

ребра) 80 мм та поздовжнього кута нахилу дороги 4° розраховано значення (розрахунок через громіздкість не наводиться) вертикальних реакцій на ведучих колесах та сила опору руху

$$Z_1 = 49636 \text{ Н}; \quad Z_2 = 48825 \text{ Н}; \quad F_\psi = 22557 \text{ Н}.$$

Значення коефіцієнтів прохідності при коефіцієнтах зчеплення лівого 0,4 та правого 0,2 ведучих коліс становлять:

1) у разі диференціального зв'язку

$$\Pi_\varphi^a = 1 - \frac{F_\psi}{2 Z_2 \varphi_2} = 1 - \frac{22557}{2 \cdot 48225 \cdot 0,2} = -0,169;$$

2) за заблокованого диференціала

$$\Pi_\varphi^b = 1 - \frac{F_\psi}{Z_1 \varphi_1 + Z_2 \varphi_2} = 1 - \frac{22557}{49636 \cdot 0,4 + 48225 \cdot 0,2} = 0,235;$$

3) у разі диференціального зв'язку та імпульсного довантаження колеса, що знаходиться в гірших за зчепленням умовах

$$\Pi_\varphi^b = 1 - \frac{F_\psi}{2 Z_1 \varphi_1} = 1 - \frac{22557}{2 \cdot 49636 \cdot 0,4} = 0,432.$$

Від'ємне значення коефіцієнта прохідності означає неможливість руху автомобіля. За диференціального зв'язку та імпульсного довантаження колеса коефіцієнт прохідності майже вдвічі більший, ніж у разі заблокованого диференціала.

Висновки. Запропоноване імпульсне довантаження колеса у гірших за зчепленням умовах дає змогу нескладними засобами надати автомобілю з простим міжколісним диференціалом додаткових щодо прохідності якостей. Це позитивно вплине на паливну ощадність та довговічність шин.

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
2. Проїкшат А. Шасси автомобиля: Типы приводов / Под ред. Й. Раймпеля. – М.: Машиностроение, 1989. – 232 с.
3. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.

УДК 621.9.048

П.М. Гащук, В.В. Малащенко

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

СИЛОВИЙ АНАЛІЗ КУЛЬКОВОГО ОБМЕЖУВАЧА ОБЕРТАЛЬНОГО МОМЕНТУ

© Гащук П.М., Малащенко В.В., 2006

Розглянуто силову взаємодію між кульками та півмуфтами запатентованого обмежувача обертового моменту з урахуванням сил тертя на робочих поверхнях елементів. Запропоновано аналітичні залежності для проведення силового аналізу подібних пристроїв машинобудування на етапі проектування.

Power co-operation between balls and semi muffs of limitation of twisting moment taking into account forces of friction is considered in the article. Analytical dependences for conducting of power analysis of analogical devices on the stage of planning are offered.

Постановка проблеми. Виконання складальних операцій та демонтажних робіт під час ремонту машин та механізмів стає ефективнішим із застосуванням засобів механізації та автомати-

зації. Це насамперед стосується різьбових з'єднань, які є достатньо поширеними в техніці та часто вимагають певного зусилля затягування під час складання [1, 5, 6]. Тому питання механізації цих операцій є актуальними та вимагають розробки нових пристосувань.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Метою роботи є дослідження силової взаємодії між основними елементами розробленого та запатентованого обмежувача обертального моменту [10]. Принципова його схема базується на відомих конструктивних виконаннях обгінних муфт [3, 4, 7, 9] з урахуванням стандартної термінології [2]. Одну із конструкцій запатентованого обмежувача обертального моменту наведено на рис. 1 [11]. Обмежувач складається із двох півмуфт, кульок, пружини, корпуса та притискного кільця.

Постановка задачі. У роботі [11] визначено силові співвідношення між кульками та пазами півмуфт без урахування сил тертя на їхніх робочих поверхнях. Отримані результати є підґрунтям і для розв'язування цієї задачі.

Розроблений пристрій може працювати зі звичайним електродрилем та з різноманітним змінним інструментом (ключами та викрутками).

