

УДК 62/825

Р.Гевко, докт.техн.наук; М.Буряк

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КУЛЬКОВОГО ЗАПОБІЖНОГО ПРИБОРУ З ТОРЦЕВИМ ЗАМИКАННЯМ ЕЛЕМЕНТІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ

Подано кінестатичний аналіз кулькового запобіжного пристрою з торцевим замиканням елементів зачеплення, що характеризується зниженими динамічними навантаженнями на елементи приводів машин при буксуванні півмуфти.

На основі виведених аналітичних залежностей встановлені раціональні конструктивно-технологічні параметри механізму розтискання півмуфти.

Умовні позначення

F_k – колова сила;

α – кут між торцевою поверхнею веденої півмуфти (ВН) і лінією, що з'єднує край лунки й центр кульки, закріпленої у ведучій півмуфті (ВД);

ρ – зведений кут тертя в парах кулька – лунка та рухомих з'єднаннях півмуфт;

α_0 – початкове значення α ;

α_T – величина приросту T , кута α ;

C – жорсткість пружини;

δ_0 – попередній натяг пружини;

Δ_T – плинна деформація пружини при зміщенні півмуфт.

r – радіус кульки;

R – радіус розміщення елементів зачеплення;

$h_в$ – висота похилого виступу;

h_A – величина заглиблення лунки у ведену півмуфту;

Y_T – плинне значення зближення центру кульки до краю лунки в проекції на вісь Y ;

$T_в$ – крутний момент на пристрої від переміщення кульки на поверхні виступу;

X – зміщення кульки у вісьовому напрямі;

n – кількість кульок у запобіжній муфті.

З метою зниження рівня колових ударних навантажень, що виникають у процесі входження в контакт елементів зчеплення (кульок, кулачків) при буксуванні півмуфт, запропонована схема саморозмикного кулькового запобіжного пристрою, розгортка якого подана на рис. 1. При виникненні перевантаження на робочому органі машини, ведена півмуфта гальмується і, як правило, зупиняється. Ведуча півмуфта (рухома) з масою m_p при цьому обертається далі. Це спричиняє розмикання елементів зчеплення (у даному випадку кульки виходять з лунок) і деформацію пружини з жорсткістю C , що підтискає рухома, у вісьовому напрямку, півмуфту. В традиційних запобіжних муфтах при підході кульок до наступних лунок півмуфти у зачепляється, що призводить до колових ударних навантажень на елементи приводу при моменті опору, що перевищує допусковий. Цей недолік можна усунути, якщо перед лунками встановити похилі виступи (рис. 1) з певним кутом нахилу і висотою $h_в$. Тоді кульки з рухомою півмуфтою, які в зоні зачеплення рухаються з швидкістю $V = \omega R$ (ω – кутова швидкість обертання рухомої півмуфти; R – радіус розташування елементів зчеплення) отримують додаткове вісьове переміщення у напрямку стискання пружини, а далі під дією стиснутої пружини вертаються у зворотному напрямку. Такий зворотно-поступальний рух відбувається за певний час t , за який рухома півмуфта має пройти шлях $S = \omega R t$, що перевищує розміри лунки. Це виключить потрапляння кульок у лунки і знизить рівень колових ударних навантажень. Початкове положення при постійному моменті опору відновлюється шляхом зменшення частоти обертання

ведучої півмуфти, що призведе до зменшення відстані S і зачеплення кульок із лунками.

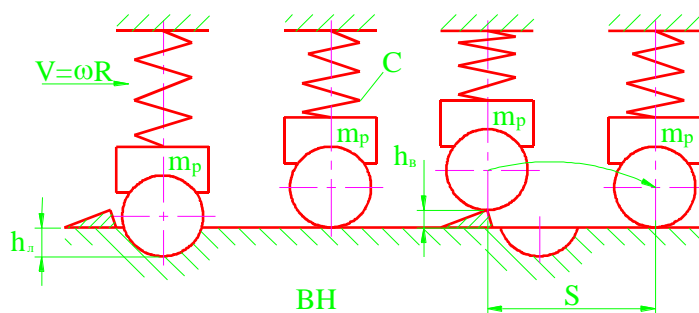


Рис. 1. Схема розгортки процесу переміщення ведучої півмуфти відносно веденої.

