

В. О. ПРОЦЕНКО, В. О. МАЛАЩЕНКО

КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВІ ПАРАМЕТРИ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КУЛЬКОВОЇ ОБГІННО-ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ З МОДИФІКОВАНИМИ ПАЗАМИ

У статті досліджено силову взаємодію елементів кулькової обгінно-запобіжної муфти з нахилом бічних сторін пазів до радіуса при спрацьовуванні запобіжної частини. За рахунок аналізу силової взаємодії елементів муфти отримано вирази для обчислення навантаження її деталей, характерних моментів муфти – номінального, початку та кінця спрацьовування. Отримано також співвідношення для визначення основних експлуатаційних показників – коефіцієнтів точності, чутливості, а також перевищення номінального моменту. Проаналізовано вплив конструктивних параметрів на експлуатаційні показники муфти при роботі в режимі перевантаження. Показано, що у високонавантажених та швидкохідних приводах слід встановлювати муфти з нахиленими до радіуса бічними сторонами пазів. Така модифікація пазів забезпечує: контакт кульок з плоскими поверхнями пазів незалежно від точності виготовлення деталей муфти і зазорів між ними; можливість одночасно з високою навантажувальною здатністю забезпечити вищу точність спрацьовування і нижчі крутильні навантаження при спрацьовуванні запобіжної частини; зменшення прояву тертя при роботі на великих частотах обертання. Отримано значимі для практики конструювання муфт співвідношення для виконання проектувальних та перевіркових розрахунків деталей цих пристроїв.

Ключові слова: муфта, момент, перевантаження, зачеплення, напруження, точність спрацьовування, контактна міцність, експлуатаційні характеристики

V. PROTSENKO, V. MALASHCHENKO

DESIGN PARAMETERS AND OPERATION CHARACTERISTICS OF BALL-TYPE SAFETY-OVERRUNNING CLUTCH WITH MODIFIED GROOVES

The article investigates the force interaction of the elements and operation characteristics of a ball-type safety-overrunning clutch with modified semi-clutch grooves. Grooves modification provided through grooves sides to the semi-couplings radius inclination. Through balls with other clutch parts force interaction consideration, taking into account inertia and friction forces, obtained expressions for calculating of clutch parts loadings, main moments of the clutch: rating, operation beginning and ending. Those make possibility to evaluate main clutch operation characteristics - coefficients of accuracy, sensitivity, and rating torque exceeding. Influence of main design parameters on clutch operation characteristics is studied. Particularly it is shown that grooves to clutch axle inclination angle exerts a great influence on parts load and clutch operation characteristics in overload mode. It is shown that in highly loaded high-speed drives it is advisable to install clutches with inclined to the radius grooves sides. It is shown that from the point of view of increasing clutch operation characteristics, it is more advantageous to make the grooves at smaller angles to the clutch axle. It is established that characteristics of clutch with inclined to the radius grooves sides are not very sensitive to changes in operation rotating frequency. Reducing the balls diameter makes a positive effect on the clutch operation characteristics in overload mode through inertia and friction forces impact decreasing and reducing contact stresses in balls with grooves contact zone. Practically significant ratios for the design and verification calculations of presented clutch parts loads and stresses are obtained. Presented results are useful for engineers dealing with mechanical driving design.

Keywords: clutch, torque, overload, gearing, stress, operation accuracy, contact strength, operation characteristics

Вступ. Сучасні машини працюють при високих швидкостях та робочих навантаженнях, частих змінах режимів роботи та піддаються перевантаженням [1, 2]. В таких умовах розроблення нових пристроїв для забезпечення вільного ходу, зміни швидкості та захисту від перевантажень, що здатні при високій несівній здатності та стабільності характеристик забезпечувати ефективний їх захист, є актуальним завданням.

Аналіз сучасних досліджень та публікацій. Мета і завдання роботи. Механізми вільного ходу знаходять застосування у багатьох розробках, зокрема, транспортних засобах, їх двигунах та трансмісіях [3–7]. Поширені на сьогодні пристрої роликowego типу, засновані на передачі навантаження за рахунок тертя, характеризуються відомим рядом суттєвих недоліків, пов'язаних саме з принципом передачі навантаження, яких не вдається цілком уникнути частковою модифікацією їх конструкції [8].

Обгінно-запобіжні муфти часто будуються на основі таких муфт безпосереднім приєднанням до них запобіжних муфт послідовно [9, 10], що, без зміни принципу дії, не зменшує кількість недоліків, а додає їх. Новий принцип роботи муфт вільного ходу реалізовано у кулькових муфтах, що працюють за рахунок зачеплення [11]. На основі таких обгінних муфт авторами розроблено і досліджено обгінно-запобіжні муфти, де обгінна і запобіжна частини є взаємно інтегрованими [12–14]. У таких муфтах бічні поверхні па-

зів для кульок виконані паралельними до радіусів півмуфт, що проведені через центри кульок. За такої конструкції можливий кромковий контакт пазів із кульками в залежності від величини зазорів між деталями, що різко збільшує контактні навантаження деталей муфти. Доведено [15], що з метою унеможливлення такого явища пази доцільно модифікувати, забезпечуючи нахил їх бічних поверхонь під кутом β до радіуса (рис. 1 та рис. 2).