Основний матеріал. Для обґрунтування раціональних геометричних параметрів необхідно визначити силову взаємодію між основними елементами обмежувача. Із рис.1 очевидно, що зусилля між кульками та робочими поверхнями пазів є змінними та залежать від взаємного їхнього розташування.

Тому тут розглядаються положення I, II, і III (рис. 1), де F_t – колова сила; N – нормальне навантаження кульки; λ_2 і λ_3 – осьові деформації пружини; d – діаметр кульки; α – кут нахилу пазів.

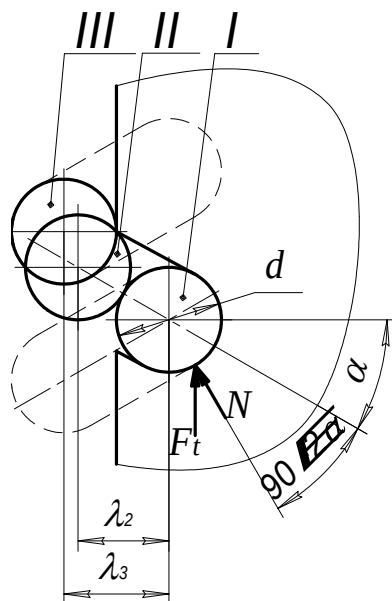


Рис. 1. Характерні положення кульки:
I – робоче; II – проміжне; III – початок неробочого стану

У першому положенні кулька може знаходитися у рівновазі під дією сил тертя F_{T1} і нормального тиску N_1 (рис. 2, а)

$$N_1 \cos(90^\circ - \alpha) - F_{T1} \cos \alpha = 0; \quad (1)$$

Рівняння (1) справедливе лише за умови, що глибина паза веденої півмуфти є меншою за діаметр кульки. Воно дозволяє підтвердити відоме положення механіки, що $\alpha_{\min} = \rho$, де ρ – кут тертя.

