

Інтенсифікація технологічних процесів, застосування високопродуктивних машин та використання технологій на основі коливань призводить до того, що сучасне обладнання та агрегати працюють у широкому діапазоні навантажень, амплітуд і частот коливань, викликаних гармонійним, ударним або зовнішнім впливом. На підставі цього, враховуючи недосконалість сучасних пружних муфт, запропоновано розробити нові конструкції з розширеними можливостями з протидії крутильним коливанням у технічній системі.

У дійсний час, враховуючи наукові розробки, усі конструкції пружних муфт можна умовно розбити на так звані базові структури, де керування жорсткості відбувається за рахунок конструктивних параметрів. У зв'язку з цим, було запропоновано до існуючої базової структури додати систему керування у вигляді механічного зворотного зв'язку та перевірити можливість щодо відтворення пружною муфтою цільової пружної характеристики.

У роботі розглянута перспективна конструкція пружної муфти з нелінійним механічним зворотним зв'язком. Розроблена її розрахункова схема, яка враховує голономні зв'язки в її структурі та визначені головні геометричні параметри, які обумовлюють пружну характеристику. На базі розрахункової схеми, отримані вирази, які описують пружну характеристику муфти. Проведено низку розрахунків для оцінювання можливостей розглянутого пристрою по відтворенню нелінійних пружних характеристик. З метою визначення взаємозв'язку між кривизною ділянок функції управління і відповідних ділянок пружної характеристики застосовано функцію управління, що була задана у вигляді ступеневого полінома. Проведено графічну інтерпретацію розрахунків, яка показала можливість відтворення комбінованої пружної характеристики з ділянкою тимчасової втрати навантажувальної здатності. На підставі отриманих результатів, визначені вихідні параметри і прорахована цільова пружна характеристика з двома ділянками тимчасової втрати навантажувальної здатності. Проведена графічна інтерпретація показала, що представлена пружна муфта реалізовує прораховану пружну характеристику. Встановлено корегувальний параметр для запобігання заклинювання механізму при використанні складних профілів керуючої ланки.

Проведені дослідження показали, що введений у конструкцію муфти нелінійний механічний зв'язок значно розширює функціональні можливості пристрою до відтворення цільової пружної характеристики.

Ключові слова: пружна муфта, механічний зворотний зв'язок, пружна характеристика.

I.I. SYDORENKO, V.O. KURGAN
Odessa National Polytechnic University

SYNTHESIS OF TARGET ELASTIC CHARACTERISTIC ON THE BASIS OF ELASTIC CLUTCH WITH NONLINEAR MECHANICAL FEEDBACK

The intensification of technological processes, the use of high-performance machines and the use of oscillation technologies lead to the fact that modern equipment and units operate in a wide range of loads, amplitudes and frequencies of oscillations caused by harmonious, shock or external influences. On this basis of, taking into account the imperfections of modern elastic clutches, it is proposed to develop new structures with enhanced capabilities to counteract torsional fluctuations in the technical system. In real time, taking into account scientific developments, all designs of elastic clutches can be conditionally divided into so-called basic structures, where hardness control is due to constructive parameters. In this regard, it was suggested to add a control system in the form of a mechanical feedback to the existing base structure and to check the possibility of reproducing of the target elastic characteristic by the elastic clutch. The perspective design of elastic clutch with nonlinear mechanical feedback was considered in this article. Its calculation scheme, which takes into account the holonomic connections in its structure, was constructed and the main geometric parameters that stipulate the elastic characteristic were determined. On the basis of the calculation scheme, we have obtained the expressions that describe the elastic characteristic of the clutch. A number of calculations have been carried out to evaluate the possibilities of the considered device for reproduction of nonlinear elastic characteristics. In order to determine the relationship between the curvature of the sections of the control function and the corresponding parts of the elastic characteristic, the control function as a stepped polynomial was applied. A graphical interpretation of calculations was conducted, which showed the possibility of reproduction of a combined elastic characteristic with a site of temporary loss of load capacity. Based on the obtained results, the initial parameters were determined and the target elastic characteristic was calculated with two sections of temporary loss of load capacity. This graphical interpretation showed that the presented elastic clutch realizes the calculated elastic characteristic. The correction parameter was set to prevent jamming of the mechanism in using of complex profiles of management link. The conducted studies have shown that the nonlinear mechanical coupling which was introduced into the clutch design significantly extends the functionality of the device for the reproduction of the target elastic characteristic.

Key words: elastic clutch, mechanical feedback, elastic characteristic.

В сучасному машинобудуванні широке розповсюдження отримали пружні муфти з металевими пружними елементами. Цьому сприяє здатність даних пристроїв не тільки передавати крутний момент, а і запобігати негативним проявам коливань у технічній системі. При дослідженнях з використанням математичних моделей встановлено, що найбільш позитивні результати показують ПМ з нелінійною пружною характеристикою [1, 2]. Однак, вже створені пружні муфти, не в повному обсязі відповідають заявленим вимогам, що пов'язано з їх вузьким робочим діапазоном [3]. А створені перспективні конструкції

ПМ, що реалізують нелінійну пружну характеристику, не мають широкого використання через малу кількість їх реальних механічних конструкцій. На підставі цього актуальною задачею уявляється розробка і дослідження нових конструкцій ПМ, що реалізують цільову нелінійну пружну характеристику.