Даний режим роботи запобіжного пристрою можливий лише за умови певного співвідношення його конструктивних і кінематичних параметрів, які необхідно визначити.

Спочатку проведемо кінетостатичний аналіз схеми такого пристрою. При цьому, Допускаємо: кульки мають форму ідеальної сфери; лунки – ідеальну напівсферичну форму; кульки, півмуфти, поверхня лунок є абсолютно твердими; радіальним, кутовим та вісьовим зміщенням півмуфт нехтуємо; відцентрові сили, які діють на кульки, дорівнюють нулеві; жорсткість пружин при їх деформації не змінюється; внутрішнім тертям у пружинах нехтуємо; прилягання торцевих поверхонь пружин до півмуфти рівномірне; поперечним коливанням пружин нехтуємо; контактні напруження у зонах взаємодії кульок з лунками, виступами і торцевою поверхнею півмуфти дорівнюють нулеві; торцеві поверхні півмуфт абсолютно плоскі.

Схема для визначення конструктивно-силових параметрів пристрою на момент виходу кульок із зачеплення з напівсферичними лунками подана на рис. 2 а і б.

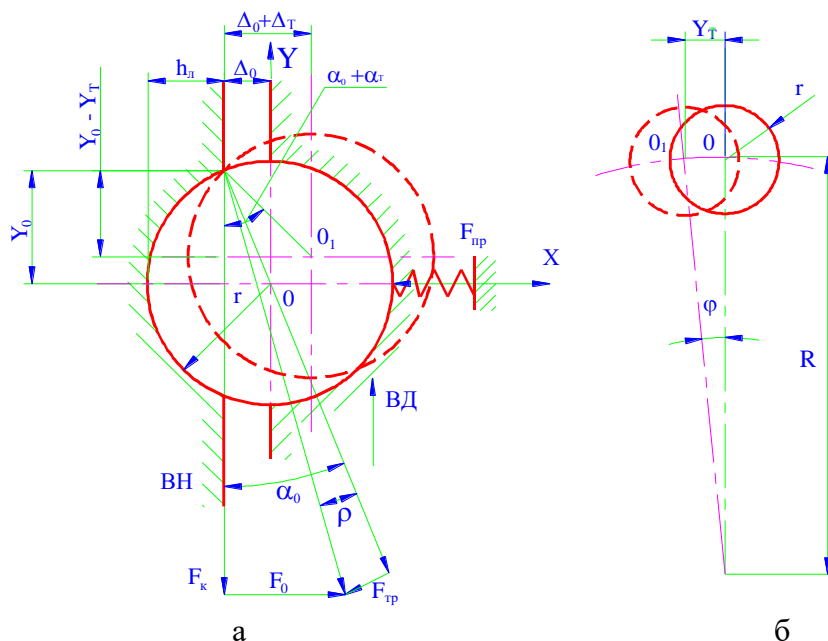


Рис. 2. Схема для визначення конструктивно-силових параметрів кулькового запобіжного пристрою.

У загальному випадку з врахуванням сил тертя в елементах зачеплення та рухомих з'єднаннях півмуфт (шліци, шпонки) вісьова сила, що виникає в точці контакту кульки з лункою, визначається [1]

$$F_0 = F_k \operatorname{tg}(\alpha - \rho), \quad (1)$$

де $\alpha = \alpha_0 + \alpha_T$,

Оскільки вісьова сила F_0 дорівнює силі пружини $F_{np} = C(\delta_0 + \Delta_T)$, то отримаємо

$$F_k = \frac{C(\delta_0 + \Delta_T)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho)}. \quad (1)$$

