

ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫЕ МАШИНЫ

УДК 621.825.5

ОЦІНКА ВПЛИВУ ТЕРТЯ НА СИЛОВУ ХАРАКТЕРИСТИКУ КУЛЬКОВИХ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ

**В.О. Малащенко, професор, д.т.н., В.В. Малащенко, асистент, к.т.н.,
Національний університет «Львівська політехніка»,
О.В. Щербак, доцент, к.т.н., ХНАДУ**

Анотація. Проведено аналітичні дослідження впливу тертя на величини моменту вимикання нової запобіжної муфти з кількісним аналізом рівнів його залежності від конструктивних чинників. Отримані практичні результати наведено у вигляді математичних виразів, таблиць і графіків.

Ключові слова: кулькові запобіжні муфти, тертя в муфтах.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТРЕНИЯ НА СИЛОВУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ ШАРИКОВЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

**В.А. Малащенко, профессор, д.т.н., В.В. Малащенко, ассистент, к.т.н.,
Национальный университет «Львовская политехника»,
О.В. Щербак, доцент, к.т.н., ХНАДУ**

Аннотация. Проведены аналитические исследования влияния трения на величины моментов выключения новой предохранительной муфты с количественным анализом уровней его зависимости от конструктивных параметров. Полученные практические результаты приведены в виде математических выражений, таблиц и графиков.

Ключевые слова: шариковые предохранительные муфты, трение в муфтах.

ASSESSMENT OF FRICTION IMPACT ON FORCE CHARACTERISTICS OF BALL SAFETY CLUTCHES OF MECHANICAL DRIVES

**V. Malashenko, Professor, Doctor of Engineering Science, V. Malashenko, assistant,
Candidate of Engineering Science, National University «Lviv Polytechnic»,
O. Sherbak, Associate Professor, Candidate of Engineering Science, KhNAHU**

Abstract. Analytical researches of friction influence on the values of the moment of including a new preventive with the quantitative analysis of its dependence levels on structural factors are conducted. The clutch practical results obtained are presented as mathematical expressions, tables and charts.

Key words: ball overload clutches, friction clutches.

Вступ

Для полегшення виконання монтажних-демонтажних операцій під час проведення ремонтних робіт над механізмами різномані-

тних транспортних засобів застосовуються відповідні пристрої. Особливе місце тут займають операції з нарізевими з'єднаннями, які часто вимагають точної величини сили попереднього затягування, яка створюється прикладанням потрібного обертового руху

однієї деталі механізму відносно іншої нерухомої. Це має місце, наприклад, під час затягування гайок нарізевих з'єднань до регламентованого рівня, коли традиційно застосовують так звані динамометричні ключі. Точність виконання цього процесу суттєво залежить від людського фактора та властивостей інструменту, який з часом може змінювати свою характеристику. Такі чинники приводять до зниження якісного рівня складання машин при їх виготовленні чи виконання монтажно-демонтажних операцій під час проведення ремонтних робіт над різноманітними механізмами з такими функціями.

Аналіз публікацій

В існуючих літературних джерелах часто наголошується на тому, що існує цілком конкретна й важлива технічна проблема з підвищення якості виконання монтажно-демонтажних операцій під час проведення ремонтних робіт [1–4]. Така технічна проблема сприяла розробці нових технічних засобів цього напрямку [5–8] та викликала необхідність проведення відповідних досліджень основних їхніх експлуатаційних показників.

Мета і постановка задачі

Мета даної статті полягає у проведенні необхідних теоретичних досліджень з уточнення величини обертового моменту, що прикладається до інструменту, за рахунок точнішого визначення його частки, яка додається внаслідок виникнення тертя між кульками та боковими робочими поверхнями пазів півмуфт. Це необхідно знати для розробки способу автоматичного регулювання величини обертового моменту з урахуванням наявного тертя, застосовуючи спеціальні гайковерти, що істотно скорочує час виконання складальних операцій, підвищує точність процесу затягування гайок завдяки цілковитому усуненню прояву людського чинника та дозволяє легко регулювати величину сили затягування нарізевих з'єднань різноманітних машин та механізмів.

Теоретичні дослідження обертового моменту

Поставленої мети можна досягти застосовуючи у будові гайковерта розроблені та запа-

тентовані нові конструкції запобіжних муфт одnobічної та двобічної дії [9, 11]. Такі запобіжні муфти функціонують за принципом кулькових обгінних муфт. Вони є простими та дозволяють легко синтезувати гайковерти з наперед заданими характеристиками і тим самим розв'язати вельми актуальну проблему машинобудування.

