

БЕЗШПОНКОВЕ З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ З ВАЛАМИ

Представлено результати досліджень по удосконаленню з'єднань деталей передач, навантажених осьовими силами, з валами. Запропоновано нову конструкцію безшпонкового з'єднання деталей з валами – фрикційне з'єднання деталі з валом, робоча поверхня (поверхня з'єднання) якого виконана конічною. Наведено умову працездатності запропонованого з'єднання.

The results of researches are presented on the improvement of connections of details of transmissions, loaded with axial forces, with billows. A new construction is offered without connection of the key of details with billows is friction connection of detail with a billow the working surface (surface of connection) of which is executed conical. The condition of capacity of the offered connection is resulted.

Ключові слова: безшпонкове з'єднання деталей, з'єднання деталі з валом, фрикційне з'єднання деталей передач з валом.

Вступ

Відоме з'єднання деталі з валом, що містить вал з робочою поверхнею та деталь, встановлену на робочій поверхні вала [1, 2]. З'єднання деталі з валом здійснюється за допомогою однієї або декількох шпонок. Наявність на робочій поверхні вала та деталі пазів, необхідних для встановлення шпонки (шпонок), послаблюють вал та деталь, що призводить до зниження надійності та довговічності роботи з'єднання.

Відоме також з'єднання деталі з валом, що містить вал з робочою поверхнею та деталь, встановлену на робочій поверхні вала [3, 4]. З'єднання деталі з валом здійснюється за допомогою шліців. Деталь містить пази для шліців, за допомогою яких відбувається з'єднання її з шліцями вала. Така конструкція з'єднання підвищує надійність та довговічність його роботи завдяки меншому послабленню вала. Але наявність у деталі шліцевих пазів, що необхідно для з'єднання її з валом, та значних концентраторів напружень в зоні з'єднання не дозволяє досягти бажаної довговічності та надійності роботи з'єднання.

Таким чином питання удосконалення конструкцій з'єднання деталей передач з валами з метою підвищення надійності та довговічності їх роботи є актуальним для машинобудування, зокрема легкого.

Об'єктом досліджень обрано безшпонкове з'єднання деталей передач з валами та метод вибору його параметрів, здатних забезпечити працездатність такого з'єднання та ефективно підвищити надійність та довговічність його роботи.

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

Завданням досліджень стала розробка нової конструкції безшпонкового з'єднання деталі передач з валом – фрикційне з'єднання деталі з валом, робоча поверхня якого з цією метою виконана конічною, та метод вибору його раціональних параметрів.

Основний розділ

В результаті виконаних досліджень авторами запропонована нова конструкція безшпонкового (фрикційного) з'єднання деталі з валом [5]. Слід відмітити, що запропоноване з'єднання доцільно використовувати лише для з'єднання деталей, навантажених осьовими силами (косозубе циліндричне колесо, конічне зубчасте колесо, черв'ячне колесо та ін.).

Приклад з'єднання конічного зубчастого колеса з валом представлено на рис. 1.

З'єднання містить вал 1 з конічною гладкою робочою поверхнею 2 (надалі – робоча поверхня) та деталь 3, виконану у вигляді, як приклад, конічного зубчастого колеса (надалі – конічне зубчасте колесо).

З'єднання працює таким чином. При нерухомому валу 1 конічне зубчасте колесо 3 надівається на робочу поверхню 2 і входить в зубчасте зачеплення з другим конічним зубчастим колесом (на рис. 1 не показано).

При обертанні вала 1 осьова сила F_a , що виникає в зубчастому зачепленні обох конічних зубчастих коліс, зумовлює осьову силу притиску Q

