

АНАЛІЗ СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ КУЛЬКОВОЇ МУФТИ ВІЛЬНОГО ХОДУ ВЕЛОСИПЕДА

Розглянуто теоретичні та експериментальні дослідження нової конструкції кулькової муфти вільного ходу. Для випадку циліндричної форми периферійних кінців пазів визначено максимальні напруження, що виникають в елементах муфти. За допомогою моделювання роботи муфти методами скінченних елементів отримано епюри розподілу напружень у напівмуфтах. Для перевірки результатів виготовлено дослідний зразок муфти і експериментально досліджено його роботоздатність у реальних умовах. Таким чином, досліджено основні навантажувальні параметри муфти та виявлено місця перевантажень робочих поверхонь пазів напівмуфт.

Постановка задачі. Муфти вільного мають широке застосування у різноманітних механізмах і, зокрема у транспортних засобах для автоматичного з'єднання та роз'єднання валів, та слугують для передавання обертового моменту тільки в одному напрямку. На сьогодні в таких випадках здебільшого застосовують роликові муфти вільного ходу. Проте вони мають низку істотних вад, головними з яких є обмежений термін роботи та незначний обертовий момент, оскільки навантаження передається внаслідок тертя. Ці явища ставлять актуальну проблему щодо подальшого вдосконалення механізмів вільного ходу.

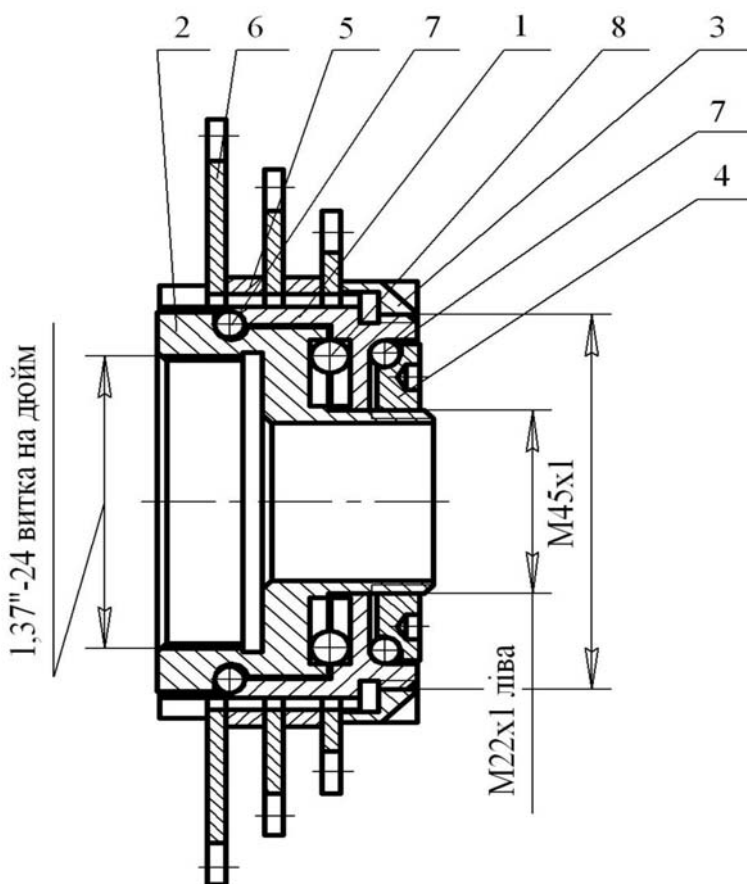


Рис. 1. Кулькова муфта вільного ходу для задньої втулки велосипеда

Основний матеріал. На основі здійснених попередніх досліджень в Національному університеті "Львівська політехніка" розроблено нову конструкцію кулькової муфти вільного ходу для задньої втулки багатошвидкісного велосипеда.

да. Дослідний зразок цієї муфти виготовлено у заводських умовах і досліджено експериментально його роботоздатність в реальних умовах експлуатації.