Однак для точнішого створення потрібного за технологічним процесом зусилля попереднього затягування гайки нарізевого з'єднання потрібно точно окреслити значення пружної сили пружини самого пристрою. А для цього і необхідно врахувати тертя між поверхнями контактуючих деталей і оцінити ступінь його впливу на момент вимикання гайковерта.

Конструкції запропонованих гайковертів наведено в роботах [9–11], тому повторювати їх немає потреби. Крім того, на основі розрахункових схем [11] можна записати моменти вимикання пристрою без урахування тертя у робочій зоні

$$T = K_i \frac{GD_0 d_d^4}{32D^3 i_p} \frac{2l_0 + (1 + \sin \alpha) d}{2 \operatorname{tg} \alpha}; \quad (1)$$

і з урахуванням тертя

$$T_p = K_i \frac{GD_0 d_d^4}{32D^3 i_p} \frac{2l_0 + (1 + \sin \alpha) d}{2 \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \alpha}}, \quad (2)$$

де T і T_p – моменти, за яких вимикається запобіжна муфта гайковерта; K_i – коефіцієнт нерівномірності навантажень кульок; G – модуль пружності другого роду; D_0 – діаметр кола центрів кульок; d_d – діаметр дроту пружини; l_0 – переміщення кульки паралельно осі муфти; D – діаметр пружини; i_p – кількість її робочих витків; μ – коефіцієнт тертя; α – кут нахилу пазів півмуфт; d – діаметр кульки. Тепер якщо поділити вираз (2) на (1) і виконати прості скорочення, то дістанемо

$$\frac{T_p}{T} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \alpha}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}. \quad (3)$$

Із виразу (3) очевидно, що за будь-яких значень кута нахилу α і кута тертя ρ відношення моментів вимикання муфти завжди буде більшим за одиницю. Це підтверджує

достовірність існування проблеми більш точного визначення значень цих параметрів. Зрозуміло, довести тільки те, що шукані величини є більшими за одиницю, зовсім недостатньо. Потрібно установити їх значення для того, щоб можна було говорити про рівень зростання обертального моменту внаслідок урахування тертя у муфті. Тим більше, що за технологічним процесом запобіжна муфта може мати вельми різні значення кута α , матеріал, умови експлуатації тощо.

Результати кількісного аналізу більш характерних випадків наведено в табл. 1 і на рис. 1.

Таблиця 1 Рівень впливу тертя на момент вимикання муфти

α , град		T_p/T					
		10	20	30	40	50	60
μ	0,010	1,061	1,032	1,023	1,020	1,020	1,023
	0,025	1,170	1,083	1,060	1,052	1,052	1,059
	0,050	1,407	1,180	1,126	1,108	1,106	1,119
	0,075	1,763	1,294	1,199	1,167	1,163	1,181
	0,100	2,356	1,430	1,280	1,231	1,222	1,246

На процес тертя, тобто на силову взаємодію, істотно впливає кутова орієнтація пазів півмуфт, яка приводить до зміни напрямків дії

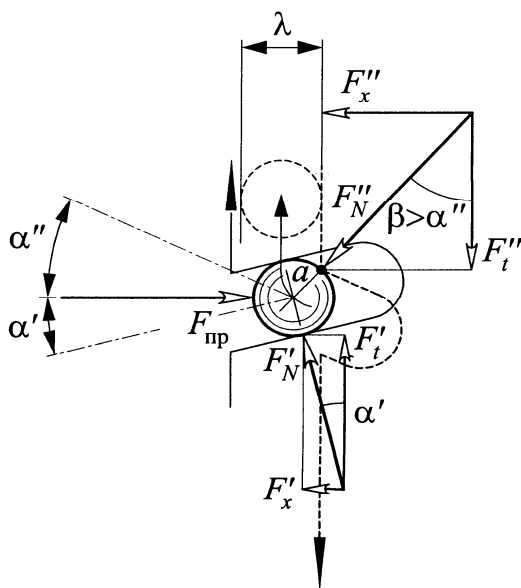


Рис. 2. Силова взаємодія між кулькою і поверхнями пазів півмуфт

сил, що виникають між елементами муфти у робочій зоні.