Метою даної роботи є виконання оцінки навантажувальної здатності та експлуатаційних характеристик кулькової обгінно-запобіжної муфти з модифікованими за рахунок нахилу до радіуса півмуфт бічними сторонами пазів для кульок [16].

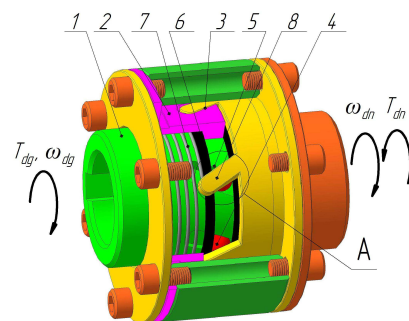


Рисунок 1 – Схема кулькової обгінно-запобіжної муфти

© В. О. Проценко, В. О. Малащенко, 2022

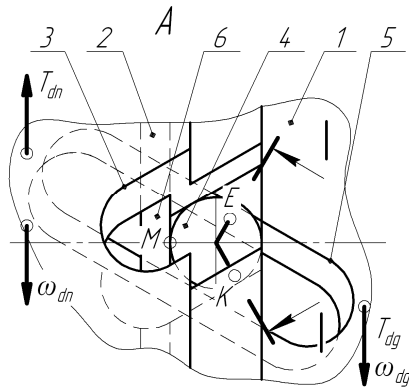


Рисунок 2 – Схема контакту кульки з деталями муфти (вид А за рис. 1)

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні завдання:

- отримати вирази для обчислення навантажень деталей муфти та номінального моменту, який вона здатна передати;
- отримати вирази для мінімального та максимального моменту початку спрацьовування муфти та максимального моменту її спрацьовування у запобіжному режимі;
- виконати оцінку основних експлуатаційних характеристик муфти при роботі в запобіжному режимі – коефіцієнтів точності, чутливості та перевищення номінального моменту;
- вивчити вплив конструктивних та експлуатаційних параметрів на вказані характеристики муфти;
- намітити сфери раціонального використання запропонованих муфт.

Виклад основного матеріалу. При вирішенні поставлених задач використовуватимемо наступні припущення:

- кути нахилу протилежно направлених пазів 3 і 5 до осі муфти у ведучій та веденій півмуфтах однакові між собою по модулю і дорівнюють α ;
- деформації елементів муфти малі і суттєво не впливають на їх геометрію, а навантаження між кульками розподіляється рівномірно;
- лінії прикладення зусиль до кульок збігаються в їхніх центрах;
- при спрацьовуванні муфти кульки не обертаються;
- на початку спрацьовування муфти сила тиску пружини дорівнює величині сили її тиску при передаванні номінального моменту, а в процесі спрацьовування її жорсткість не змінюється.

При роботі муфти в усталеному режимі та передачі номінального моменту T кожна кулька 4 знаходиться в контакті з поверхнями пазів 5 та 3, а також кільця 6 у точках K , E та M (рис. 2). В цих точках поверхні спряжених деталей діють на кульку силами N_1 , N_2 та F_{sp}' (рис. 3). Величина цих сил обумовлена навантаженням муфти та швидкісним режимом її роботи. Так, момент T є джерелом виникнення колових сил F_{ii} та їх складових F_{Ni} , N_i , F_{Xi} :

$$F_{i1} = F_{i2} = \frac{2T}{zD}; \quad (1)$$

$$F_{N1} = F_{N2} = \frac{F_{ii}}{\cos \alpha} = \frac{2T}{zD \cos \alpha}; \quad (2)$$

$$F_{X1} = F_{X2} = F_{ii} \operatorname{tg} \alpha = \frac{2T}{zD} \operatorname{tg} \alpha; \quad (3)$$

$$N_{i1} = N_{i2} = \frac{F_{N1}}{\cos \beta} = \frac{2T}{zD \cos \alpha \cos \beta}, \quad (4)$$

де z – кількість кульок у муфті;

D – діаметр розташування центрів кульок у муфті;

α – кут нахилу пазів до осі муфти.