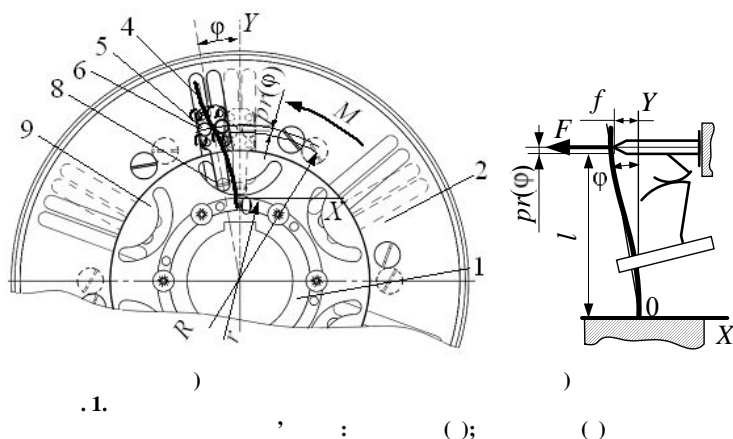
Попередньо проведені дослідження, що мали за мету створення нових пасивних ПМ з нелінійним механічним зворотним зв'язком, проводились з використанням теорії модифікованих кінематичних графів [4]. Результатами цих досліджень є синтезована графова модель пристрою з додатковим механічним контуром. Розробка отриманої моделі дозволила відтворити кінематичну схему, відповідно до якої створено реальну конструкцію ПМ з механічним зворотним зв'язком у вигляді кулачкового механізму з кінематичним замиканням. В залежності від конструктивного компонування пристрій реалізує нелінійні пружні характеристики Дюфінговського типу "м'якого" і "жорсткого" видів, що дає підґрунтя для відтворення конструкцією комбінованої пружної характеристики. Такий вид пружної характеристики дає можливість проходження резонансу "стрибком", без виходу на резонансні амплітуди. Але це можливо лише при наявності на пружній характеристиці ділянок з квазінульовою жорсткістю в робочому діапазоні переміщень.

Виділення невирішених частин

Таким чином, невирішеною задачею є подолання ПМ резонансу "стрибком" у прямому і зворотному напрямках. Цю проблему можливо вирішити тільки за умови, що пружна характеристика муфти буде комбінованого виду, а саме на ній повинні бути ділянки що відповідають характеристикам "м'якого" і "жорсткого" видів, також обов'язкова наявність ділянок з квазінульовою жорсткістю.

Ціллю проведених досліджень є: дослідження функціональних можливостей синтезованої пасивної пружної муфти з додатковим механічним контуром у вигляді кулачкового механізму з кінематичним замиканням по відтворенню визначеної (цільової) пружної характеристики; визначення основних конструкційних параметрів, які впливають на вид пружної характеристики; розрахунок параметрів алгоритму управління та перевірка можливості його технічного відтворення додатковим механічним контуром запропонованої конструкції.

Розглянемо перспективну конструкцію пружної муфти з нелінійним механічним зворотним зв'язком.



Для складання розрахункової схеми проаналізуємо функціональну взаємодію між елементами ПМ в процесі роботи (рис. 1). Дія обертального моменту на рушійну напівмуфту 1, призводить до обертання відносно неї на деякий кут φ веденої напівмуфти 2, що обумовлено деформацією (згином) плоскої пружини 4. Деформація плоскої пружини 4 виникає в наслідок того, що навантажувальні ролики 5 штовхача 6 контактують з вільним кінцем плоскої пружини 4, другий кінець якої консольно закріплений на напівмуфті 1, а напрямні ролики 7 штовхача 6 контактують з радіальними проточками напівмуфти 2.

Контакт ролика опорного 8 штовхача 6 з поверхнею криволінійного пазу диску 9 викликає радіальне переміщення штовхача 6 $x(\varphi)$ вздовж радіальних проточок напівмуфти 2. Величина і напрямок радіального переміщення штовхача 6, обумовлені формою криволінійного пазу диску 9 і відображають переміщення контактної лінії прикладання навантаження від навантажувальних роликів 5 до консольно закріпленої плоскої пружини 4.

Зважаючи на наявність голономних зв'язків між елементами пристрою доцільно ввести у розрахункову схему систему координат $X0Y$, розмістивши її так, що точка 0 лежить на місці консольного закріплення пружного елемента на напівмуфті 1 (рис. 1, а). При обраній системі координат основні геометричні параметри пристрою у початковий момент часу, а саме радіус R контакту роликів 5 і пружного елемента 4, а також радіус r , що обумовлює консольне закріплення пружного елемента 4 на напівмуфті 1 визначають головний геометричний розмір (параметр) який обумовлює пружну характеристику муфти. Цей головний параметр уявляє собою довжину пружного елемента, який підлягає згину

$$l = R - r \quad (1)$$

Для визначення пружних характеристик пристрою наведена розрахункова схема може бути дещо спрощена (рис. 1, б).