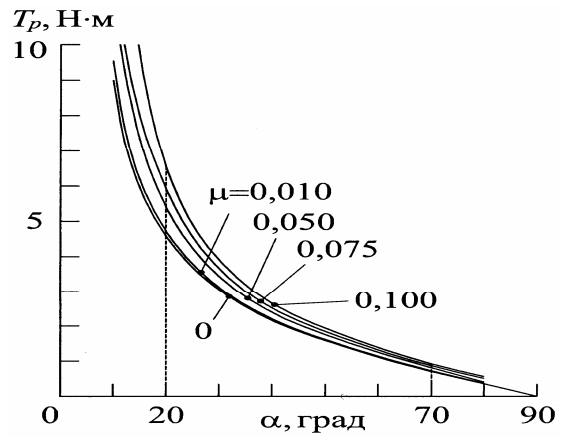


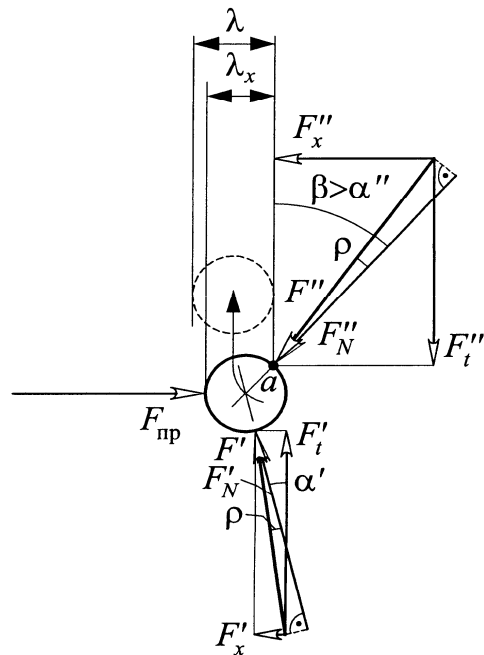
Рис. 1. Характеристики запобіжної муфти

Для проведення якісного аналізу цих залежностей зручно використати рис. 2.

Використовуючи вираз (2) і позначаючи

$$k_p = K_i \frac{GD_0 d_d^4}{32 D^3 i_p}$$

перша похідна максимального моменту по куту нахилу пазів матиме вигляд



$$\begin{aligned} \frac{\partial T_p}{\partial \alpha} &= \\ &= k_p \frac{\cos \alpha d \cos^2(\alpha - \rho) \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - (2l_0 + (1 + \sin \alpha) d)}{2 \sin^2(\alpha - \rho)} = \\ &= -k_p \frac{2l_0 + (1 + \sin^3(\alpha - \rho)) d}{2 \sin^2(\alpha - \rho)} < 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Подібний вплив має параметр α' на величину обертового моменту T_p , тобто

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_p}{\partial \alpha'} &= \\ &= -k_p \frac{2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d}{\cos^2(\alpha' - \rho) (\operatorname{tg}(\alpha' - \rho) + \operatorname{tg}(\alpha'' - \rho))^2} < 0. \end{aligned} \quad (5)$$

А для визначення характеру впливу кутового параметра α'' можна записати

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_p}{\partial \alpha'' k_p} &= \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha' - \rho) + \operatorname{tg}(\alpha'' - \rho)} \times \\ &\times \left(d \cos \alpha'' - \frac{T_p}{k_p} \frac{1}{\cos^2(\alpha'' - \rho)} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

Тут характер впливу α'' на T_p не очевидний, тому потрібно обрати конкретний напрям обертового моменту так, щоб дістати умову $T_p / k_p > 0$, тобто зважаючи на те, що завжди $2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d > 0$, що вимагає умову $\operatorname{tg}(\alpha' - \rho) + \operatorname{tg}(\alpha'' - \rho) > 0$. Отже знак похідної $\partial(T_p / k_p) / \partial \alpha''$ має збігатися зі знаком величини

$$d \cos \alpha'' \cos^2(\alpha'' - \rho) - \frac{T_p}{k_p}.$$

За умови $l_0 = 0$ можна визначити нерегульовану складову (частину) обертового моменту, що передається запобіжною муфтою, у такому вигляді

$$\begin{aligned} T_{\text{пр}} &= k_p \frac{(1 + \sin \alpha'') d}{\operatorname{tg} \alpha' - \mu + \frac{\operatorname{tg} \alpha'' - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \alpha'}} = \\ &= k_p \frac{(1 + \sin \alpha'') d}{\operatorname{tg}(\alpha' - \rho) + \operatorname{tg}(\alpha'' - \rho)}. \end{aligned} \quad (7)$$

Перевірку особливостей впливу цих параметрів на навантажувальні властивості запобіжної муфти виконано на конкретних прикладах (не вдаючись до детальних аналітичних засобів). Розглянуто муфту з такими параметрами: діаметр, на якому розташовані центри кульок – $D_0 = 50$ мм; діаметр кульок – $d = 10$ мм; діаметр дроту пружини – $d_d = 4,5$ мм; середній діаметр пружини – $D = 45$ мм; кількість робочих витків пружини – $i_p = 5$; кут орієнтування пазів у тяговій півмуфті – $\alpha' = 45,5$ град; кут тертя – $\rho = 0,5$ град (коефіцієнт тертя – $\mu = 0,0087$); коефіцієнт жорсткості пружини – $k_p = 100$ Н.