Визначаємо залежність Δ_T від кута φ відносного повертання півмуфти

$$\Delta_T = \sqrt{r^2 - \left(\sqrt{h_A(2r - h_A)} - \frac{2\pi R\varphi}{360^\circ} \right)^2} - r + h_A. \quad (2)$$

При обчисленнях необхідно враховувати, що повністю кулька з лунки виходить при зміщенні півмуфти на величину Y_0 від початкового положення. Тому значення φ необхідно змінювати в межах від нуля до φ_{\max} , яке визначається

$$\varphi_{\max} = \frac{360^\circ Y_0}{2\pi R} = \frac{360^\circ \sqrt{h_A(2r - h_A)}}{2\pi R}. \quad (3)$$

У процесі зміщення півмуфти також змінюється кут α . Для аналізу силових параметрів пристрою виведемо залежність, що виражає кут α через конструктивні параметри елементів зчеплення півмуфти

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_T = \arcsin \frac{A_0 + \Delta_T}{r}. \quad (4)$$

З урахуванням (2) отримаємо

$$\alpha = \arcsin \left[\frac{\sqrt{r^2 - \left(\sqrt{h_A(2r - h_A)} - \frac{2\pi R\varphi}{360^\circ} \right)^2}}{r} \right]. \quad (5)$$

Крутний момент, що передає пристрій з урахуванням $T_n = F_k R$, а також рівнянь (1), (2) і (5), визначається

$$T_n = \frac{RC \left[\delta_0 + \sqrt{r^2 - \left(\sqrt{h_A(2r - h_A)} - \frac{2\pi R\varphi}{360^\circ} \right)^2} - r + h_A \right]}{\operatorname{tg} \left\{ \arcsin \left[\frac{\sqrt{r^2 - \left(\sqrt{h_A(2r - h_A)} - \frac{2\pi R\varphi}{360^\circ} \right)^2}}{r} \right] - \rho \right\}}. \quad (6)$$

Для аналізу впливу конструктивних параметрів кутового зміщення φ півмуфти на характер і абсолютне значення зміни крутного моменту T визроблена програма розрахунків на ПЕОМ аналітичної залежності (6). На основі їх реалізації побудовані графіки залежності $T=f(\varphi)$ у таких межах замінних параметрів: рис. 3 – $R=(0,06\dots 0,1)$ м; рис. 4 – $r=(0,007\dots 0,011)$ м; рис. 5 – $h=(0,5\dots 0,9)$ г; рис. 6 – $C=(10000\dots 50000)$ Н/м.

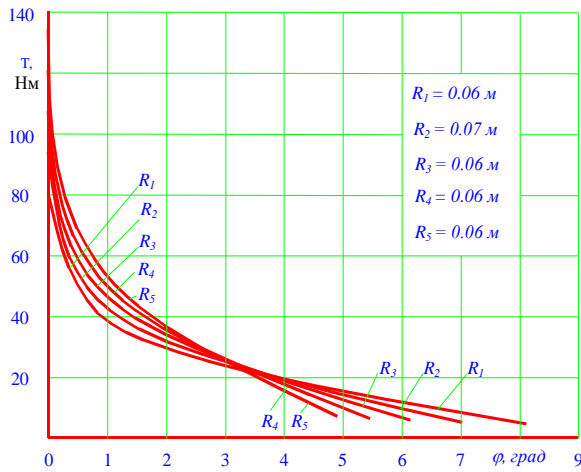


Рис. 3. Залежності зміни крутного моменту $T=f(\varphi)$ при змінних значеннях радіуса розташування кульок.

