

$$Q_2 = \frac{\pi q}{4\delta} (d_{2i}^2 - d_1^2). \quad (8)$$

Згідно з умовою (4) маємо:

$$C = \frac{Q_2}{Y}. \quad (9)$$

Підставивши результати (5), (8) в (9), остаточно знаходимо:

$$C = \frac{\pi q}{2\delta} (d_1 + d_{2i}). \quad (10)$$

Умова вибору жорсткості пружин стиску із співвідношення (10) дозволяє досягти стабільності зусилля накатування полотна протягом всього процесу накатування рулону полотна, що також забезпечує підвищення якості полотна та довговічності роботи механізму накатування полотна круглов'язальної машини.

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити висновки, що використання запропонованої конструкції механізму накатування полотна круглов'язальної машини дозволяє:

- розширити асортимент механізмів накатування полотна круглов'язальних машин;
- підвищити довговічність роботи механізму накатування полотна і круглов'язальної машини в цілому за рахунок стабільності швидкості та зусилля накатування полотна;
- підвищити продуктивність круглов'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи механізму накатування полотна.
- метод вибору жорсткості пружин стиску механізму накатування полотна може бути використаний при розробці нових конструкцій механізмів накатування полотна круглов'язальних машин.

Література

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – С. 472 с.
2. Коган Л.П., Кесслер Ю.В. Однофонтурные кругловязальные машины. – М.: Легкая индустрия, 1968. – 238 с.
3. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
4. Машини кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.
5. Декларацийний пат. Механізм накатки полотна круглов'язальної машини / 14096 У України, МПК D 04 B 15/00. / Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Куніна О.Ю. (Україна). – № 200505359; Заявлено 06.06.2005; Опубл. 15.05.2006, Бюл. № 5.

Надійшла 17.3.2009 р.

УДК 621.81

Б.Ф. ПІПА, А.І. МАРЧЕНКО, В.В. ЧАБАН
Київський національний університет технологій та дизайну

ФЛАНЦЕВА РІЗЬБОВА МУФТА ТА ВИБІР ЇЇ ПАРАМЕТРІВ

Представлено результати досліджень з удосконалення засобу з'єднань валів між собою. Запропоновано нову конструкцію засобу з'єднання валів – фланцеву різьбову муфту, що дозволяє знизити інерційність засобу з'єднання валів, і тим самим підвищити ефективність його роботи. Наведено методику вибору параметрів та оцінки працездатності і ефективності роботи запропонованої муфти.

Вступ

Надійність та довговічність роботи вузлів та механізмів машин, в тому числі і машин легкої промисловості, в значній мірі залежать від надійності з'єднання валів між собою. В сучасних вузлах та механізмах машин більшість з'єднань валів між собою здійснюється за допомогою фланцевих муфт [1-3]. Великий зовнішній діаметр фланцевих муфт, що в 3 і більше разів перевищує діаметр з'єднуваних валів, і вага призводять до збільшення моменту інерції обертальних мас механічної системи, де використовуються муфти, що в свою чергу викликає значні динамічні навантаження [4, 5] і, в цілому, призводить до зниження надійності та довговічності роботи з'єднання валів.

Враховуючи доцільність підвищення надійності та довговічності з'єднання валів вузлів та механізмів машин, проблема розробки нових конструкцій муфт та методик вибору їх робочих параметрів і перевірки працездатності є актуальною для сучасного машинобудування, зокрема легкого.

Об'єктом досліджень обрано фланцеву муфту для жорсткого з'єднання валів та методику вибору її

робочих параметрів і перевірки працездатності муфти.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії опору матеріалів та деталей машин.

Завданням досліджень стала розробка нової більш досконалої конструкції жорсткої фланцевої муфти та методики вибору її робочих параметрів і перевірки працездатності.

Основний розділ

Враховуючи недоліки існуючих конструкцій фланцевих муфт, автори запропонували нову конструкцію муфти, схема якої представлена на рис. 1.

