

СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КУЛЬКОВОЇ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ
З РАДІАЛЬНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ ЗАЧЕПЛЕННЯ

У статті наведено силовий розрахунок низькодинамічної кулькової запобіжної муфти з радіальними елементами зачеплення. Встановлено вплив конструктивних параметрів механізму розтиску півмуфт на характер і абсолютну величину крутного моменту.

Умовні позначення

- F – нормальна сила від взаємодії радіальної кульки з краєм лунки ведучої півмуфти;
 F_k – колова сила;
 F_p – радіальна сила;
 F_n – сумарна сила протидії зміщенню кульки у радіальному пазу;
 R_k – сила реакцій в точці дотику кульки;
 F_{np} – сила центральної пружини, що діє в осьовому напрямку;
 F_{mp_1} ; F_{mp_2} ; F_{mp_3} – сили тертя відповідно в парах кулька-лунка; кулька-радіальний паз; кулька-осьовий паз;
 N_2 – результуюча від дії сил F_k і $R_k \sin \alpha$ в площині O_1XZ ;
 α – кут між силами F і F_k ;
 R_0 – радіус внутрішньої поверхні ведучої півмуфти;
 y_0 – початковий радіус розташування несучої кульки з центром т. O_1 , відносно центральної осі муфти;
 C – жорсткість пружини;
 δ_0 – попередній натяг пружини;
 Δ_T – текуча деформація пружини при зміщенні півмуфт;
 z_T – текуче значення зміщення лунки ведучої півмуфти відносно несучої кульки;
 y_T – текучий радіус розташування несучої кульки відносно осі муфти;
 φ – кут зміщення півмуфт в коловому напрямку;
 ρ – кут тертя від дії сили F_{mp_1} ;
 λ – кут між вертикальною віссю і лінією, що з'єднує центри кульок;
 r_l і h_l – відповідно радіус і глибина радіальних лунок;
 l_k – відстань між центрами кульок в радіальному напрямку, при повному заглибленні кульок у лунки;
 f – коефіцієнт тертя.

Підвищення експлуатаційної надійності машин і механізмів є однією з важливих проблем на сучасному етапі розвитку вітчизняного машинобудування. Одним із шляхів вирішення даної проблеми є розробка і застосування в приводах машин високоточних і низькодинамічних запобіжних муфт, функціональні і економічні показники яких залишаються стабільними при значному терміні їх експлуатації.

Останні дослідження в даному напрямку [1; 2] частково вирішують цю проблему, однак не забезпечують суттєвого зменшення динамічних навантажень в режимі буксування півмуфт, внаслідок того, що стискання рухомої півмуфти здійснюється в осьовому напрямку однією пружиною, яка також визначала навантажувальну здатність муфти. Це, в свою чергу, спричиняє підвищення осьових ударних навантажень при безконтактному проходженні лунок кульками та їх повторній взаємодії з торцевою поверхнею півмуфти.

З метою зменшення осьових ударних навантажень в процесі буксування півмуфт розроблена кулькова запобіжна муфта [3], кінематична схема механізму розтиску півмуфт зображена на рисунку 1. В даній схемі несучі та відвідні елементи зачеплення виконані автономно та підтиснуті пружними механізмами з різною жорсткістю пружин. Муфта містить ведений вал 1, на якому, за допомогою шлицевого з'єднання, закріплена ведена півмуфта 2. В радіальних підшипниках встановлена ведуча півмуфта 3. Між торцевими поверхнями півмуфт розташовані розвідні кульки 4. Крутний момент між ведучою і веденою півмуфтами передається за допомогою несучого радіального

кулькового зачеплення 5. Несучі кульки підтиснуті пружинами, в осьовому напрямку, із жорсткістю C_1 , а ведена півмуфта – пружиною з жорсткістю C_2 , причому $C_1 \gg C_2$. Розвідні кульки закріплені у торцевій поверхні веденої півмуфти, а з іншої сторони розташовані в пазах 7 ведучої півмуфти, причому перед пазами, над торцевою поверхнею веденої півмуфти виконані похилі виступи 6.