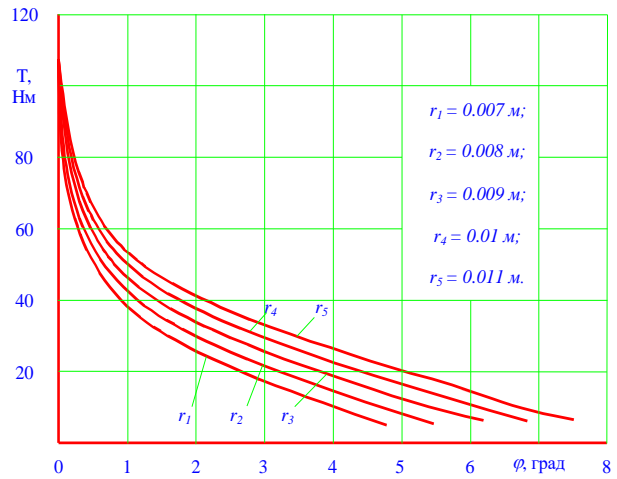


Рис. 4. Залежності зміни крутного моменту $T=f(\varphi)$ при змінних значеннях радіуса кульок.

При дослідженні одного з параметрів на величину крутного моменту T інші залишаються незмінними, а їх абсолютні значення становитимуть: $R = 0.08$ м; $r=0.009$ м; $h_l = 0,7r$; $C = 40000$ Н/м.

Аналізуючи дані залежності, можна констатувати, що характер зміни кривої $T = f(\varphi)$ виглядає як степенева функція. Причому збільшення величини R приводить до зменшення опуклості та зростання початкового крутного моменту, який передає муфта. Також встановлено, що для всіх змінних параметрів максимальний крутний момент T_{max} відповідає початковому положенню півмуфт: $T_{max} \rightarrow \varphi = 0$. Це дозволяє визначити аналітичну залежність для інженерного розрахунку муфти та її автоматизованого проектування.

З аналізу рис. 4 можна констатувати, що при стабільному функціональному відношенні $h_l = 0,7r$ зміна радіуса кульки не впливає на початкове значення крутного моменту. Однак при збільшенні величини r зростає кутове зміщення півмуфт до їх повного розчеплення. Так, при збільшенні r від 0,007 до 0,011 м кутове зміщення півмуфт зростає від $4^\circ, 47'$ до $7^\circ, 31'$. Необхідно зауважити, що зростання φ_{max} обмежує геометричні розміри і зону роботи похилих виступів.

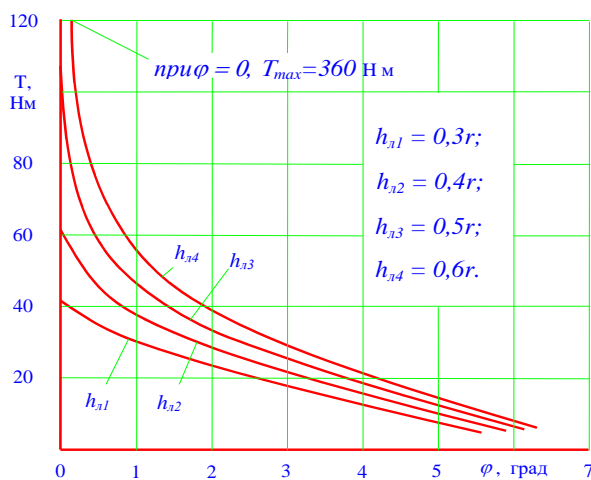


Рис. 5. Залежності зміни крутного моменту $T=f(\varphi)$ при змінних значеннях глибини лунки.

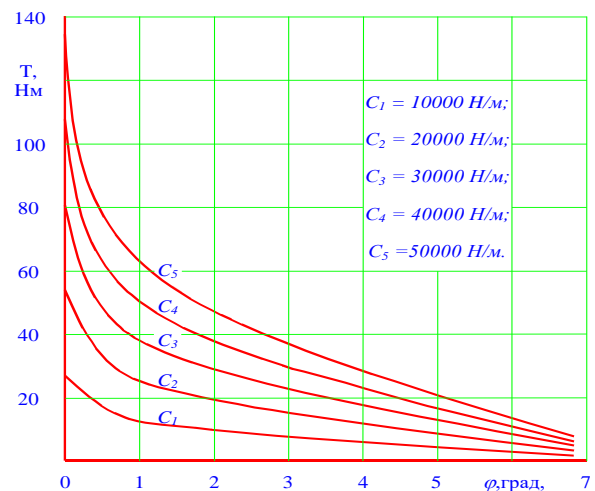


Рис. 6. Залежності зміни крутного моменту $T=f(\varphi)$ при змінних значеннях жорсткості пружини.