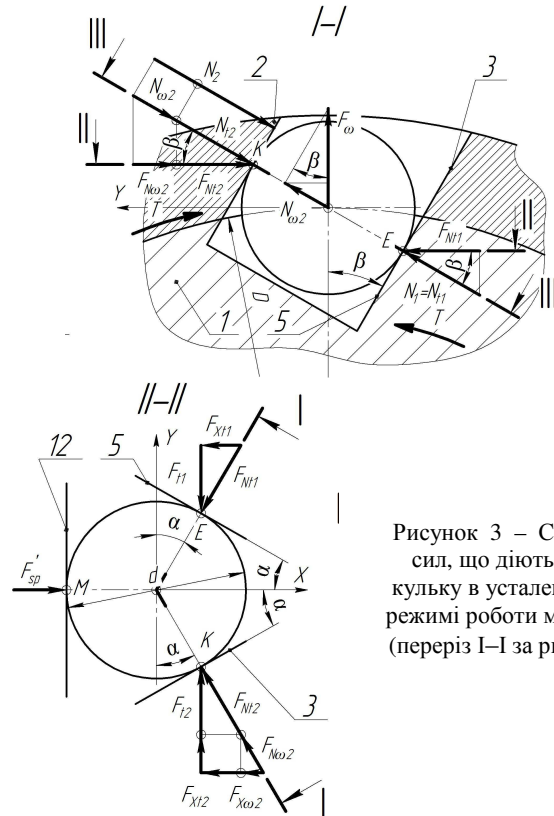


Рисунок 3 – Схема сил, що діють на кульку в усталеному режимі роботи муфти (переріз I-I за рис. 2)

Відцентрові сили F_{ω} , що діють на кульки, за рахунок нахилу бічних поверхонь пазів створюють наступні складові

$$N_{\omega 2} = F_{\omega} \sin \beta = m_b \omega^2 D \sin \beta; \quad (5)$$

$$F_{N_{\omega 2}} = N_{\omega 2} \cos \beta = F_{\omega} \sin \beta \cos \beta = 0,5 F_{\omega} \sin 2\beta; \quad (6)$$

$$F_{X_{\omega 2}} = F_{N_{\omega 2}} \sin \alpha = 0,5 F_{\omega} \sin 2\beta \sin \alpha, \quad (7)$$

де $F_{\omega} = m_b \omega^2 D$ – відцентрова сила, що діє на кульку;

m_b – маса кульки;

ω – кутова швидкість муфти.

Тоді повні складові N_1 та N_2 , що навантажують деталі муфти становитимуть

$$N_1 = N_{i1} = \frac{F_{N1}}{\cos \beta} = \frac{2T}{zD \cos \alpha \cos \beta}; \quad (8)$$

$$N_2 = N_{i2} + N_{\omega 2} = \frac{F_{N2}}{\cos \beta} + F_{\omega} \sin \beta = \frac{2T}{zD \cos \alpha \cos \beta} + F_{\omega} \sin \beta. \quad (9)$$

За силою N_2 належить виконувати оцінку контактної міцності поверхонь деталей муфти в околі точки K (рис. 3) за відомим виразом [17]

$$\sigma_l = Z_l \sqrt[3]{\frac{N_2}{d^2}}, \quad (10)$$

де $Z_m = 1755 \text{ МПа}^{2/3}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів деталей (для сталевих деталей);

d – діаметр кульки.

Рівновага кульки в напрямку осі X описується рівнянням (11)

$$\begin{aligned} F'_{sp} &= F_{x1} + F_{x2} + F_{x\omega 2} = \\ &= \frac{4T}{zD} \operatorname{tg} \alpha + 0,5 F_{\omega} \sin 2\beta \sin \alpha; \end{aligned} \quad (11)$$

Звідки отримаємо вираз (12) для обчислення номінального моменту муфти при заданій осьовій силі тиску пружини F_{sp} та вираз (13), призначений для проектувального розрахунку пружини

$$\begin{aligned} T &= \frac{F_{sp} - 0,5zF_{\omega} \sin 2\beta \sin \alpha}{4 \operatorname{tg} \alpha} D = \\ &= \frac{F_{sp} D}{4 \operatorname{tg} \alpha} \left[1 - z \frac{F_{\omega}}{2F_{sp}} \sin 2\beta \sin \alpha \right]; \end{aligned} \quad (12)$$

$$F_{sp} = \frac{4T \operatorname{tg} \alpha}{D} + 0,5z m_b \omega^2 D \sin 2\beta \sin \alpha. \quad (13)$$

Для початку спрацювання муфти у запобіжному режимі необхідно прикласти до неї момент T_b , що має перевершити моменти корисного опору T , тертя кульок у пазах 3 та 5 T_{fg} , а також момент T_{fr} тертя кульок по кільцю 6

$$T_b = T + T_{fg} + T_{fr}. \quad (14)$$

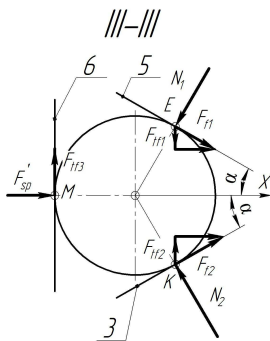


Рисунок 4 – Схема сил, що діють на кульку в режимі перевантаження муфти

Момент T_{fg} викликає колові складові F_{fi} сил тертя F_{fi} (рис. 4). Відповідно до чого можна записати:

$$\begin{aligned} T_{fg} &= \frac{F_{f1} + F_{f2}}{2} zD = \\ &= \frac{2T \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} f_g + \frac{zDF_{\omega} \sin 2\beta \sin \alpha}{4 \cos \beta} f_g; \end{aligned} \quad (15)$$

$$T_{fr} = F_{sp} \frac{D}{2} f_r. \quad (16)$$

де f_g та f_r – коефіцієнти тертя кульок, відповідно, в пазах 3 і 5 та на торці кільця 6.