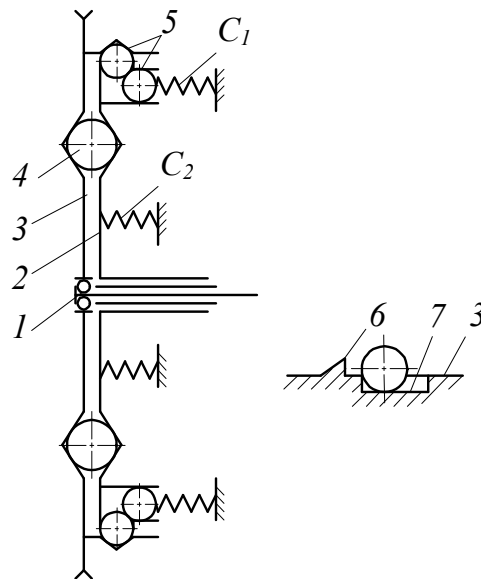


Рис. 1. Кінематична схема муфти механізму розтиску півмуфт

В процесі роботи, крутний момент передається за рахунок несучого радіального кулькового зачеплення 5.

У випадку виникнення навантаження, що перевищує допустиме, ведена півмуфта гальмується, а ведуча продовжує обертатись, що призводить до виходу радіальних кульок із зачеплення з лунками ведучої півмуфти і відтиснення осьових кульок, з відповідною деформацією пружин із жорсткістю C_1 . При повному виході радіальних кульок 5 із зачеплення з лунками відвідні кульки 4 сягають протилежного боку пазів 7, а далі виходять на торцеву поверхню ведучої півмуфти, що спричиняє осьове переміщення веденої півмуфти з одночасним стисканням пружини з жорсткістю C_2 .

При підході до наступної групи лунок, кульки 4 переміщуються по похилих виступах, що призводить до подальшого осьового переміщення веденої півмуфти.

Шляхом забезпечення певного співвідношення між масами півмуфт, жорсткістю пружин, конструктивними параметрами похилого виступу, кутової швидкості обертання ведучих ланок, можна досягти того, що повторна взаємодія кульок 4 відбуватиметься з торцевою поверхнею веденої півмуфти за межами пазів 7. Це виключить можливість входження у зачеплення з лунками несучих кульок і відповідно зменшить ударні навантаження на привід у процесі буксування муфти.

Оскільки $C_1 \gg C_2$, то при відносному провертанні півмуфт осьові та колові ударні навантаження на елементи приводу будуть незначними.

Відновлення початкового положення півмуфт здійснюється шляхом зниження частоти обертання ведучої ланки або виключенням приводу, що призведе до зменшення відносного кутового провертання півмуфт після проходження кульками виступів і їх попадання в пази, а несучих кульок в радіальні лунки ведучої півмуфти.

Метою теоретичного розрахунку є виведення аналітичних залежностей для визначення взаємозв'язку між параметрами муфти і крутним моментом, що передають несучі та радіальні кульки при відносному провертанні півмуфт, тобто при виникненні перевантаження.

Схема для встановлення взаємозв'язку між конструктивними та силовими параметрами несучого радіального кулькового зачеплення зображена на рис. 2. Приймаємо, що кульки, які розташовані в радіальних осьових пазах, є однаковими, з радіусом r .

Першочергово визначимо результуючу силу від взаємодії кульок з лунками і поверхнею радіального пазу в напрямку осі OY

$$F_n + F_{mp_2} = F_p = F_k \operatorname{tg}(\alpha - \rho). \quad (1)$$

Сила F_n пов'язана із силою реакції R_k залежністю

$$F_n = R_k \cos \lambda. \quad (2)$$

З врахуванням (2) формула (1) прийме вигляд

$$R_k \cos \lambda + F_{mp_2} = F_p = F_k \operatorname{tg}(\alpha - \rho);$$

$$R_k = \frac{F_k \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - F_{mp_2}}{\cos \lambda}. \quad (3)$$