Найбільш суттєво впливає на характер і рівень зростання T_{max} величина глибини виконання лунки h_l . Так, встановлено, що зростання $h_l = 0,5r$ ($T_{max} = 41.7$ Нм) до $0,6r$ призводить до зростання T_{max} на 48%; до $0,7r$ – на 158%; до $0,8$ на 773%.

Збільшення жорсткості пружини прямолінійно впливає на зростання T_{max} , причому характер від зміни величини C суттєво не змінюється.

Оскільки максимальний крутний момент передається муфтою в її початковому положенні, а далі при коловому зміщенні півмуфт починає різко спадати, тому для сумарної оцінки впливу вищевказаних параметрів на зміну T_{max} на рис. 7 подані графічні залежності $T_{max} = f(R; r; h_l; C)$.

Аналіз даних залежностей показує, що зміна радіуса розташування елементів зачеплення та жорсткість пружини прямолінійно впливає на зростання крутного моменту. Найбільше зростання крутного моменту спостерігається при збільшенні глибини лунок h_l від $0,7r$ і більше.

Графічні залежності, подані на рис. 7, дозволяють комплексно оцінити вплив того певного параметра, при заданих інших, на величину крутних моментів, які передає муфта, а також є основою для вироблення інженерної методики проектування даного типу муфт.