Запропонована муфта (рис. 1) складається із повідної напівмуфти 1, яка за допомогою шліців з'єднується з зірочками 6 велосипеда веденої напівмуфти 2, що за допомогою нарізі нагвинчується на маточину його заднього колеса; зовнішньої гайки 3, яка притискає зірки та дистанційні кільця 5 до фланця повідної напівмуфти; внутрішньої гайки 4; підшипників кочення зі стандартними кульками 7; з'єднувальних кульок 8, що розміщені одночасно в пазах повідної 1 та веденої 2 напівмуфт і насипного підшипника.

Розглянемо випадок руху велосипеда під гірку з великим ухилом (саме у цьому режимі на муфту будуть діяти максимальні навантаження). Прийmemo такі початкові дані: вага велосипеда з водієм $m=90$ кг, поздовжній ухил дороги $i=30\%$, зовнішній діаметр колеса $d=30"$, коефіцієнт тертя кочення $f=0,02$. Розрахункову схему представлено на рис. 2.

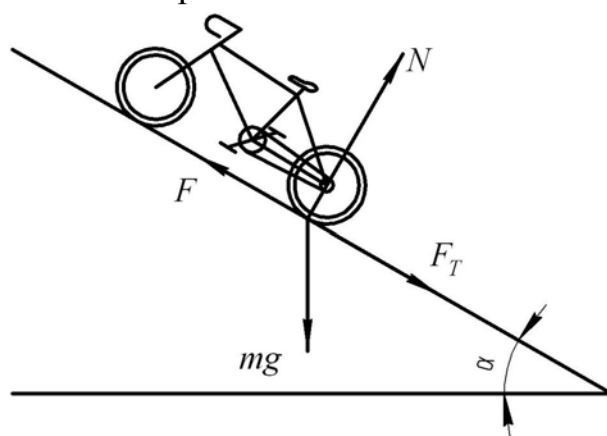


Рис. 2. Схема сил, що діють на велосипед під час руху

З рис. 2 визначаємо тягову силу F

$$F = F_T + mg \cdot \sin \alpha = mg(f \cos \alpha + \sin \alpha) = 90 \cdot 9,81 \cdot (0,02 \cdot \cos 17^\circ + \sin 17^\circ) = 275 \text{ Н},$$

де: α – кут підйому, $\alpha = \arctg i = \arctg 30 = 17$ град.

Обертальний момент на тяговому колесі велосипеда

$$T = F \cdot \frac{d}{2} = 275 \cdot \frac{0,76}{2} = 104,5 \text{ Нм}.$$

Отже, момент, що передається муфтою, становить близько 105 Нм. Колова сила, що діє на кожну кульку у зачепленні:

$$F_k = \frac{T}{R \cdot n} = \frac{105}{17,5 \cdot 10^{-3} \cdot 10} = 600 \text{ Н},$$

де: R – радіус розміщення кульок у муфті, мм; n – кількість кульок у зачепленні. Перевіримо умову міцності кульки на зріз при дії даної колової сили. У випадку, коли контакт йде по лінії, відбувається деформація зсуву, що буде мати місце у поперечному перерізі кульки, яке близьке до центрального. Якщо знехтувати зазором між напівмуфтами, то площа перерізу буде дорівнювати площі центрального перерізу. Тоді площа зрізу дорівнює $S_{зр} = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2$.

Вважаємо, що напруження розподіляються рівномірно по поверхні контакту, тоді умову міцності на зріз визначають за відомою залежністю:

$$\tau_{zp} = \frac{4F_k}{\pi d^2} \leq [\tau_{zp}], \quad (1)$$

де τ_{zp} , $[\tau_{zp}]$ – розрахункове та допустиме дотичні напруження при зрізі.