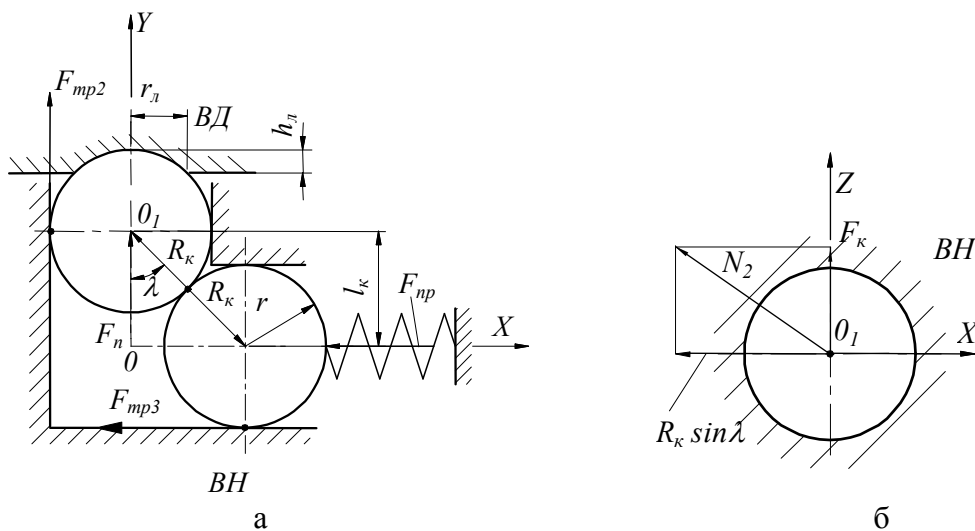
З іншої сторони виведемо рівняння рівноваги осьової кульки

$$R_k \sin \lambda = F_{np} + F_{mp_3};$$

$$R_k = \frac{F_{np} + F_{mp_3}}{\sin \lambda}. \quad (4)$$

Прирівнюючи рівняння (3) і (4), визначаємо колову силу F_k , що визначає крутний момент, який передає муфта

$$F_k = \frac{(F_{np} + F_{mp_3}) \operatorname{ctg} \lambda + F_{mp_2}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}. \quad (5)$$



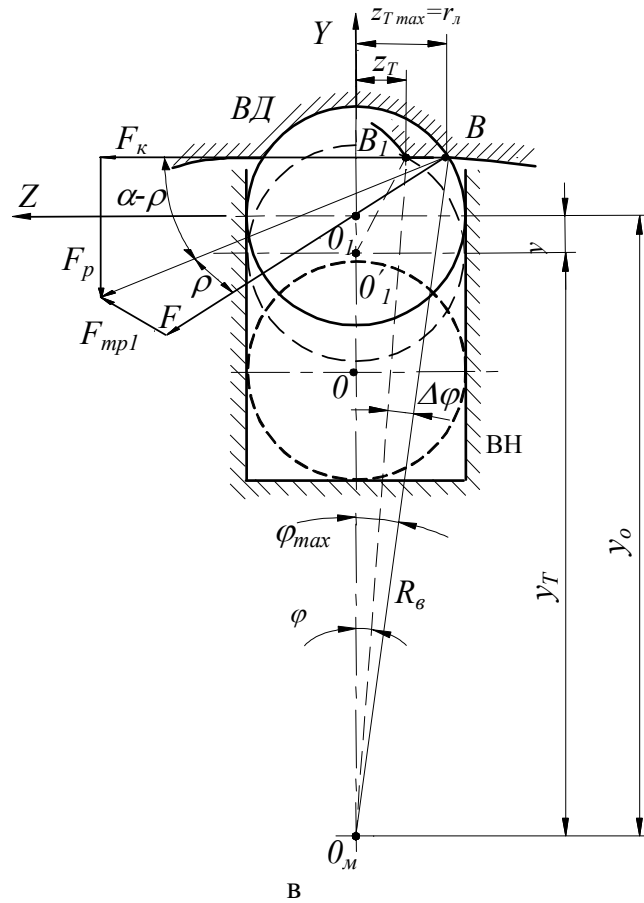


Рис.2. Схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними і силовими параметрами радіального кульового зачеплення