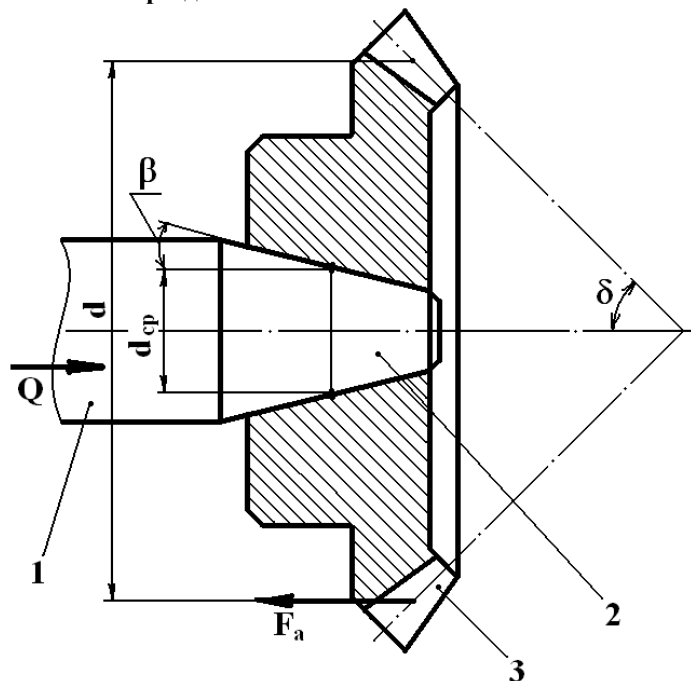


Рис. 1. Безшпонкове з'єднання конічного зубчастого колеса з валом

конічного зубчастого колеса 3 до робочої поверхні 2 валу 1. Сила тертя, що виникає при цьому в зоні контакту робочої поверхні 2 валу 1 з конічним зубчастим колесом 3, забезпечує надійність роботи з'єднання. Підвищення надійності та довговічності роботи з'єднання забезпечується відсутністю на робочій поверхні вала та деталі (конічного зубчастого колеса, як приклад) пазів та інших концентраторів напружень в зоні їх взаємодії.

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

Вибір кута робочої поверхні β зумовлений припущенням, що момент тертя пари робоча поверхня вала – деталь (конічне зубчасте колесо) забезпечує працездатність з'єднання деталі з валом. Враховуючи принцип незалежності дії сил, можемо записати:

$$T_1 + T_2 = kT, \quad (1)$$

де T_1 - момент тертя пари робоча поверхня вала – деталь, зумовлений осьовою силою;
 T_2 - момент тертя пари робоча поверхня вала – деталь, зумовлений радіальною силою;
 k - коефіцієнт надійності з'єднання;
 T - крутний момент, що передається валом деталі (або деталлю валу).
 Згідно з [1]:

$$T_1 = \frac{F_a f d_{cp}}{2 \sin \beta}; \quad (2)$$

$$T_2 = \frac{F f d_{cp}}{2 \cos \beta}, \quad (3)$$

де $F_a = Q$ - осьова сила, що діє на деталь (вал);
 f - коефіцієнт тертя в парі робоча поверхня вала – деталь;
 d_{cp} - середній діаметр конічної робочої поверхні вала;
 β - кут нахилу робочої поверхні;
 F - радіальна сила, що діє на деталь (вал),

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}; \quad (4)$$

F_t – колова сила, що діє на деталь (в зубчастому зачепленні передачі, деталь якої з'єднується з валом);

F_r – радіальна сила, що діє на деталь.

Підставляючи (2), (3) в (1), одержуємо:

$$\frac{F_a f d_{cp}}{2 \sin \beta} + \frac{F f d_{cp}}{2 \cos \beta} = \frac{f d_{cp}}{2} \left(\frac{F_a}{\sin \beta} + \frac{F}{\cos \beta} \right) = kT. \quad (5)$$

Звідки:

$$\frac{F_a}{\sin \beta} + \frac{F}{\cos \beta} = \frac{2kT}{f d_{cp}}. \quad (6)$$