Розрахункове напруження зрізу знаходимо за формулою (1)

$$\tau_{zp} = \frac{4F_k}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 600}{\pi \cdot 4^2} = 47,7 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження за третьою теорією міцності (теорія найбільших дотичних напружень) визначаємо як $[\tau_{zp}] = 0,5 \cdot \sigma_T = 0,5 \cdot 340 = 170 \text{ МПа.}$

Очевидно, що умова міцності на зріз виконується зі значним коефіцієнтом запасу

$$n_\tau = \frac{[\tau_{zp}]}{\tau_{zp}} = \frac{170}{47,7} = 3,56.$$

Оскільки периферійні кінці пазів напівмуфт мають циліндричну форму, то їх контакт з кулькою здійснюється по лінії. В цьому разі максимальне контактне напруження визначають за формулою Герца і відповідно умову контактної міцності можна записати у вигляді

$$\sigma_H = z_M \sqrt{\frac{q}{2\rho_{36}}} \leq [\sigma_H],$$

де: z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалу деталей, що знаходяться в контакті; $q = \frac{F_t}{l_k}$ – контактний тиск; ρ_{36} – зведений радіус кривизни поверхонь деталей у зоні їхнього контакту; l_k – довжина лінії контакту.

Для випадку сталевих деталей $z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$. Будемо вважати, що радіус кульки і радіус кривизни поверхонь пазів напівмуфт у зоні їх контакту однакові, тобто $\rho_{36} = d/2$, а лінія контакту $l_k = \pi d/2$, де d – діаметр кульки. Тоді остаточно умова контактної міцності набуде вигляду

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T}{\pi R d^2 n}} \leq [\sigma_H], \quad (2),$$

де R – радіус, на якому розміщені кульки; σ_H і $[\sigma_H]$ – розрахункове і допустиме контактні напруження.

За формулою (2) розрахуємо контактні напруження у деталях муфти:

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2 \cdot 105 \cdot 10^3}{\pi \cdot 17,5 \cdot 4^2 \cdot 10}} = 1343 \text{ МПа.}$$

За допомогою програмного продукту Solid Works було спроектовано модель кулькової муфти вільного ходу велосипеда. Моделювання роботи муфти методами скінченних елементів за допомогою Cosmos Works (MSC Adams) дало змогу отримати такі епюри розподілу напружень у напівмуфтах (рис. 3).

Як видно з рис. 3, а, максимальні напруження виникають у зоні контакту кульки з веденою півмуфтою і становлять $\sigma_H = 1366 \text{ МПа}$. При порівнянні результатів моделювання з теоретичними розрахунками відносна похибка є досить малою:

