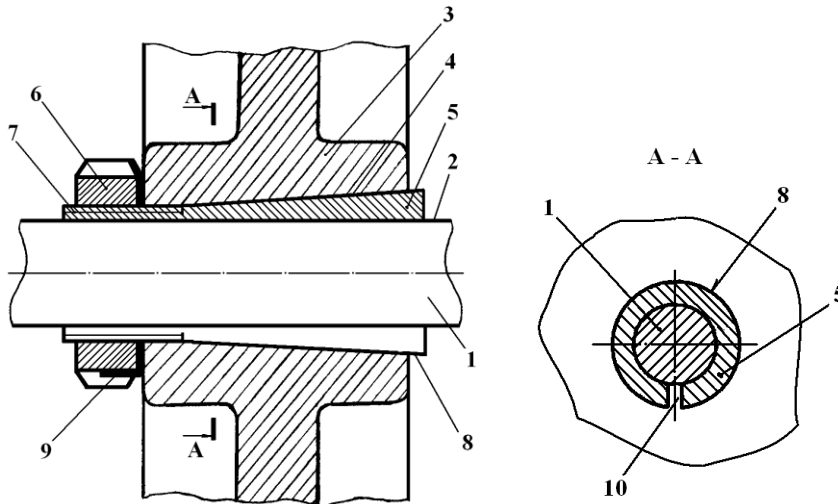


Рис. 1. Схема безшпонкового фрикційного з'єднання деталі з валом

З'єднання здійснюється та працює таким чином. При нерухомому валу 1 на його робочу поверхню 2 надівається втулка 5. Далі на зовнішню поверхню 8 втулки 5 надівається деталь 3. Після чого на різьбу 7 втулки 5 надівається стопорна шайба 9 та нагвинчується гайка 6. При закручуванні гайки 6 втулка 5 переміщується відносно вала 1 і втягується в деталь 3, обтискаючи робочу поверхню 2 вала 1. Сили тертя, що виникають при цьому в зоні контакту робочої поверхні 2 вала 1 з втулкою 5 та зовнішньої поверхні 8 втулки 5 з внутрішньою поверхнею 4 деталі 3, забезпечують надійність роботи з'єднання деталі з валом. Довговічність з'єднання забезпечується відсутністю на робочій поверхні вала та внутрішній поверхні деталі пазів та інших компенсаторів напружень в зоні їх взаємодії.

При цьому слід відмітити, що з'єднання дозволяє здійснювати як кутове, так і осьове регулювання положення деталі відносно вала, а також запобігати перевантаженню з'єднання (при перевантаженнях вал проковзує відносно деталі). Запропоноване з'єднання деталі з валом працюватиме як для нереверсивних, так і для реверсивних з'єднань.

Умова працюватимості з'єднання деталі з втулкою може бути представлена у вигляді:

$$T \leq T_1 + T_2, \quad (1)$$

де T – крутний момент з'єднання; T_1 – момент сил тертя в зоні взаємодії деталі з гайкою; T_2 – момент сил тертя в зоні взаємодії деталі з зовнішньої конічною поверхнею втулки.

Використовуючи відомі рекомендації [1,7] та особливості конструкції запропонованого з'єднання, можемо записати:

$$T_1 = \frac{1}{3} Q f_1 \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2}, \quad (2)$$

де Q – осьова сила притиску гайки до деталі (сила зумовлена затяжкою гайки); f_1 – коефіцієнт тертя пари гайка – деталь; d_1, d_2 – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри опорної поверхні гайки;

$$T_2 = \frac{Q f_2 d_3}{2 \sin \alpha}, \quad (3)$$

Де f_2 – коефіцієнт тертя пари деталь – втулка; d_3 – середній діаметр конічної поверхні втулки; α – половина кута конуса конічної поверхні втулки.

Підставивши (2), (3) в рівняння (1), одержуємо:

$$T \leq Q \left(\frac{d_1^3 - d_2^3}{3(d_1^2 - d_2^2)} f_1 + \frac{d_3 f_2}{2 \sin \alpha} \right). \quad (4)$$

З рівняння (4) знаходимо осьову силу затяжки гайки (осьова сила різьби), необхідну для виконання умови (1):

$$Q \geq \frac{T}{\frac{d_1^3 - d_2^3}{3(d_1^2 - d_2^2)} f_1 + \frac{d_3 f_2}{2 \sin \alpha}}. \quad (5)$$

Умова працездатності з'єднання вала з втулкою може бути представлена у вигляді:

$$T \leq T_3, \quad (6)$$

де T_3 - момент сил тертя в зоні взаємодії вала з втулкою [1],

$$T_3 = \frac{\pi d^2 l q f_3}{2} = 0,5 Q d; \quad (7)$$

d – діаметр вала; l – довжина втулки; q – необхідний питомий тиск в зоні з'єднання вала з втулкою; f_3 – коефіцієнт тертя пари вал – втулка.