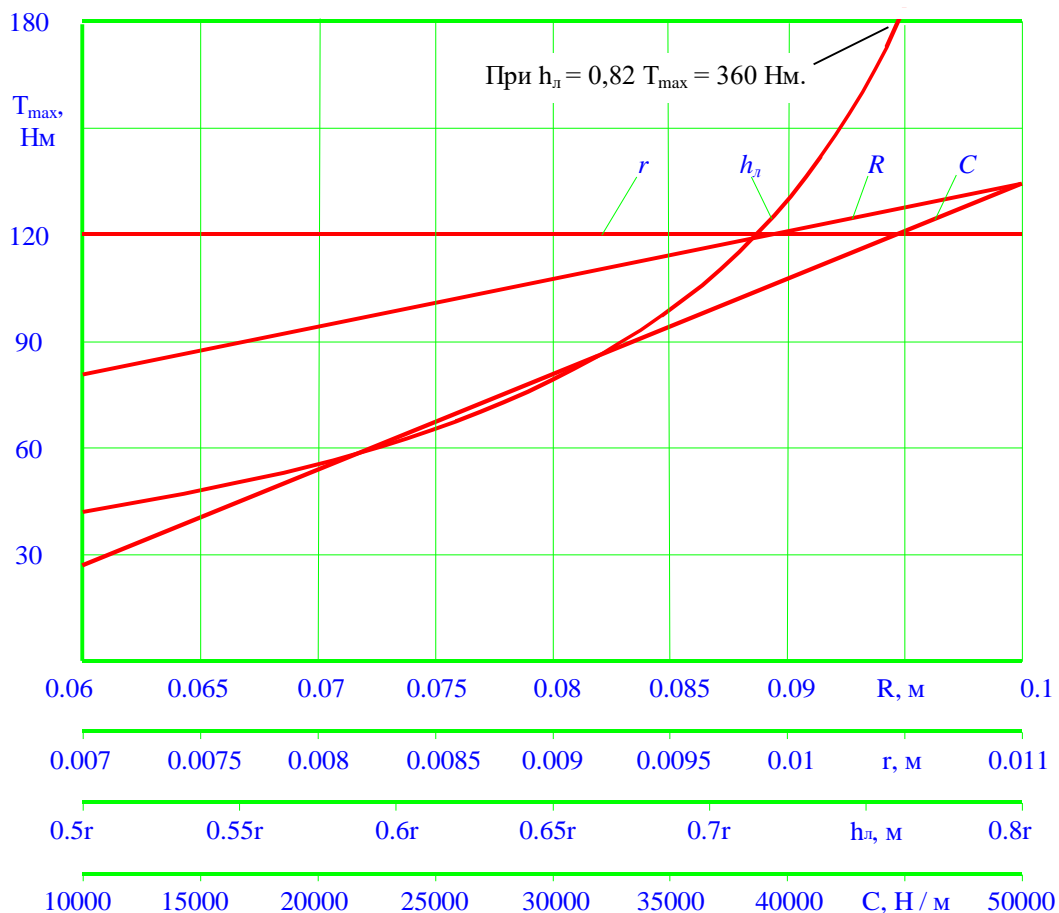


Рис. 7. Залежності максимального крутного моменту T_{max} від зміни радіуса розташування елементів зачеплення R , радіуса кульки r , глибини лунки h_l , і жорсткості центральної пружини C .

Наступним етапом кінетостатичного аналізу є визначення характеру зміни крутного моменту при переміщенні кульок на поверхні виступу. Для цього звернемося до розрахункової схеми, яка зображеної на рис. 8. Користуючись залежністю (1), а також враховуючи вихід кульок на торцеву поверхню веденої півмуфти, в загальному випадку залежність для визначення зміни крутного моменту виглядає так:

$$T_s = \frac{RC(\delta + h_A + X)}{\operatorname{tg}(90^\circ - \beta - \rho)}. \quad (7)$$

Як відомо з роботи [2], крутний момент на пристрої зростає при переміщенні кульок на похилій поверхні лише за умови, що лінія, що сполучає центр кульки і її точку контакту з похилою поверхнею, перпендикулярна до площини поверхні. При дальшому перекочуванні кульки на поверхні виступу крутний момент різко спадає.

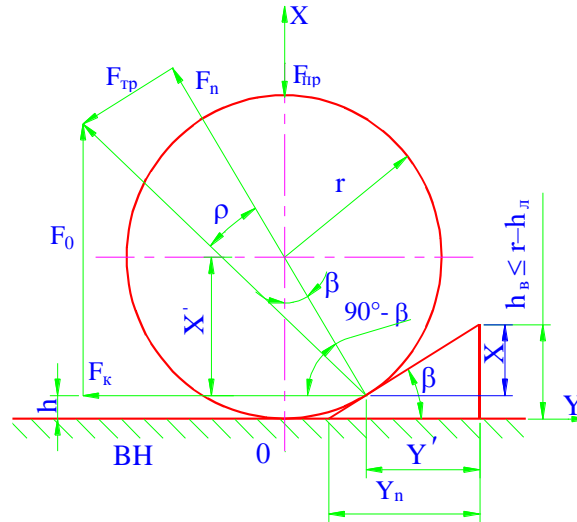


Рис. 8. Схема для визначення параметрів взаємодії кульки з похилим виступом.

Тому метою дальших розрахунків є встановлення функціональної залежності величини X від кута обертання півмфти φ при заданому куті нахилу β похилого виступу.

Оскільки на початковий момент кулька одночасно контактує з торцевою поверхнею веденої півмфти (ВН) і поверхнею похилого виступу, то визначимо відстань h від точки контакту кульки з виступом до торцевої поверхні півмфти у напрямі вісі OX

$$h = r - x' = r - r \cos \beta = r(1 - \cos \beta). \quad (8)$$

Колове переміщення Y' півмфти, при якому зростає крутний момент визначається

$$Y' = \operatorname{ctg} \beta (h_s - r(1 - \cos \beta)). \quad (9)$$

З урахуванням (9) визначимо X

$$X = Y' \operatorname{tg} \beta = h_s - r(1 - \cos \beta). \quad (10)$$

Кут φ , при цьому визначається

$$Y' = R\varphi; \quad \varphi = \frac{Y'}{R}, \quad (11)$$

тоді X рівний

$$X = \frac{2\pi\varphi R \operatorname{tg} \beta}{360^\circ} \quad (12)$$

при φ , вираженому в градусах.