Для визначення сили F_k розпишемо сили тертя F_{mp_2} і F_{mp_3} , а також силу пружини за відомою залежністю $F_{np} = C(\delta_0 + \Delta_T)$. Сила тертя F_{mp_2} визначається із сумарної дії сил F_k і $R_k \sin \lambda$ (рис. 2 б), що діють у взаємоперпендикулярних напрямках в площині $O_1 XZ$ радіальної кульки

$$F_{mp_2} = N_2 f = f \sqrt{F_k^2 + R_k^2 \sin^2 \lambda} . \quad (6)$$

Сила тертя F_{mp_3} визначається через нормальну реакцію від дії радіальної складової R_k

$$F_{mp_3} = R_k f \cos \lambda . \quad (7)$$

Оскільки у правих частинах формул (6) і (7) присутня величина R_k , то виразимо її через відомі значення, користуючись залежностями (2), (4) і (7),

$$R_k \sin \lambda = C(\delta_0 + \Delta_T) + R_k f \cos \lambda ;$$

$$R_k (\sin \lambda - f \cos \lambda) = C(\delta_0 + \Delta_T) ;$$

$$R_k = \frac{C(\delta_0 + \Delta_T)}{\sin \lambda - f \cos \lambda} . \quad (8)$$

Перетворюючи вираз (5) з урахуванням виведених залежностей (6), (7) і (8), формула для визначення колової сили F_k набуде вигляду

$$F_{\kappa} = \frac{\left[C(\delta_0 + \Delta_T) + \left(\frac{C(\delta_0 + \Delta_T)f \cos \lambda}{\sin \lambda - f \cos \lambda} \right) \right] \operatorname{ctg} \lambda + f \sqrt{F_{\kappa}^2 + \left[\frac{C(\delta_0 + \Delta_T)}{\sin \lambda - f \cos \lambda} \right]^2 \sin^2 \lambda}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}. \quad (9)$$

Оскільки силу F_{κ} з рівняння (9) аналітичним методом визначити неможливо, то її розраховують чисельним методом за допомогою ЕОМ.

При цьому виведена залежність дає змогу оцінити колову силу лише в початковий момент, не враховуючи провертання півмуфт, підставивши текуче значення деформації пружини Δ_T рівним нулю. Для аналізу зміни величини F_T від кутового провертання півмуфт необхідно встановити аналітичні залежності між кутами λ , α і величиною Δ_T від конструктивних параметрів муфти та кута їх відносного провертання φ .

Попередньо визначимо залежність $\alpha = f(\varphi)$.

Для цього звернемося до розрахункової схеми, що зображена на рис. 2 в.

При повному заглибленні у лунку центр кульки знаходиться в т. O_I . У випадку колового зміщення півмуфт кулька взаємодіє з краєм лунки (т. B_I), а її центр в радіальному пазу зміщується в т. O'_I . При цьому справедливі такі залежності

$$\begin{aligned} \sin \varphi &= \frac{z_T}{R}; \quad z_T = R_e \sin \varphi; \\ \cos \alpha &= \frac{z_T}{r} = \frac{R_e \sin \varphi}{r}; \\ \alpha &= \arccos \left(\frac{R_e \sin \varphi}{r} \right). \end{aligned} \quad (10)$$

Для встановлення функціональної залежності $\lambda = f(\varphi)$ попередньо визначимо величину “у” радіального зміщення кульок у пазах.

При коловому провертанні ведучої півмуфти (ВД) відносно веденої (ВН) на кут $\Delta\varphi$ центр кульки т. O_I переміститься в т. O'_I (відповідно т. B зміститься в т. B_I).