Муфта містить дві напівмуфти 1, 2 та з'єднуючий засіб для їх з'єднання, виконаний у вигляді різьбового з'єднання, зовнішня різьба 3 якої розташована на напівмуфті 1, а внутрішня різьба 4 – в напівмуфті 2. Напівмуфта 1 закріплена на валу 5 за допомогою шпонки 6, а напівмуфта 2 на валу 7 за допомогою шпонки 8. Муфта містить також центруючий буртик 9, що дозволяє здійснювати центрування з'єднаних нею валів 5, 7.

З'єднання валів муфтою виконується та працює таким чином. На кінець вала 5 за допомогою шпонки 6 закріплюють напівмуфту 1. На кінець вала 7 за допомогою шпонки 8 закріплюють напівмуфту 2. Вали з напівмуфтами приближують один до одного і шляхом обертання одного із них здійснюють нагвинчування напівмуфти 2 з внутрішньою різьбою 4 на напівмуфту 1 з зовнішньою різьбою 3 (або вгвинчують напівмуфту 1 в напівмуфту 2). Наявність центруючого буртика 9 дозволяє досягти бажаної точності центрування з'єднаних муфтою валів 5, 7. Зменшення зовнішнього діаметру муфти зменшує її металомісткість та інерційність, що забезпечує підвищення довговічності роботи муфти.

Слід відмітити, що з'єднання валів за допомогою запропонованої муфти працездатне лише для умови нереверсивного їх обертання, що має місце в багатьох типах машин, зокрема в машинах легкої промисловості.