З урахуванням (12) рівняння (7) виглядатиме так:

$$T_s = \frac{RC \left(\delta + h_A + \frac{2\pi\varphi R \operatorname{tg} \beta}{360^\circ} \right)}{\operatorname{tg}(90^\circ - \beta - \rho)} \quad (13)$$

Максимального значення T_e набуде при вісьовому переміщенні кульки на величину X . Тоді максимальне значення φ , що дискретно задається для дослідження характеру зміни T_e з урахуванням рівнянь (9) і (11), визначається

$$\varphi_{max} = \frac{ctg[(h_e - r(1 - \cos \beta))]360^\circ}{2\pi R}. \quad (14)$$

Аналогічна залежність для визначення максимального крутного моменту, що передає пристрій, при досягненні поверхнею кульки вершини виступу з урахуванням (7) і (10) виглядатиме так:

$$T_{e_{max}} = \frac{RC[\delta + h_n + (h_e - r(1 - \cos \beta))]}{tg(90^\circ - \beta - \rho)}. \quad (15)$$

Максимальне значення висоти виступу h_e визначаємо із залежності

$$h_e = r - h_n. \quad (16)$$

З урахуванням (16) $T_{e_{max}}$ обчислюється

$$T_{e_{max}} = \frac{RC[\delta + r \cos \beta]}{tg(90^\circ - \beta - \rho)}. \quad (17)$$

Для дальшого аналізу впливу величини кута нахилу виступу на абсолютне значення максимального крутного моменту знаходимо межі зміни даного кута β .

Максимальне значення кута нахилу виступу β_{max} визначається з умови, коли кулька в початковому положенні контактує з вершиною виступу і лінія, що з'єднує дану точку контакту з центром кульки, є перпендикулярною до робочої площини виступу

$$\begin{aligned} \cos \beta &= \frac{h_n}{r}; \\ \beta_{max} &= \arccos \frac{h_n}{r}. \end{aligned} \quad (18)$$

При цьому Y'_{min} обчислюється

$$tg\beta = \frac{h_n}{Y'} = \frac{r - h_n}{Y'}; \quad (19)$$

$$Y'_{min} = \frac{r - h_n}{tg\beta} = \frac{r - r \cos \beta}{tg\beta} = \frac{r(1 - \cos \beta)}{tg\beta}. \quad (20)$$

Мінімальне значення β_{min} визначається з умови, коли виступ може розташовуватися щонайбільше на половині віддалі між сусідніми лунками. Дана умова пояснюється тим, що повторна взаємодія кульок з торцевою поверхнею півмуфти має випадковий характер, і поле розсіювання точок контакту має виключити можливість взаємодії кульки як з лункою, так і з виступом.

На основі цього знаходимо Y'_{max}

$$Y'_{max} = \frac{\left(\frac{2\pi R}{n} - 2\sqrt{r^2 - (r - h_n)^2}\right)}{2}, \quad (21)$$

Підставивши значення Y_{max} у (19), отримаємо

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{r - h_n}{\frac{\pi \cdot R}{n} - \sqrt{2r - h_n - h_n^2}};$$

$$\beta_{min} = \operatorname{arctg} \frac{r - h_n}{\frac{\pi \cdot R}{n} - \sqrt{2r - h_n - h_n^2}}. \quad (22)$$

Таким чином, у процесі дослідження $T_{e\ max} = f(\beta)$ значення кута β змінюється в межах від β_{min} до β_{max} , що обчислюється відповідно за залежностями (18) і (22).

Для дальшого аналізу впливу конструктивних параметрів на характер і абсолютне значення зміни максимального крутного моменту $T_{e\ max}$ при змінних значеннях кута нахилу лунки вироблена програма обчислень на ПЕОМ аналітичної залежності (17). На основі результатів обчислень побудовані графічні залежності максимального крутного моменту $T_{e\ max} = f(\beta)$ при змінних значеннях радіусу кульки r , що подані на рис. 9.