Тоді, використовуючи рівності (14)...(16) та підставляючи у них вирази (12) і (13), після перетворень отримаємо більш зручний вираз (17)

$$\begin{aligned} T_b &= T + T \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} f_g + \\ &+ \frac{0,5zDF_{\omega} \sin 2\beta \sin \alpha}{2 \cos \beta} f_g + F_{sp} \frac{D}{2} f_r = \\ &= \frac{F_{sp} D}{4 \operatorname{tg} \alpha \cos \beta} \left[\begin{aligned} &\cos \beta + 2 f_g \operatorname{tg} \alpha + \\ &+ 2 f_r \operatorname{tg} \alpha \cos \beta - \\ &- z \frac{F_{\omega}}{2F_{sp}} \sin 2\beta \cos \beta \sin \alpha \end{aligned} \right]. \end{aligned} \quad (17)$$

За рівності коефіцієнтів тертя кульок в пазах та на торці кільця ($f_g = f_r = f$), отримаємо вираз (18)

$$T_b = \frac{F_{sp} D}{4 \operatorname{tg} \alpha \cos \beta} \left[2 f \operatorname{tg} \alpha (1 + \cos \beta) + \cos \beta \left(1 - z \frac{m_b \omega^2 D}{2F_{sp}} \sin 2\beta \sin \alpha \right) \right]. \quad (18)$$

Отримані вирази для моментів муфти (12) та (18) дають можливість виконати оцінку коефіцієнтів її точності γ_a (19) та перевищення номінального моменту k_e (20)

$$\gamma_a = \frac{\left[2 f_m \operatorname{tg} \alpha (1 + \cos \beta) + \cos \beta \left(1 - z \frac{m_b \omega^2 D}{2F_{sp}} \sin 2\beta \sin \alpha \right) \right]}{\left[2 f_n \operatorname{tg} \alpha (1 + \cos \beta) + \cos \beta \left(1 - z \frac{m_b \omega^2 D}{2F_{sp}} \sin 2\beta \sin \alpha \right) \right]}; \quad (19)$$

$$k_e = \frac{\left[2 f \operatorname{tg} \alpha (1 + \cos \beta) + \cos \beta \left(1 - z \frac{m_b \omega^2 D}{2F_{sp}} \sin 2\beta \sin \alpha \right) \right]}{\cos \beta \left[1 - z \frac{m_b \omega^2 D}{2F_{sp}} \sin 2\beta \sin \alpha \right]}, \quad (20)$$

де f_m , f_n та f – відповідно, максимальний, мінімальний та середній коефіцієнти тертя.

В кінці спрацювання муфти в запобіжному режимі пружина 12 (див. рис. 1) зазнає деформації (21) [14]

$$\lambda_0 = 0,5d(\sin \alpha + 1). \quad (21)$$

Для створення такої деформації, муфта повинна бути навантажена максимальним моментом T_{max} (22) за час її спрацювання. Відповідно коефіцієнт чутливості муфти γ_s обчислюватиметься за виразом (23):

$$\begin{aligned} T_{max} &= \frac{(F_{sp} + \tilde{N}_{sp} \lambda_0) D}{4 \operatorname{tg} \alpha \cos \beta} \times \\ &\times \left[2 f \operatorname{tg} \alpha (1 + \cos \beta) + \cos \beta \left(1 - z \frac{m_b \omega^2 D}{2(F_{sp} + \tilde{N}_{sp} \lambda_0)} \sin 2\beta \sin \alpha \right) \right]; \end{aligned} \quad (22)$$

$$\gamma_s = \frac{F_{sp}}{(F_{sp} + \tilde{N}_{sp} \lambda_0)} \times \quad (23)$$

$$\times \left[\frac{2ftg\alpha(1 + \cos\beta) + \cos\beta \left(1 - z \frac{m_b \omega^2 D}{2F_{sp}} \sin 2\beta \sin \alpha \right)}{2ftg\alpha(1 + \cos\beta) + \cos\beta \left(1 - z \frac{m_b \omega^2 D}{2(F_{sp} + \tilde{N}_{sp} \lambda_0)} \sin 2\beta \sin \alpha \right)} \right]$$

З метою аналізу отриманих результатів виконували розрахунки для муфт з наступними конструктивними параметрами: діаметр розташування центрів кульок $D = 60$ мм, діаметр кульок $d = 9,525$ мм (від стандартного підшипника 303), кількість кульок $z = 6$, кут нахилу пазів $\alpha = 5 \dots 45^\circ$, частота обертання муфти $n = 1500$ об/хв, коефіцієнти тертя: $f = 0,1$, $f_m = 0,15$, $f_n = 0,05$, початкове зусилля тиску пружини $F_{sp} = 50$ Н, жорсткість пружини $C_{sp} = 20$ Н/мм, кут нахилу бічних сторін пазів до радіуса $\beta = 5^\circ$.