$$\delta = \frac{1366 - 1343}{1366} = 0,0168 = 1,7 \, \%$$

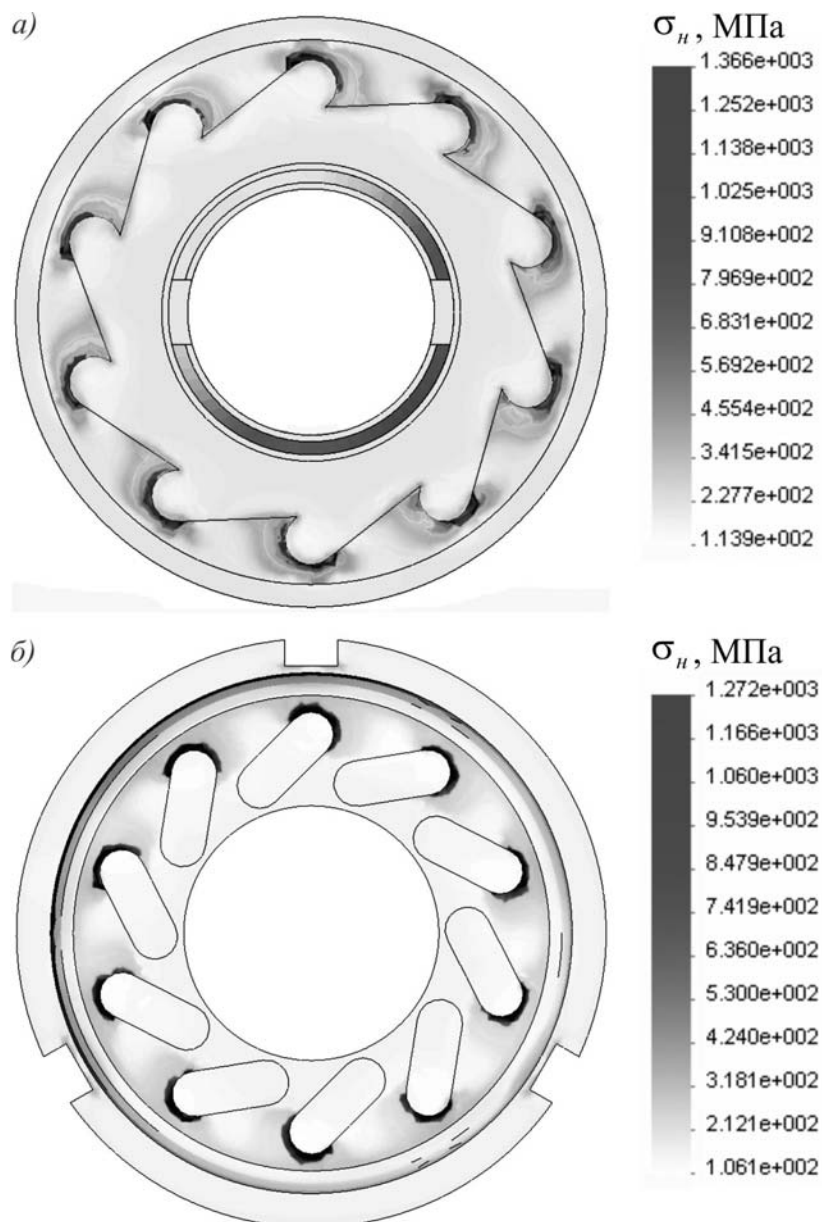


Рис. 3. Епюри розподілу напружень у деталях муфти:
а – ведена напівмуфта, б – повідна напівмуфта

Якщо матеріалом деталей муфти взяти сталь 45 з такими параметрами: модуль пружності $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; границя міцності $\sigma_B = 680$ МПа; границя текучості $\sigma_T = 340$ МПа, то під час порівняння отриманих результатів з допустимими напруженнями видно, що розрахункові напруження значно перевищують як границю текучості, так і границю міцності цього матеріалу: $\sigma_n = 1366$ МПа $>$ $[\sigma_n] = 340$ МПа, у цьому випадку коефіцієнт запасу міцності становить

$$n_\sigma = \frac{[\sigma_n]}{\sigma_n} = \frac{340}{1366} = 0,25.$$

Як бачимо (рис. 3), найбільш навантаженими є периферійні ділянки пазів на повідній і веденій напівмуфтах. Це пов'язано з тим, що у цій зоні виникають максимальні контактні напруження деталей муфти. Для перевірки теоретичних ре-

зультатів виготовлено дослідний зразок цієї кулькової муфти вільного ходу і досліджено експериментально його роботоздатність у реальних умовах експлуатації.

Після здійснених експериментальних досліджень дослідний зразок було розібрано. На рис. 4 зображено повідну та ведену напівмуфти після виконаних експериментальних досліджень. Як видно з рис. 4, внаслідок значних навантажень у робочій зоні виникають місцеві пластичні деформації. З метою виявлення місць перевантажень основні елементи муфти, зокрема напівмуфти, було спеціально виготовлено зі сталі 40Л без будь-якої додаткового оброблення.



Рис. 4. Основні елементи розробленої муфти

Висновки. За результатами кількісного аналізу досліджено основні навантажувальні параметри нової кулькової муфти вільного ходу з експериментальною перевіркою її роботоздатності у реальних умовах експлуатації. За допомогою комп'ютерного моделювання встановлено напруження, що виникають в елементах муфти та місця перевантажень робочих поверхонь пазів напівмуфт.

Виконані розрахунки та отримані результати є вагомим підґрунтям для подальших досліджень нових кулькових муфт вільного ходу, які можуть застосовуватись у різноманітних механічних пристроях.