Надаючи різних значень конструкційному параметру α'' , що визначає орієнтацію пазів у тяжкій півмуфті, і регульовальному параметру l_0 , що вимірює попереднє затягування натискної пружини, проведено кількісний аналіз, результати якого наведено в табл. 2. Звісно, у разі $l_0 = 0$ мова йде про нерегульовану складову обертового моменту.

В даному випадку чітко простежується суто монотонно спадна залежність величини T_p від параметра α'' . Проте величина нерегульованої складової обертового моменту майже не чутлива до зміни параметра α'' , допоки справджується умова $-20 \leq \alpha'' \leq 30$ град.

Таблиця 2 Рівень можливості конструкційного та регульовального впливу на момент вимикання запобіжної муфти

α'' , град		-40	-20	0	20	40	60	80	90
T_p , Н·м	$l_0 = 0$ мм	2,448	1,051	1,009	0,991	0,900	0,692	0,310	0,017
	10	16,154	4,245	3,026	2,468	1,997	1,433	0,623	0,035
	20	29,860	7,439	5,044	3,945	3,093	2,174	0,936	0,052

Залежність величини T_p від параметра α'' наведено на рис. 3, де видно, що її крутизна $T_p = T_p(\alpha'')$ помітно зростає зі збільшенням параметра l_0 . Більше того, побудована залежність $T_p = T_p(\alpha'')$ обов'язково є помітно крутою в околах більших за модулем значень α'' (від'ємних і додатних). Причому кращими випадками будуть такі, в яких $\alpha'' = 0$ чи $\alpha'' = \alpha'$. Саме в цих випадках є широкі можливості калібрування бажаних навантажувальних властивостей муфт за рахунок відповідного добору параметрів притискної пружини (середнього її діаметра), діаметра дроту, кількості робочих витків, попереднього стиснення пружини тощо.

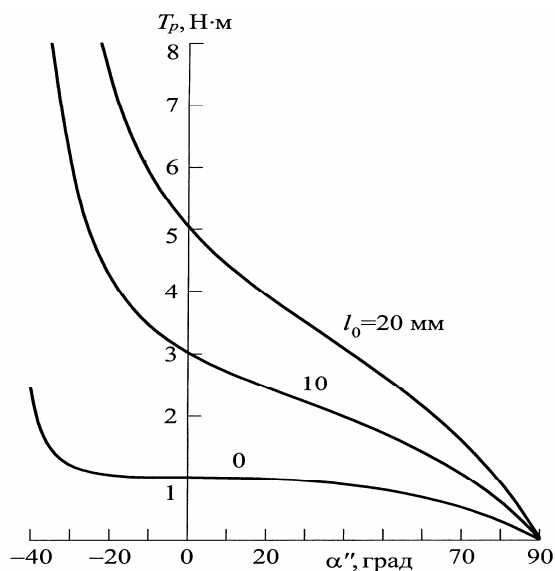


Рис. 3. Вплив орієнтації пазів тяжкої півмуфти на навантажувальні властивості запобіжної муфти

Формально можна говорити, що тертя в муфті провокує небажане зростання робочого обертового моменту, але для запобіжної муфти воно сприяє зменшенню параметрів натискної пружини. Це пояснюється тим, що тертя «допомагає» пружині довше утримувати кульку у стані зачеплення її з боковими поверхнями тяжкої півмуфти. Таке явище засвідчує умова

$$\frac{\partial T_p}{\partial \rho} = (2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d) \left(\frac{1}{\cos^2(\alpha' - \rho)} + \frac{1}{\cos^2(\alpha'' - \rho)} \right) > 0. \quad (8)$$

Для визначення інтенсивності реагування муфти на зміну параметра l_0 , яка має теоретично компенсувати прояв тертя, записується перша похідна максимального моменту за цим параметром у вигляді

$$k_T = \frac{\partial T_p}{\partial l_0} = 2 > 0, \quad (9)$$

а перша похідна параметра l_0 по куту тертя в такому разі буде

$$k_p = \frac{\partial l_0}{\partial \rho} = - \frac{\frac{\partial T_p}{\partial \rho}}{\frac{\partial T_p}{\partial l_0}} = - \frac{(2l_0 + (1 + \sin \alpha'') d) \left(\frac{1}{\cos^2(\alpha' - \rho)} + \frac{1}{\cos^2(\alpha'' - \rho)} \right)}{2(\operatorname{tg}(\alpha' - \rho) + \operatorname{tg}(\alpha'' - \rho))} = - \frac{1}{2} \frac{T_p}{k_p} \left(\frac{1}{\cos^2(\alpha' - \rho)} + \frac{1}{\cos^2(\alpha'' - \rho)} \right) < 0. \quad (10)$$