Побудовані графіки ілюструють вплив величини кута нахилу пазів до осі муфти α на характерні моменти муфти (12), (18), (22) (рис. 5) та коефіцієнти (19), (20), (23) (рис. 6), що характеризують її експлуатаційні властивості, а також та контактні напруження деталей (10) (рис. 7). Їх аналіз підтверджує, що з точки зору збільшення навантажувальної здатності муфти, пази вигідніше виконувати під меншими кутами α до осі муфти. Так, при зменшенні кута α з 45° до 5° навантажувальна здатність муфти збільшується майже в 12 разів (момент T збільшується з $0,721$ Н·м до $8,532$ Н·м), відповідно, момент початку спрацьовування T_b – з $1,022$ Н·м до $8,832$ Н·м. Контактні напруження σ_H (10) при цьому збільшуються в 7,7 разів (з 40 МПа до 311 МПа).

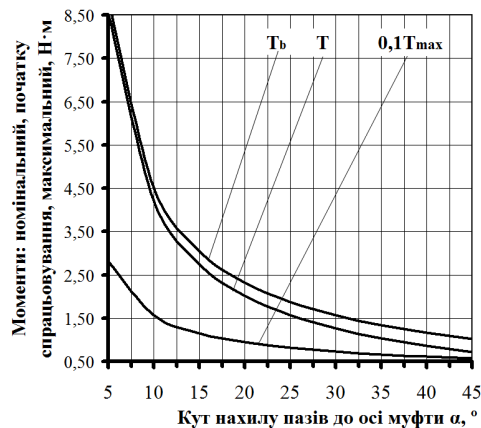


Рисунок 5 – Графік впливу кута нахилу пазів до осі муфти на її характерні моменти

Зміна кута α також впливає на експлуатаційні характеристики муфти. Зокрема, зі зменшенням цього кута з 45° до 5° точність спрацьовування муфти дещо покращується, оскільки коефіцієнт точності γ_a зменшується на 32,7 % (з 1,588 до 1,068), крутильність навантаження, яке муфта чинить на вали при спрацьовуванні, знижується – коефіцієнт перевищення номінального моменту k_e зменшується на 27% (з 1,417 до 1,035). Чутливість муфти до перевантажень при цьому погіршується – коефіцієнт чутливості γ_s

збільшується в 1,75 разів (з 0,179 до 0,314).

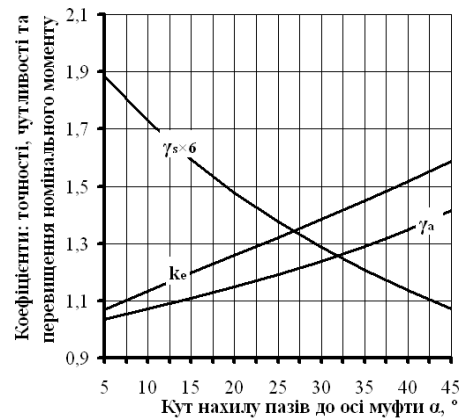


Рисунок 6 – Графік впливу кута нахилу пазів до осі муфти на коефіцієнти точності, чутливості та перевищення номінального моменту

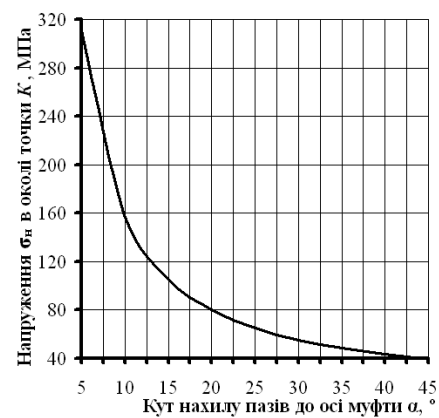


Рисунок 7 – Графік впливу кута нахилу пазів до осі муфти на контактні напруження в деталях

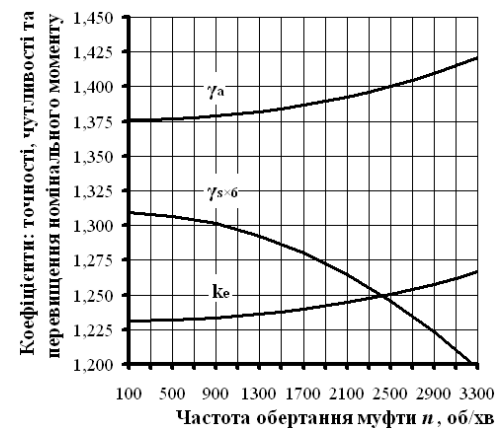


Рисунок 8 – Графік впливу частоти обертання муфти на коефіцієнти точності, чутливості та перевищення номінального моменту

Графіки, показані на рис. 8, демонструють вплив частоти обертання муфти n на її експлуатаційні показники. З їх аналізу можна констатувати, що в цілому показники муфти з нахиленими до радіуса бічними сторонами пазів мало чутливі до зміни частоти обертання.