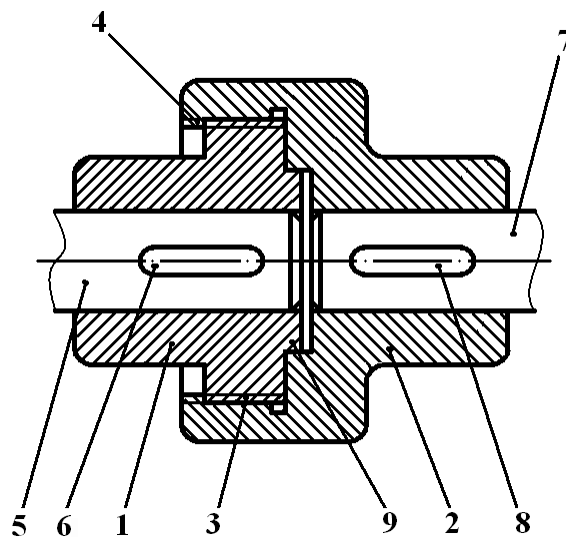


Рис. 1. Схема фланцевої різьбової муфти

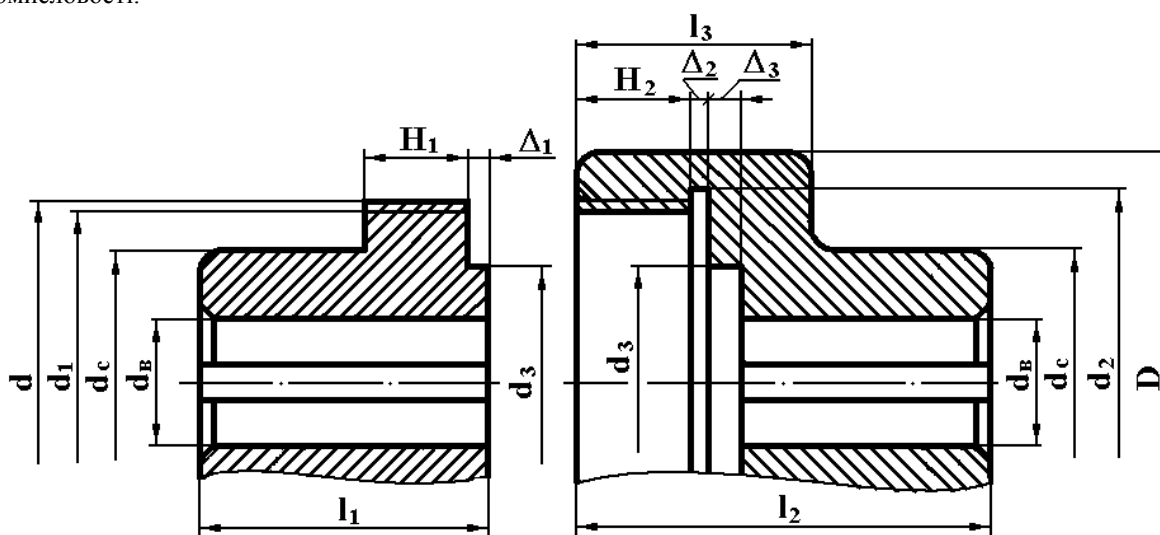


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення параметрів фланцевої різьбової муфти

Розглянемо умови працездатності різьбового з'єднання напівмуфт. Величина крутного моменту T_p , що діє на різьбу з'єднання, знаходиться із умови:

$$T_p = T - T_m, \quad (1)$$

де T – крутний момент муфти;

T_m – момент тертя на опорній поверхні напівмуфт,

$$T_m = \frac{1}{3} F_a f \frac{d_1^3 - d_3^3}{d_1^2 - d_3^2}, \quad (2)$$

F_a – осьова сила різьби, згідно з теорією різьбової пари [3]:

$$F_a = \frac{2T_p}{d_p \operatorname{tg}(\psi + \rho')} ; \quad (3)$$

d_1, d_3 – відповідно внутрішній діаметр різьби та діаметр центруючого буртика;

d_p – середній діаметр різьби;

ψ – кут підйому різьби,

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_p} ; \quad (4)$$

p - крок різьби;

ρ' - приведений кут тертя різьби, $\rho' = \frac{\rho}{\cos 0,5\alpha}$;

ρ – кут тертя різьби, $\rho = \operatorname{arctg} f_1$;

f_1 - коефіцієнт тертя різьби;

α – кут профілю різьби;

f – коефіцієнт тертя напівмуфт.

Враховуючи (1), (2), із рівняння (3) знаходимо:

$$F_a = \frac{2T}{d_p \operatorname{tg}(\psi + \rho') + \frac{2}{3} f \frac{d_1^3 - d_3^3}{d_1^2 - d_3^2}} . \quad (5)$$

Враховуючи відповідальність різьбового з'єднання напівмуфт, перевірку його працездатності, доцільно виконувати згідно з методикою перевірки відповідального різьбового з'єднання [6]:

$$\tau_{zp} = \frac{F_a}{\pi z k \psi p d} \leq [\tau_{zp}] ; \quad (6)$$

$$\sigma_{ze} = \frac{3F_a(d - d_1)}{2\pi z k \psi^2 p^2 d} \leq [\sigma_{ze}] ; \quad (7)$$

$$\sigma_{zm} = \frac{4F_a}{\pi z k (d^2 - d_1^2)} \leq [\sigma_{zm}] . \quad (8)$$

де $\tau_{zp}, [\tau_{zp}], \sigma_{ze}, [\sigma_{ze}], \sigma_{zm}, [\sigma_{zm}]$ – напруження зрізу, згину та зминання витків різьби відповідно діюче і допустиме;

d - зовнішній діаметр різьби;

z - рекомендоване число робочих витків різьби, $z \leq 10$ [6];

k - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між витками різьби, $k \approx \frac{5p}{d}$;

ψ - коефіцієнт повноти різьби, для трикутної (метричної) різьби $\psi = 0,87$ [6];

Необхідна довжина ділянок напівмуфт з різьбою H_1, H_2 може бути знайдена із умов:

$$H_1 \geq zp, H_2 = H_1 + (3...5) \text{ мм} . \quad (9)$$

Працездатність муфти забезпечується також міцністю корпусу із умови роботи його на розтяг та кручення. Згідно з четвертою теорією міцності [7]:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma_p] , \quad (10)$$