Для спрощення виразу (10) можна обмежитися його границею, тобто

$$k_{p0} = \lim_{\rho \rightarrow 0} k_p = - \frac{1}{2} \frac{T_p}{k_p} \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha'} + \frac{1}{\cos^2 \alpha''} \right) < 0. \quad (11)$$

Отриманий важливий вираз для оцінки рівня впливу тертя на експлуатаційні показники, приміром, гайковертів під час попереднього затягування нарізевих з'єднань, можна назвати коефіцієнтом чутливості муфти до «компенсації» тертя.

Висновки

Виконано якісний і кількісний аналізи з метою оцінювання рівня впливу тертя на експлуатаційні характеристики кулькових запо-

біжних муфт, які передають обертальний момент за принципом зачеплення кульок з боковими поверхнями пазів півмуфт.

Оцінено рівні впливу кутів нахилу пазів півмуфт до твірної циліндричної їх поверхні на величину моменту вимикання муфти, що дає змогу обрати раціональніші параметри притискної пружини і самої муфти для різноманітних пристроїв, які застосовуються у машинобудуванні для обмеження чи регулювання обертальних моментів.

Література

1. Автомобільний справочник / пер. с англ. – 2-е изд., переработ. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ». За рулем, 2004. – 992 с.
2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків / В.О. Малащенко. – Л.: НУ ЛП, 2006. – 196 с.
3. Пилипенко М.Н. Механизмы свободного хода / М.Н. Пилипенко. – М.: Машиностроение, 1966. – 288 с.
4. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. – Л.: Политехника, 1991. – 383 с.
5. Малащенко В.В. Підвищення ефективності роботи механізмів вільного ходу застосуванням кулькових муфт: дис. канд. техн. наук: 05.05.02 / В.В. Малащенко, . – Львів, 2010. – 146 с.
6. Патент № 66514А Україна, МПК (2006) F16D43/00. Запобіжна муфта / П.М. Гащук, В.В. Малащенко, О.І. Сороківський; заявник П.М. Гащук, В.В. Малащенко, О.І. Сороківський, патентовласник НУ «Львівська Політехніка». – № 20030 76178; заявл. 03.07.2003, опубл. 17.05.2004, Бюл. №5.
7. Патент № 77435 Україна, МПК (2006) F16D43/00. Запобіжна муфта / П.М. Гащук, В.В. Малащенко, О.І. Сороківський; заявник П.М. Гащук, В.В. Малащенко, О.І. Сороківський, патентовласник НУ «Львівська Політехніка». – №2004032210; заявл. 25.03.2004, опубл. 17.10.2005, Бюл. №12.
8. Патент № 30362 Україна, МПК (2006) F16D41/00. Обгінна муфта / В.В. Малащенко; заявн. В.В. Малащенко, патентовласник НУ «Львівська Політехніка». – №U200711638; заявл. 22.10.2007, опубл. 25.02.2008, Бюл. № 4.
9. Патент № 53354А Україна, МПК (2006) F16D41/00. Обгінна муфта / Куновський Г.П., Кравець І.С., Малащенко В.О., Сороківський О.І.; заявн. Куновський Г.П., Кравець І.С., Малащенко В.О., Сороківський О.І., патентовласник НУ «Львівська Політехніка». – №2002053740; заявл. 07.05.2002, опубл. 15.01.2003, Бюл. № 1.
10. Патент № 64104 Україна, МПК (2011.01) F16D43/00. Запобіжна муфта / Малащенко В.О., Малащенко В.В.; заявник Малащенко В.О., Малащенко В.В., патентовласник НУ «Львівська Політехніка». – №U201104829; заявл. 19.04.2011, опубл. 25.01.2011, Бюл. №20.
11. Гащук П.М. Аналіз залежності обертального моменту від конструктивних параметрів запобіжних муфт. Динаміка, міцність та проектування машин і приладів / П.М. Гащук, В.В. Малащенко // Вісник Національного університету «Львівська політехніка» – 2010. – № 678. – С. 20–25.

Рецензент: Є.С. Венцель, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 25 жовтня 2012 р.