Для цього попередньо визначимо початкове положення центра (т. O_I) радіальної кульки відносно осі муфти т. O_m (відстань y_0), а далі віднімаючи від нього біжуче значення y_T , встановимо величину абсолютного зміщення кульки у в радіальному пазу від кута φ .

Координата y_0 початкового положення кульки при її повному заглибленні у лунку визначається з умови, що $\varphi = \varphi_{max}$, $z_T = z_{Tmax} = r_L$. Тоді

$$y_0 = R_e \cos \varphi - \sqrt{r^2 - r_L^2}. \quad (11)$$

Далі, користуючись теоремою косинусів з трикутника $\angle O_m O'_I B_I$ отримаємо

$$\begin{aligned} r^2 &= y_T^2 + R_e^2 - 2y_T R_e \cos \varphi; \\ y_T^2 - 2y_T R_e \cos \varphi + (R_e^2 - r^2) &= 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Корені цього рівняння

$$y_T = R_e \cos \varphi \pm \sqrt{r^2 - R_e^2 \sin^2 \varphi}. \quad (13)$$

Тоді

$$\begin{aligned} y &= y_0 - y_T = R_e \cos \varphi - \sqrt{r^2 - r_L^2} - R_e \cos \varphi + \sqrt{r^2 - R_e^2 \sin^2 \varphi}; \\ y &= \sqrt{r^2 - R_e^2 \sin^2 \varphi} - \sqrt{r^2 - r_L^2}. \end{aligned} \quad (14)$$

Для визначення $\lambda = f(\varphi)$ задамо конструктивною величиною l_{κ} відстані в радіальному напрямку між центрами кульок.

Тоді

$$\begin{aligned} \cos \lambda &= \frac{l_k - y}{2r}; \\ \lambda &= \arccos\left(\frac{l_k - y}{2r}\right). \end{aligned} \quad (15)$$

Залежність текучої деформації пружини Δ_T в напрямку осі OX визначається з різниці між кінцевим Δ_T^k і початковим Δ_T^n її значеннями

$$\Delta_T = \Delta_T^k - \Delta_T^n = \sqrt{4r^2 - (l_k - y)^2} - \sqrt{4r^2 - l_k^2}, \quad (16)$$

де y – визначається за формулою (14).

З врахуваннями, що крутний момент T_m , який передає муфта, рівний $T_m = F_k R_g$, а також використовуючи залежності (8), (9), (10), (14), (15) і (16) в кінцевому вигляді взаємозв'язок між конструктивними і силовими параметрами муфти визначається із системи рівнянь

$$\begin{cases} T_m = F_k R_g; \\ F_k = \frac{[C(\delta_0 + \Delta_T) + R_k f \cos \lambda] \operatorname{ctg} \lambda + f \sqrt{F_k^2 + R_k^2 \sin^2 \lambda}}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}; \\ R_k = \frac{C(\delta_0 + \Delta_T)}{\sin \lambda - f \cos \lambda}; \\ \alpha = \arccos\left(\frac{R_g \sin \varphi}{r}\right); \\ \lambda = \arccos\left(\frac{l_k - y}{2r}\right); \\ \Delta_T = \sqrt{4r^2 - (l_k - y)^2} - \sqrt{4r^2 - l_k^2}; \\ y = \sqrt{r^2 - R^2 \sin^2 \varphi} - \sqrt{r^2 - r_n^2}. \end{cases} \quad (17)$$

Для аналізу системи рівнянь (17) необхідно врахувати, що кут φ змінюється від 0° до $\varphi_{max} = \arcsin\left(\frac{r_n}{R_g}\right)$. При такому відносному коловому провертанні півмуфт відбувається повний вихід кульки із зачеплення з лункою.