Це можна пояснити тим, що в муфті [14] зі сторонами пазів, паралельними до радіуса, відцентрова

сила кульок F_{ω} повністю сприймається поверхнею виступів 8 корончастої втулки (див. рис. 1) і викликає відповідну силу тертя, яка збільшує момент спрацьовування муфти. Натомість у муфті з нахиленими бічними сторонами пазів силу тертя при спрацьовуванні муфти викликає лише складова $N_{\omega 2} = F_{\omega} \sin \beta$, що при $\beta = 5^{\circ}$ забезпечує зниження тертя від відцентрової сили при спрацьовуванні

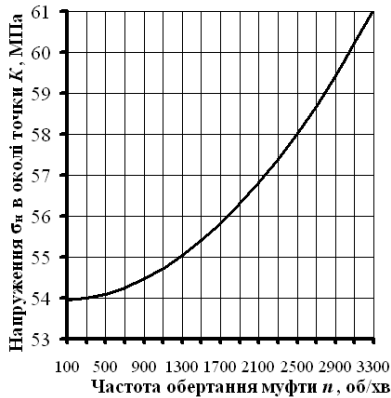


Рисунок 9 – Графік впливу частоти обертання муфти на контактні напруження деталей

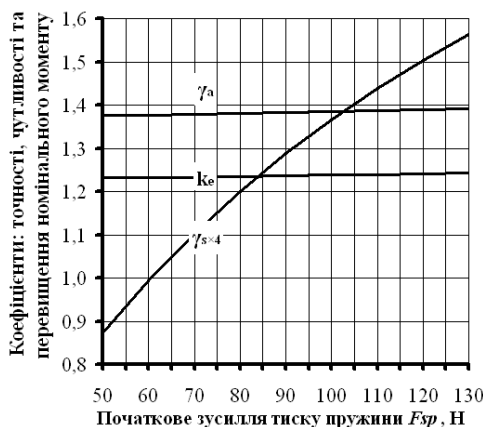


Рисунок 11 – Графік впливу зусилля початкового натягу пружини на коефіцієнти точності, чутливості та перевищення номінального моменту

Контактні напруження в деталях муфти (рис. 9) при зростанні частоти обертання n зі 100 об/хв до 3300 об/хв збільшуються з 54 МПа до 61 МПа, що дає можливість на етапі проектувального розрахунку виконувати обчислення за силою N_1 замість N_2 . З урахуванням (8) та (9) це дає можливість отримати вираз (24) для попереднього визначення діаметра кульок

$$d = \sqrt{\frac{2TZ_M^3}{zD[\sigma_f]^3 \cos \alpha \cos \beta}} \quad (24)$$

Отримані результати також дають можливість стверджувати (рис. 10), що зменшення діаметрів кульок позитивно впливає на експлуатаційні показники муфти. Так, зменшення діаметрів кульок в 2 рази (d/D з 0,250 до 0,125) дає збільшення коефіцієнта чутливості γ_s на 45% (з 0,142 до 0,257), зменшення коефіцієнта точності γ_a на 3% (з 1,411 до

муфти на 90%. Ця особливість конструкції і визначає закономірності зміни аналізованих показників. Так, при підвищенні частоти обертання n зі 100 до 3300 об/хв, коефіцієнт перевищення номінального моменту k_e збільшується лише на 2,8% (з 1,231 до 1,266), коефіцієнт точності γ_a муфти – на 3,3% (з 1,376 до 1,421), коефіцієнт чутливості γ_s – на 8,3% (з 0,218 до 0,200).

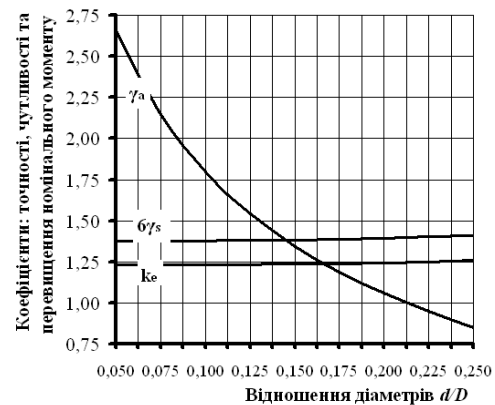


Рисунок 10 – Графік впливу діаметра кульок на коефіцієнти точності, чутливості та перевищення номінального моменту

1,380), коефіцієнта перевищення номінального моменту k_e на 2% (з 1,259 до 1,234). Зусилля початкового тиску пружини F_{sp} (рис. 11) практично не впливає на коефіцієнти точності γ_a та перевищення номінального моменту k_e , проте його збільшенням можна істотно підвищити чутливість муфти до перевантажень – збільшення F_{sp} в 2,6 рази (з 50 Н до 130 Н) дає можливість підвищити коефіцієнт чутливості γ_s на 79% (з 0,218 до 0,391).