Література

1. Пат. 66514А Україна, МКИ F16D43/20. Запобіжна муфта / П.М. Гащук, В.В. Малащенко, О.І. Сороківський. Опубл. 17.05.2004. Бюл. № 5.
2. Пат. 77435 Україна, МПК F16D43/00. Запобіжна муфта / П.М. Гащук, В.В. Малащенко, О.І. Сороківський. Опубл. 15.12.2006. Бюл. № 12.
3. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. – Л. : Изд-во "Политехника", 1991. – 383 с.

Сорокинский О.И., Носов Ю.Е. Анализ силовых параметров шариковой муфты свободного хода велосипеда

Рассмотрены теоретические и экспериментальные исследования новой конструкции шариковой муфты свободного хода. Для случая цилиндрической формы периферийных концов пазов определены максимальные напряжения, которые возникают в элементах муфты. С помощью моделирования работы муфты методами конеч-

ных элементов получены эпюры распределения напряжений в полумуфтах. Для проверки результатов изготовлен опытный образец этой шариковой муфты свободного хода и экспериментально исследована его работоспособность в реальных условиях. Таким образом, исследованы основные нагружающие параметры муфты и обнаружены места перегрузок рабочих поверхностей пазов полумуфт.

Sorokiskyi O.I., Nosov Yu.Ye. Analysis of force parameters a bicycle ball overrunning clutch

Theoretical and experimental researches of new construction of ball overrunning clutch are considered. For the case of cylindrical ends of the peripheral grooves defined maximum tension arising in elements of clutch. Using simulation methods of the finite element got a graph of stress distribution in half-clutches. For verification of results the pre-production model of this ball overrunning clutch is made and experimentally probed it working ability in the real terms. Thus, the main loading parameters investigated and found out the places of overloads at workings surfaces of grooves of half-clutches.

УДК 697.92

Аспір. О.І. Дзерин¹ – НУ "Львівська політехніка"

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОПАЛЮВАЛЬНИХ СИСТЕМ СВИНОКОМПЛЕКСІВ

Розглянуто системи опалення, що підтримують необхідний тепловий режим свиногокомплексів, зокрема в цеху для поросят і свиноматки. Врахувавши низку вад, запропоновано систему опалення, в якій внаслідок поєднань різних елементів систем опалення, що забезпечують локальний обігрів, підвищується її ефективність.

Ключові слова: тепловий режим, локальний обігрів.

Постановка проблеми. У цеху для поросят і свиноматки наявні різні температурні режими: зокрема, в зоні розташування поросят є необхідність в підтриманні вищої температури повітря, ніж у місці перебування свиноматки. Для нормального росту і розвитку поросят необхідно здійснювати локальний обігрів. У приміщеннях свиногокомплексів, зокрема в цехах поросят і свиноматки для підтримання теплового режиму можуть бути влаштовані опалювальні системи різних типів.

Як приклад, розглянемо опалювальну припливно-витяжну систему, яка дає змогу одночасно нагрівати та вентилювати приміщення, однак не забезпечує локального нагріву, необхідного для вирощування поросят [1].

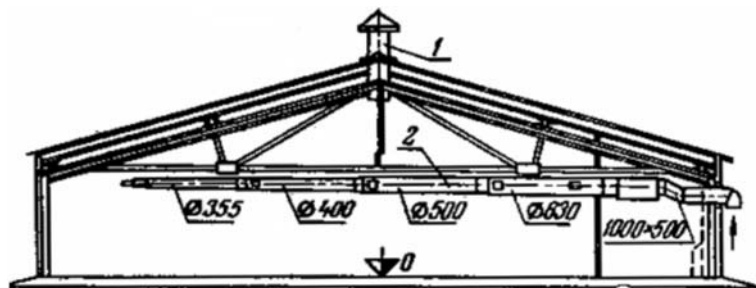


Рис. 1. Повітряна система опалення:

1 – витяжна шахта, 2 – подавальний повітропровід

Локальний нагрів, необхідний для поросят, забезпечують інфрачервоні нагрівачі. Вони можуть бути прямокутної форми (рис. 2), а також у вигляді лам-

¹ Наук. керівник: доц. В.М. Желих, канд. техн. наук – НУ "Львівська політехніка"