На основі аналізу системи рівнянь (17) на ПЕОМ встановлено вплив конструктивних параметрів на величину крутного моменту, який передає муфта. Першочерговим завданням було встановлення впливу на крутний момент параметрів елементів зачеплення муфти (радіальна кулька – лунка). Дані параметри є взаємопов'язані, а тому при проведенні аналізу приймалось їх співвідношення, а саме відношення радіуса лунки і радіуса кульки. При визначенні впливу одних параметрів на величину крутного моменту абсолютні значення інших параметрів приймались постійними і відповідно становили: $R_g = 0,1$ м; $C = 40000$ Н/м; $\delta_0 = 0,01$ м; $f = 0,17$; $\rho = 9,6^\circ$; $r = 0,015$ м; $l_k = 0,0212$ м.

На рис. 3 представлені графічні залежності зміни величини крутного моменту T_m від кута φ провертання півмуфт до повного виходу кульок із зачеплення з лунками при різних співвідношення r_n/r . При побудові графічних залежностей нульовому значенню кута φ відповідало положення, при якому кульки повністю заглиблені у лунки.

З їх аналізу можна встановити, що зростання радіуса лунки призводить до суттєвого збільшення крутного моменту, який передає муфта. Також доведено, що максимальний крутний момент передається муфтою в початковому положенні, а при виникненні відносного провертання півмуфт крутний момент спадає. Чим більше значення r_n при $r = const$ тим відповідно буде більша величина φ_{max} .

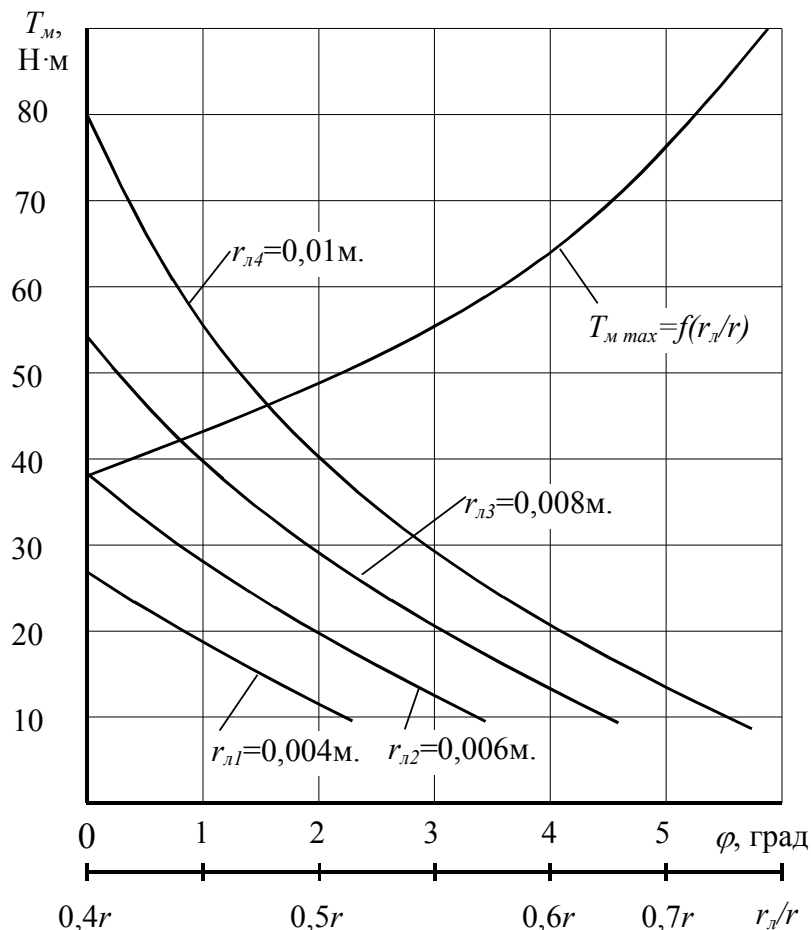


Рис. 3. Залежність величини крутного моменту T_M від кута φ проворотання півмуфти до повного входу кульок із зачеплення з лунками, та $T_{M \max} = f(r_n/r)$.

З аналізу системи рівнянь (17) встановлено, що зростання габаритних розмірів елементів зачеплення ніякого впливу на величину крутного моменту не дає, однак збільшення відношення r_n/r забезпечує суттєве зростання максимального моменту, що передає муфта.