Висновки.

1. У статті вивчено силову взаємодію елементів кулькової обгінно-запобіжної муфти з нахилом бічних поверхонь пазів до радіуса при спрацьовуванні запобіжної частини. На основі виконаних досліджень отримано вирази для обчислення навантажень деталей, характерних моментів муфти (номінального, початку та кінця спрацьовування), а також експлуатаційних показників – коефіцієнтів точності, чутливості, а також перевищення номінального моменту.

2. Показано, що у високонавантажених та швидкохідних приводах слід встановлювати муфти з нахиленими до радіуса бічними сторонами пазів із наступних причин:

- це забезпечує контакт кульок з плоскими (точніше, квазіплоскими) поверхнями пазів незалежно від точності виготовлення деталей муфти і зазорів між ними;

- при невеликих кутах нахилу пазів до осі муфти ($\alpha = 5 \dots 20^{\circ}$) муфти з нахиленими бічними сторонами пазів одночасно з високою навантажувальною здатністю забезпечують вищу точність спрацьовування і нижчі крутильні навантаження при спрацьовуванні запобіжної частини;

- у таких муфтах менше проявляється зростання тертя при роботі на великих частотах обертання.

3. Отримано значимі для практики конструю-

вання муфт розрахункові співвідношення.

Список літератури

- Гевко Б. М. [та ін.]. *Пружно-запобіжні муфти: конструкції, розрахунок, дослідження* / Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. 200 с.
- Брошчак, І. І. *Механічні обмежувальні системи: модульне проектування*. Тернопіль: Крок, 2012. 351 с.
- Liu Y, Lin Z. Simulation and experimental research on dynamic characteristics of overrunning clutch. *Journal of Vibroengineering*. 2019; 21: 570-586. <https://doi.org/10.21595/jve.2018.20035>
- Wang J-x, Zhao J, Zou H, Yao J. Design and simulation of a load-sensitive dual-speed transmission with a wide speed range. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2019; 41(4): 164. <http://dx.doi.org/10.1007/s40430-019-1650-x>.
- MA Wen-xing, HU Jing, CHU Ya-xu, WANG Song-lin, WU Yue-shi. Dynamic load strength analysis of over-running clutch of dual turbine torque. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*. 2014; 44(3): 675-679. <https://doi.org/10.13229/j.cnki.jdxbgxb201403015>
- Hanqi Y, Chenyi Z, Bingzhao G. Fork-less two-speed I-AMT with overrunning clutch for light electric vehicle. *Mechanism and Machine Theory*. 2018; 130: 157-169. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.08.019>
- Controzzi M, Bassi Luciani L, Montagnani F. Unified approach to bi-directional non-back drivable roller clutch design. *Mechanism and Machine Theory*. 2017; 116: 433-450. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.06.010>
- Zhao H, Wang B, Zhang G, Li J. Concept of a new overrunning clutch with the characteristic of reverse force transfer at high speed. *Engineering Reports*. 2021; 3(11): e12415. <https://doi.org/10.1002/eng2.12415>
- Aliukov S, Keller A, and Alyukov A. Design and Calculating of Relay-Type Overrunning Clutch. *SAE Technical Paper*. 2016; 2016-01-1134. <https://doi.org/10.4271/2016-01-1134>.
- Борис А. О. *Покращення ефективності механічних приводів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт*: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. НУ «Львівська політехніка», 2019. 170 с.
- Малашенко В. О. [та ін.]. *Кулькові механізми вільного ходу*. Львів: Новий Світ-2000, 2012. 212 с.
- Патент на корисну модель МПК F16D 41/06, № 143636. Обгінно-запобіжна муфта. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Малашенко В. О., Проценко В. О. заявка u202000558 від 30.01.2020, опубл. 10.08.2020, Бюл. № 15.
- Проценко В. О. Удосконалення приводу механічного наддуву суднових дизелів застосуванням обгінно-запобіжної муфти / В. О. Проценко, В. О. Малашенко // Автоматизація суднових технічних засобів. Науково-технічний збірник. Одеса: НУ «ОМА». 2020. Вип. 26 С. 58–71. <https://doi.org/10.31653/1819-3293-2020-1-26-58-71>
- Malashchenko V, Protsenko V, Klysz S, Nastasenko V, Babiy M. Force parameters and operating characteristics of safety-overrunning ball-type clutch. *Diagnostyka*. 2021; 22(3): 43-50. <https://doi.org/10.29354/diag/140000>
- Protsenko V, Malashchenko V, Klysz S, Avramenko O. Safety-overrunning ball-type clutch parts contact interaction features. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science*. 2022; 8(1): 38-43. <https://doi.org/10.23939/ujmms2022.01.038>
- Патент на корисну модель МПК F16D 41/06, № 150078. Обгінно-запобіжна муфта з нахиленими пазами. Патентовласник: Херсонська державна морська академія. Авт.: Проценко В. О., Малашенко В. О., Бабій М. В., Авраменко О. М. заявка u202104327 від 26.07.2021, опубл. 30.12.2021, Бюл. № 52.
- Гулуда Е. М. [та ін.]. *Прикладна механіка*. Львів: Світ, 2007. 384 с.