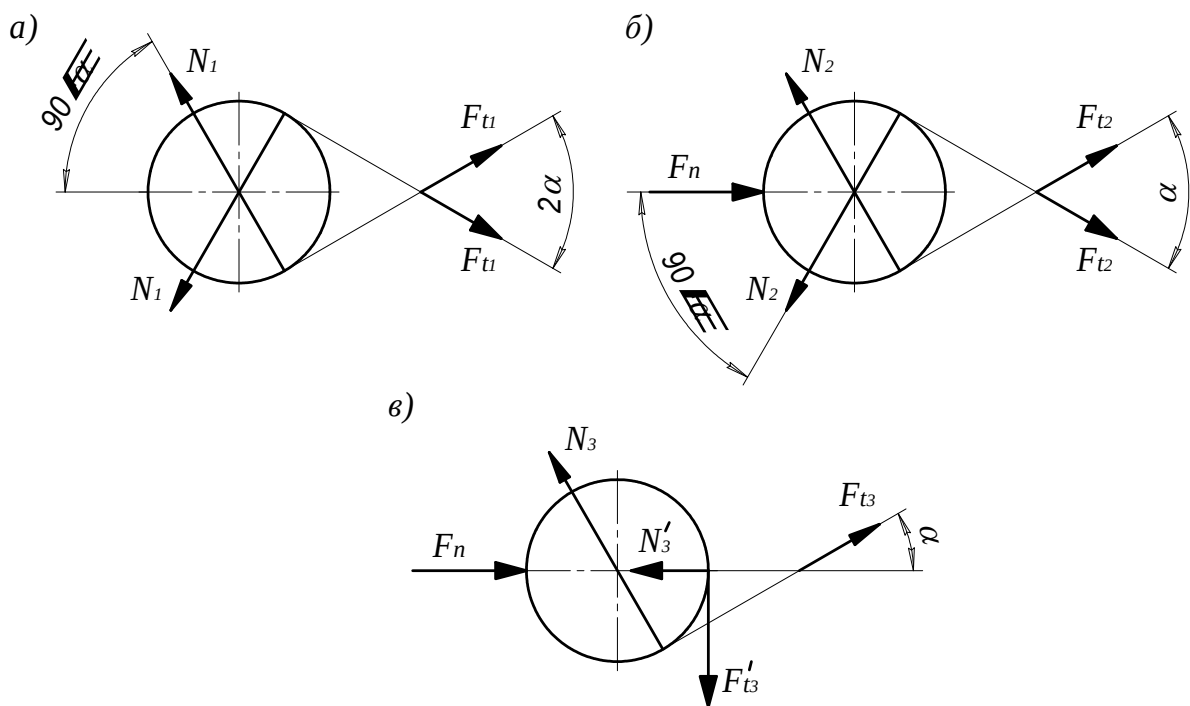


Рис. 2. Сили, що діють на кульку:
а, б, в – відповідно у I, II, і III положеннях

Для рис. 2, б умову руху кульки вздовж пазів вліво маємо

$$2N_2 \sin \alpha > F_n + 2F_{T2} \cos \alpha, \quad (2)$$

де F_n – сила пружини.

Із (2) після простих перетворень отримано залежність для визначення необхідної колової сили у проміжному положенні кульки у вигляді

$$F_t > \frac{F_n}{2(\operatorname{tg} \alpha - f)}, \quad (3)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання.

Силова взаємодія кульки з пазом ведучої півмуфти та торцевою поверхнею веденої уможливіє визначення максимальної колової сили. Тобто із рис. 2, в маємо таку залежність

$$N_3 \cos \alpha + F_{T3} \sin \alpha > F'_{T3}, \quad (4)$$

або максимальна колова сила має бути

$$F_{t \max} > \frac{F_{n \max} f}{(\cos 2\alpha + f \sin \alpha)},$$

а максимальний момент затягування гайки

$$T_{\max} > \frac{F_{n \max} f D}{2(\cos 2\alpha + f \sin \alpha)}, \quad (5)$$

де D – діаметр кола центрів кульок.

З урахуванням того, що

$$F_{n \max} = \frac{G d_n^4 \lambda_3}{8 D_n^3 i_p},$$

де G – модуль пружності другого роду; d_n, D_n – діаметри дроту та пружини; λ_3, i_p – осьова деформація та кількість робочих витків пружини, рівняння (5) остаточно має вигляд

$$T_{\max} = \frac{k_n G d_n^4 \lambda_3 f D}{16 D_n^3 i_p (\cos 2\alpha + f \sin \alpha)}. \quad (6)$$

Висновки. Одержана формула (6) уможливило проведення кількісного аналізу стосовно визначення зусиль і часу вимикання пристосування та автоматичного затягування різьбового з'єднання до певного стану.

Результати проведених досліджень є підґрунтям для розробки виробничого зразка обмежувача обертового моменту для механізації складальних операцій і демонтажу різьбових з'єднань різноманітних механізмів галузі машинобудування.

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – М.: Машиностроение, 1979. – 1982. 2. ДСТУ 2278 – 93. Муфти механічні. Терміни та визначення. 3. А. с. 1698520, МКИ F 16D41/ 06. Обгонная муфта / В.Г. Рябов, В.А. Малащенко. – 1991. – Бюл. № 46. 4. А. с. 1791642, МКИ F 16D41 / 06. Обгонная муфта / В.А. Малащенко, С.Г. Калинин, П.Я. Петренко. – 1990. – Бюл. № 4. 5. Малащенко В.О., Павлице В.Т. Проектування механічних муфт. – Львів, 2001. – 40 с. 6. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Львів, Афіша, 2003. – 560 с. 7. Пат. України № 45667 А. Обгінна муфта / В.О. Малащенко, В.Т. Павлице, П.Я. Петренко, О.І. Сороківський. – 2002. – Бюл. № 4. 8. Пат. України № 32809 А. Обгінна муфта / В.О. Малащенко, П.Я. Петренко, О.І. Сороківський. – 1999. – Бюл. № 8. 9. Пат. України № 28884 А. Кулькова муфта / В.О. Малащенко, О.І. Сороківський. – 1999. – Бюл. № 8. 10. Пат. України № 66514 А. Запобіжна муфта / П.М. Гащук, В.В. Малащенко, О.І. Сороківський. – 2004. – Бюл. № 5. 11. Гащук П.М., Малащенко В.В. Обґрунтування основних параметрів кульових муфт вільного ходу // Підйомно-транспортної техніки. – 2005. – № 4.