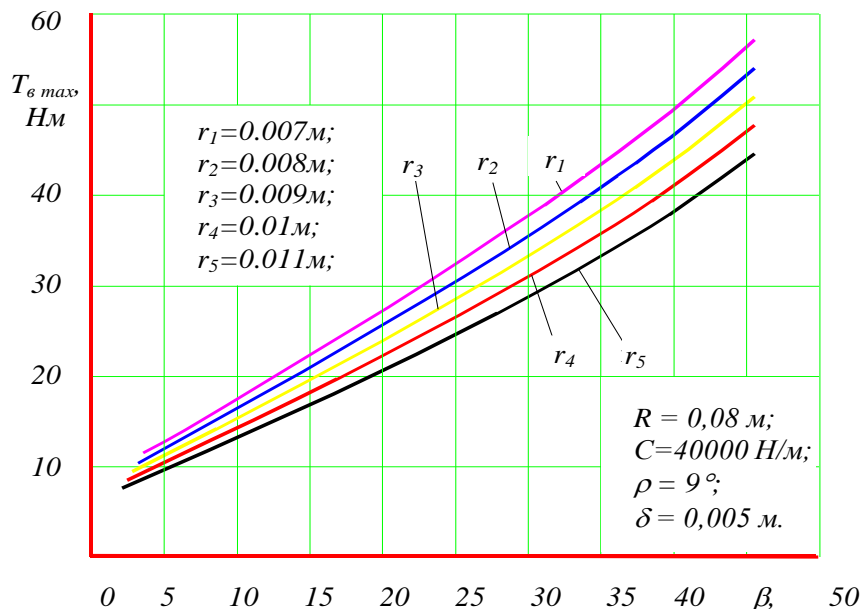


Рис. 9. Залежність максимального крутного моменту $T_{e\ max} = f(\beta)$ при змінних значеннях радіусу кульки.

Проаналізувавши дані залежності, можна зробити висновок, що при зростанні кута нахилу виступу β максимальний крутний момент $T_{e\ max}$ зростає. Причому збільшення радіуса кульок r призводить до більш плавного зростання величини максимального крутного моменту $T_{e\ max}$.

На основі аналізу графічні залежності на двох етапах спрацювання муфти встановлено, що відношення максимального моменту спрацювання муфти $T_{1\ max}$ на виході кульки із зачеплення з лунками до максимального моменту спрацювання муфти $T_{2\ max}$ при переміщенні кульки на похилих виступах зростає при зменшенні кута нахилу похилого виступу. Так, при постійних величинах $R=0,08 \text{ м}$; $C=40000 \text{ Н/м}$; $\rho=9^\circ$; $\delta=0,005 \text{ м}$; $h_n=0,7r$; $i\ r=0,009 \text{ м}$ відношення $k=T_{1\ max}/T_{2\ max}$ при $\beta=45^\circ$ становить 2,4, при $\beta=35^\circ$, $k=3$, при $\beta=25^\circ$, $k=4$, при $\beta=15^\circ$, $k=6$.

З точки зору кінетостатичного розрахунку, а також мінімації динамічних навантажень на елементи приводу в процесі буксування приводу, доцільно є збільшити величину коефіцієнта k , що в значно залежить від кута β похилого виступу. Однак вибір його раціональних значень здійснюватиметься після проведення динамічних

обчислень за умови, що кульки попадатимуть винятково на торцеву поверхню півмуфти при проходженні виступів.

In articles the stated kinetic and static analysis of the ball safety device with face short circuit of elements of gearing which is characterized by the reduced dynamic overloads on elements of drives of machines at operation of safety devices.

On the basis of the deduced analytical dependences the established rational constructive - technological parameters of the mechanism of safety devices.

Література

1. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. –М.: Машиностроение, 1979. – 344с.
2. Гевко Р.Б. Разработка конструкций и определение функционально - эксплуатационных характеристик шариковых предохранительных муфт: Дис. канд. тех. наук: 05.02.02. – Львов., ЛПИ, 1990. – 180 с.

Одержано 17.05.2001 р.