References (transliterated)

- Hevko B. M., Lootsiv I. V., Hevko I. B., et. al. *Pruzhno-zapobizhni mufty: konstrukciya, rozrakhunkyy, doslidzhennyya* [Flexible-safety clutches: construction, calculation, study]. Ternopil, FOP Paljanyca V. A., 2019. 200 p.
- Broshchak I. I. *Mekhanichni obmezhuvalni systemy: modulne proektuvannia* [Flexible-safety clutches: construction, calculation, study]. Ternopil, Krok, 2012. 351 p.
- Liu Y, Lin Z. Simulation and experimental research on dynamic characteristics of overrunning clutch. *Journal of Vibroengineering*. 2019; 21: pp. 570-586.
- Wang J-x, Zhao J, Zou H, Yao J. Design and simulation of a load-sensitive dual-speed transmission with a wide speed range. *Journal of the Braillian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2019; 41(4): 164.
- MA Wen-xing, HU Jing, CHU Ya-xu, WANG Song-lin, WU Yue-shi. Dynamic load strength analysis of over-running clutch of dual turbine torque. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*. 2014; 44(3): pp. 675-679.
- Hanqi Y, Chenyi Z, Bingzhao G. Fork-less two-speed I-AMT with overrunning clutch for light electric vehicle. *Mechanism and Machine Theory* 2018, vol. 130, pp. 157-169.
- Controzzi M, Bassi Luciani L, Montagnani F. Unified approach to bi-directional non-back drivable roller clutch design. *Mechanism and Machine Theory* 2017, vol. 116, pp. 43-45.
- Zhao H, Wang B, Zhang G, Li J. Concept of a new overrunning clutch with the characteristic of reverse force transfer at high speed. *Engineering Reports*. 2021; 3(11): e12415.
- Aliukov S, Keller A, and Alyukov A. Design and Calculating of Relay-Type Overrunning Clutch. *SAE Technical Paper*. 2016; 2016-01-1134. <https://doi.org/10.4271/2016-01-1134>.
- Borys A. O. *Pokrashennyya efektyvnosti mekhanichnykh pryvodiv zastosuvannyyam obginno-zapobizhnykh muft* [Improvement of the efficiency of mechanical drives by the use of ball-type safety-overrunning clutches], Ph.D. dissertation. Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2019. 170 p.
- Malashchenko V. O., Hashchuk P. M., Sorokivsky O. I., Malashchenko V. V. *Kulkovy mekhanizmy vlnogo khodu* [Ball-type freewheel mechanisms]. Lviv, Novy Svit-2000, 2012. 212 p.
- Malashchenko V. O., Protsenko V. O. *Obginno-zapobizhna mufta* [Safety-overrunning clutch], UA Patent 143636, August 10, 2020.
- Protsenko V. O., Malashchenko V. O. *Udoskonalennia pryvodu mekhanichnoho nadduvu sudnovykh dyzeliv zastosuvanniam obhinno-zapobizhnoi mufty* [Marine diesels mechanical charging driving improvement through overrunning-safety clutch application]. *Avtomatyzatsiia sudnovykh tekhnichnykh zasobiv* 2020. vol. 26, pp. 58-71.
- Malashchenko V., Protsenko V., Klysz S., Nastasenko V. and Babiy M. Force parameters and operating characteristics of safety-overrunning ball-type clutch. *Diagnostyka* 2021. vol. 22. pp. 43-50.
- Protsenko Valashchenko V., Klysz S., Avramenko O. Safety-overrunning ball-type clutch parts contact interaction features. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science* 2022. vol. 8, №1, pp. 38-43.
- Protsenko V. O., Malashchenko V. O., Avramenko O. M. *Obginno-zapobizhna mufta z nah.*, M ilenimy pazamy [Safety-overrunning clutch with inclined grooves], UA Patent 150078, December 30, 2021.
- Gulida E. M., Dzyuba L. F., Olkhoviy I. M. *Prykladna mekhanika* [Applied mechanics]. Lviv, Svit, 2007. 384 p.

Надійшла (received) 20.06.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Проценко Владислав Олександрович / Protsenko Vladyslav – доктор технічних наук (Dr. habil. of Eng. S.), доцент, професор кафедри транспортних технологій та механічної інженерії Херсонської державної морської академії; м. Херсон, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3468-4952>; e-mail: 1904pvo@gmail.com

Малашенко Володимир Олександрович / Malashchenko Volodymyr – доктор технічних наук (Dr. habil. of Eng. S.), Національний університет «Львівська політехніка», професор, завідувач кафедри технічної механіки та динаміки машин, м. Львів, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7889-7303>; e-mail: volod.malash@gmail.com