де $\sigma_e, \sigma_p, [\sigma_p], \tau_k$ – напруження еквівалентне, розтягу (відповідно діюче і допустиме) та кручення матеріалу корпусу муфти;

$$\sigma_p = \frac{4F_a}{\pi(D^2 - d_2^2)} ; \quad (11)$$

D, d_2 - відповідно зовнішній та внутрішній діаметри перерізу корпусу муфти (рис. 2);

$$\tau_k = \frac{T - T_m}{W_p} ; \quad (12)$$

W_p - полярний момент опору перерізу корпусу муфти [7],

$$W_p = 0,2D^3 \left[1 - \left(\frac{d_2}{D} \right)^4 \right]. \quad (13)$$

Що стосується інших розмірів напівмуфт, то їх можна вибирати, враховуючи загальноприйняті для муфт рекомендації [1, 6] та особливості конструкції запропонованої муфти (рис. 2):

$$d_c = (1,5 \dots 1,6)d_g; \quad l_1 = (1,25 \dots 2,0)d_g; \quad l_2 = l_1 + H_2 + \Delta_2 + \Delta_3; \quad (14)$$

$$l_3 = H_2 + \Delta_2 + \Delta_3 + (5 \dots 10)_{\text{мм}}, \quad D = d + (5 \dots 12)_{\text{мм}},$$

де d_c, d_g, l_1, l_2 – відповідно діаметр ступиць, діаметр отвору напівмуфт для вала, довжина ступиці з зовнішньою різьбою та довжина напівмуфти з внутрішньою різьбою;

$\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ - ширина центруючого буртика, проточки та глибина впадини під центруючий буртик.

Інші розміри напівмуфт вибираються із конструктивних міркувань.

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- запропонована муфта відноситься до фланцевої різьбової муфти і може бути використана для з'єднання окремих валів вузлів та механізмів машин між собою;
- фланцева різьбова муфта дозволяє значно зменшити інерційність механічної системи, де вона використовується і, таким чином, зменшити динамічні навантаження, що зумовлює підвищення надійності та довговічності роботи з'єднання;
- запропонована муфта працездатне лише при умові нереверсивного обертання, що має місце в переважній більшості механізмів і машин;
- методика вибору параметрів фланцевої різьбової муфти може бути використана при розробці нових перспективних видів різьбових муфт.

Література

1. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
2. Хомяк О.М., Піпа Б.Ф., Ловейкіна С.О. Вали, підшипники, Муфти. – К.: КНУТД, 2005. – 100 с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.
4. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2005. – 294 с.
5. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2003. – 208 с.
6. Райко М.В. Расчет деталей и узлов машин. К.: Техніка, 1966. – 500 с.
7. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с.

Надійшла 5.3.2009 р.

УДК 620.178.1

В.С. ПАВЛОВ

Хмельницький національний університет

ПОВНА СХЕМАТИЗОВАНА ДІАГРАМА ГРАНИЧНИХ АМПЛІТУД НАПРУЖЕНЬ

Запропоновано спосіб побудови повної схематизованої діаграми граничних амплітуд нормальних напружень.

The method of construction of the complete schematized diagram of maximum amplitudes of normal tensions is offered.

Вступ

Діаграми взагалі і схематизовані (спрощені) зокрема прояснюють суть явища, зв'язок між параметрами, що його характеризують.

Для оцінки опірності матеріалу циклічним напруженням будують діаграму граничних напружень в координатах $\sigma_m - \sigma_{\max}, \sigma_{\min}$ (діаграму Сміта) або в координатах $\sigma_m - \sigma_a$ (діаграму Хейя) [1, с.571].

Схематизовані діаграми використовують в опорі матеріалів, зокрема, для графоаналітичного визначення коефіцієнта запасу міцності (надалі "коефіцієнта запасу"). Вони ж є основою при побудові формул для аналітичного визначення коефіцієнта запасу як за простих опорів циклічному навантаженню, так і за складних опорів статичному, циклічному і змішаному навантаженням.

Коефіцієнт запасу за простих опорів несиметричному циклу напружень з додатним середнім напруженням можна визначити за формулами, що виведені з використанням модифікованих діаграм