Осьова сила затяжки гайки, необхідна для виконання умови (6), знаходиться згідно з (7):

$$Q \geq \frac{2T}{d}. \quad (8)$$

При виборі параметрів різьби втулки слід виходити з наступних міркувань. Осьова сила різьби, згідно з теорією різьбової пари [7]:

$$Q_{max} \geq \frac{2T}{d_c \operatorname{tg}(\psi + \rho)}; \quad (9)$$

де Q_{max} – максимальна величина осьової сили серед величин, знайдених із умов (5) та (9);

d_c – середній діаметр різьби;

$$\psi - \text{кут підйому різьби,} \quad \psi = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi d_c}; \quad (10)$$

p – крок різьби; ρ – кут тертя різьбової пари.

Використовуючи умову (9), знаходимо необхідний середній діаметр різьби:

$$d_c \geq \frac{2T}{Q_{max} \operatorname{tg}(\psi + \rho)}. \quad (11)$$

Найбільш вразливим для запропонованого з'єднання є можливий зріз різьби [7]. Таким чином, для забезпечення надійності роботи з'єднання необхідно виконати умову:

$$\tau = \frac{2Q_{max}}{z \pi d_p p} \leq [\tau], \quad (12)$$

Де $\tau, [\tau]$ – відповідно робоче та допустиме напруження зрізу різьби; z – кількість витків різьби; d_p – внутрішній діаметр різьби.

Необхідна кількість витків різьби, згідно з (12), знаходиться із умови:

$$z \geq \frac{2Q_{max}}{\pi d_p p[\tau]}. \quad (13)$$

Необхідна довжина поверхні деталі (довжина ступиці), що взаємодіє з втулкою, знаходиться із умови [7, 10]:

$$b \geq \frac{Q}{\pi d_3 [q] \sin \alpha}, \quad (14)$$

де b - довжина ступиці; Q - знаходиться із умови (5); $[q]$ - допустимий питомий тиск в зоні контактної взаємодії деталі з втулкою.

Висновки

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- запропонована авторами конструкція безшпонкового фрикційного з'єднання деталей з валами працездатна та надійна в роботі;
- використання безшпонкового з'єднання деталей з валами завдяки усуненню послаблення деталей з'єднання пазами та концентрацій напружень в зоні з'єднання дозволяє підвищити довговічність та надійність роботи як самого з'єднання, так і машини в цілому, де воно використовується;
- запропонована конструкція з'єднання дозволяє спростити технологію виготовлення з'єднання деталі з валом, оскільки при цьому відпадає потреба в використанні спеціального обладнання;
- з'єднання може бути використане як для машин легкого, так і загального машинобудування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Добровольский В.А. и др. Детали машин. – М.: Машгиз, 1962. – 604 с.
2. Решетов Д.Н. Работоспособность и надежность машин. – М.: Высшая школа, 1974. – 206 с.
3. Мильченко И.С. Основы проектирования трикотажных машин. - М.: Ростехиздат, 1962. - 226 с.
- Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
- Мойсеенко Ф.А. Проекування в'язальних машин. - Харків: Основа, 1994. - 336 с.
- Піпа Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2008. – 416 с.
4. Райко М.В. Расчет деталей и узлов машин. К.: Техніка, 1966. – 500 с.
5. Пат. України 5051 на корисну модель. F 16 В 21/00. З'єднання деталей машин типу вал-втулка /Б.Ф. Піпа, С.О. Ловейкіна, Г.І. Павленко (Україна). - № 20041008190; Заявл.08.10.2004; Опубл. 15.02.2005, Бюл. № 4, 2 с.
6. Пат. України 26182 на корисну модель. F 16 В 21/00. З'єднання деталі з валом /Б.Ф. Піпа, О.М.Хомяк, В.І. Козіянчук, Р.А. Даценко (Україна). - № u 2007 04057; Заявл.12.04.2007; Опубл. 10.09.2007, Бюл. № 5, 2 с.
7. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Надійшла 26.01.2011