Помноживши кожен член рівняння (6) на $\sin \beta$, одержимо:

$$F_a + F \operatorname{tg} \beta = \frac{2kT \sin \beta}{f d_{cp}}, \quad (7)$$

або

$$\frac{2kT \sin \beta}{f d_{cp}} - F \operatorname{tg} \beta = F_a. \quad (8)$$

Враховуючи, що для забезпечення працездатності з'єднання $\beta < 10^0$ [2], можемо припустити: $\operatorname{tg} \beta \cong \sin \beta$. Тоді рівняння (8) приймає вид:

$$\left(\frac{2kT}{f d_{cp}} - F \right) \sin \beta = F_a. \quad (9)$$

Звідки знаходимо кут β , що забезпечує працездатність запропонованого безшпонкового з'єднання:

$$\beta = \arcsin \frac{F_a}{\frac{2kT}{fd_{cp}} - F}. \quad (10)$$

Для більшості зубчастих передач $F_a \cong F$. Тоді, враховуючи, що $\cos \beta \gg \sin \beta$ ($\beta < 10^0$), можемо прийняти $T_2 = 0$. В цьому випадку рівняння (1) приймає вигляд:

$$T_1 = \frac{F_a f d_{cp}}{2 \sin \beta} = kT. \quad (11)$$

З умови працездатності з'єднання (11) знаходимо:

$$\beta = \arcsin \frac{F_a f d_{cp}}{2kT}. \quad (12)$$

Використання запропонованої конструкції з'єднання деталі з валом в машинобудуванні дозволяє:

- розширити асортимент з'єднань;
- підвищити довговічність роботи з'єднання деталі з валом завдяки усуненню послаблення деталей з'єднання пазами та концентрацій напружень в зоні з'єднання;
- спростити технологію виготовлення з'єднання деталі з валом, оскільки при цьому відпадає потреба в використанні спеціального обладнання для виготовлення елементів з'єднання (шпонкових канавок, шліців та ін.).

Література

1. Піпа Б.Ф. Деталі машин / Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко. – К: КНУТД, 2011. – 358 с.
2. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М.: Высшая школа, 1986.
3. Хомяк О.М. З'єднання деталей машин / О.М. Хомяк, С.О. Ловейкіна. – К: КНУТД, 2002. – 63 с.
4. Хомяк О.М. Передачі / О.М. Хомяк, Б.Ф. Піпа. – К.: КНУТД, 2003. – 167 с.
5. Пат. на корисну модель 45086, Україна. F16B 21/00. З'єднання деталі з валом /Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, А.І. Марченко (Україна). Опубл. 26.10.2009, 2 с.

Надійшла 16.4.2011 р.

УДК 519.85: 658.846

В.В. ВОЙТКО, О.В. ГАВЕНКО
Вінницький національний технічний університет
С.А. ЯРЕМКО
Вінницький торговельно-економічний інститут

ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ПОШУКУ ОПТИМАЛЬНИХ РІШЕНЬ У ПРОЦЕСІ РОЗВ'ЯЗАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАДАЧ

Розроблено автоматизовану систему пошуку оптимальних рішень, яка дозволяє розв'язувати широкий спектр оптимізаційних задач, вхідні дані яких можна подати у вигляді графа. Автоматизована система дозволяє здійснювати пошук оптимальних шляхів у графі з врахуванням як статичних так і динамічних параметрів.

The automated system search for optimal solutions, which allows to solve a wide range of optimization problems whose input data can be represented as a graph. The automated system allows you to search for optimal paths in the graph, taking into account both static and dynamic parameters.

Ключові слова: автоматизована система, граф, оптимальний шлях, оптимальне рішення.

Вступ

Задачі пошуку оптимальних рішень поширені у різних галузях діяльності людини. Часто вони потребують розв'язку в режимі реального часу [1]. Оптимізаційний пошук ускладнюється динамічними умовами формування власних базових параметрів [1]. Тому оперативність виконання пошукових процесів передбачає використання сучасних засобів автоматизації та ефективну реалізацію обраного математичного апарату в системах пошуку оптимальних рішень.

Розв'язок широкого кола оптимізаційних задач можна формалізувати до опису математичної моделі критеріїв оптимальності засобами теорії графів та математичної статистики. Такий підхід дозволяє розглядати питання оптимізації як пошук найкоротших шляхів між вершинами графа з урахуванням фізичного значення його вершин та дуг [2-5].

Сучасні вимоги до якісних характеристик пошукових процесів та часових затрат на їх реалізацію обумовлюють актуальність розробки і впровадження ефективних засобів автоматизованого пошуку оптимальних рішень.

Метою роботи є автоматизація пошукових процесів визначення оптимального шляху з