На рис. 4 показані графічні залежності впливу кута λ на величину крутного моменту T_M . Встановлено, що зміна початкового положення кута λ_n , при якому муфта передає максимальний момент, від 20° до 70° призводить до зменшення абсолютної величини T_M у 9,7 разів при застосуванні вище прийнятих значень параметрів і співвідношення $r_n/r = 0,6$.

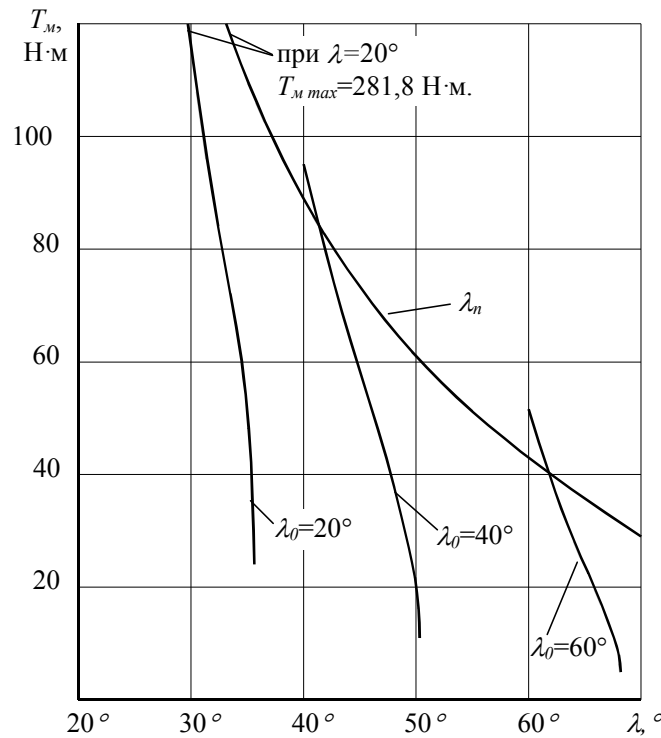


Рис. 4 Залежність впливу кута λ на величину крутного моменту

Очевидним є те, що в режимі провертання півмуфт при зростанні кута λ відбувається зменшення величини крутного моменту у 8,7...11,8 разів в залежності від початкового кута λ_0 .

Висновок

Таким чином, можна стверджувати що домінуючим фактором при підборі конструктивних параметрів муфти є відношення r_n/r і вибір початкового кута λ .

Тому при виборі раціональних конструктивних параметрів муфти в першу чергу необхідно варіювати відношенням r_n/r і кутом λ , а не радіусом R , що призводить до зростання габаритних розмірів муфти, або жорсткістю пружини C , підвищення якої призводить до зростання контактних напружень в елементах зачеплення.

Вище наведені залежності можуть бути застосовані для підбору раціональних параметрів муфти, виходячи із заданого крутного моменту і їх габаритних розмірів.

Однак для практичного їх застосування необхідно здійснити комплекс експериментальних досліджень для перевірки теоретичних положень та введення відповідних поправочних коефіцієнтів.

In clause power calculations low dynamic ball safety devices with radial elements of coupling are given. Influence of design data of the mechanism of divorce on character and value of twisting moment is established.

Література

1. Гевко Р.Б., Буряк М.В. Кінематичний аналіз кулькового запобіжного пристрою з торцевим замиканням елементів зачеплення. // Вісник Тернопільського державного технічного університету – 2001. – Т6., №4. С.35–43.
2. Деклараційний патент України № 40989 А, 7 F16D7/06. Запобіжна кулькова муфта / Р.Б. Гевко, М.В. Буряк; Заявлено 22.12.2000; Опубл. 15.08.2001, Бюл.№7.
3. Деклараційний патент України № 38106 А, 7 F16D7/06. Запобіжна муфта / М.В. Буряк; Заявлено 30.05.2000; Опубл. 15.05.2001, Бюл.№4.

Одержано 02.12.2003 р.