Тангенс кута закручування φ напівмуфт однієї відносно іншої, залежить в першу чергу від величини прогину f (або кута згину пружного елемента φ_n) пружних елементів 4 віднесеної до відстані між лінією контакту пружного елемента з роликом 5 та віссю обертання пружної муфти R . З деяким припущенням вважають, що проекція переміщення Δy , незначна, звідки прийняті припущення

$$\varphi_n \approx f, \quad \text{tg } \varphi = \frac{\varphi_n}{R} \approx \varphi. \quad (2)$$

З урахуванням виразу, що обумовлює прогин консольно закріпленого пружного елемента під дією сили, лінія дії якої перпендикулярна вісі пружного елемента отримано

$$\varphi = \frac{Fl^3}{3nEJ_x R} = \frac{l^3}{3nEJ_x R^2}, \quad (3)$$

де $F = l/R$ – сила, що визначає дію обертального моменту і призводить до згину пружного елемента;

l – плече прикладання навантаження до пружного елемента, за виразом (1);

n – кількість пружних елементів у муфті;

E – модуль пружності матеріалу пружних елементів, за умови, що усі елементи виконані з одного матеріалу;

J_x – момент інерції перерізу пружного елемента, за умови що усі перерізи пружних елементів мають однакові форму та розміри.

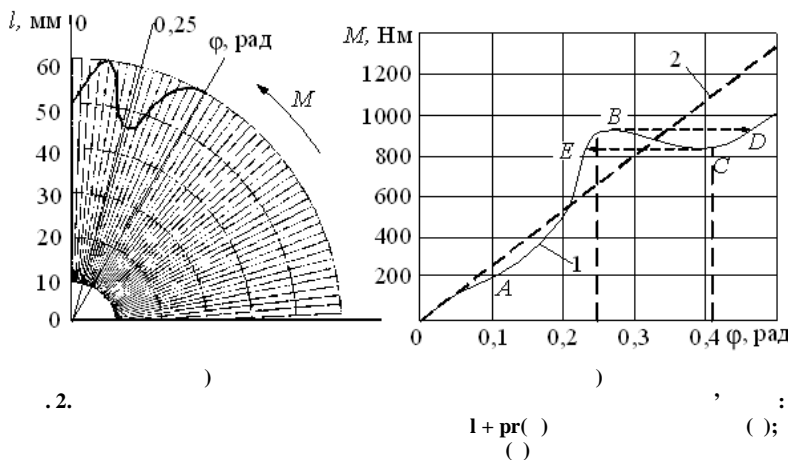
На основі визначеної розрахункової схеми та з урахуванням наявності додаткової механічної структури вираз, який обумовлює регульовану пружну характеристику запропонованої муфти може бути отриманий на основі виразу (5) і має вигляд

$$pr(\varphi) = \frac{3nEJ_x (R \pm pr(\varphi))^2}{(l \pm pr(\varphi))^3} \varphi. \quad (4)$$

Для оцінювання можливостей розглянутого пристрою відносно відтворення пружних характеристик проведено низку розрахунків, за виразом (5). Для спрощення вважалося, що пристрій має один пружний елемент, виконаний зі сталі 65 (ГОСТ 14959-79) з модулем пружності $E = 2,15 \times 10^5$ МПа; параметр $l = 50$ мм; параметр $R = 80$ мм; форма перетину пружного елемента – прямокутник $h \times b = 10 \times 1$ мм; максимальний кут закручування напівмуфт за конструктивними параметрами $\varphi = 0,5$ рад (30°).

З метою визначення взаємозв'язку між кривизною ділянок функції управління і відповідних ділянок пружної характеристики застосовано функцію управління, що була задана у вигляді ступеневого полінома

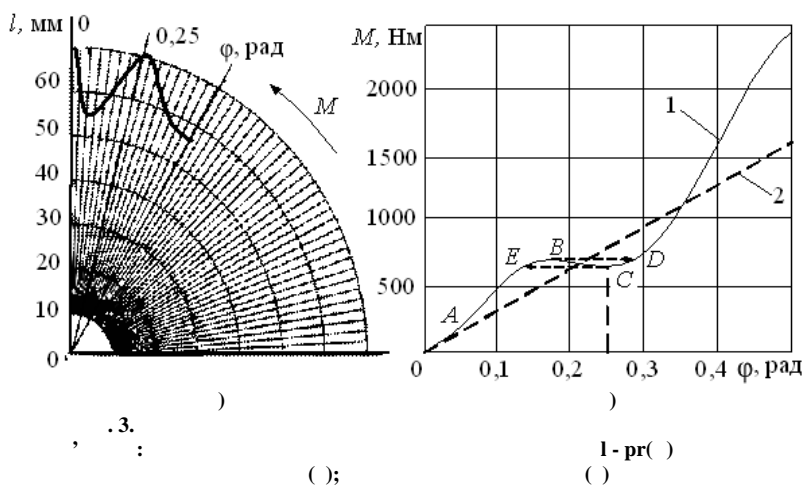
$$pr(\varphi) = 241144\varphi^6 - 394025\varphi^5 + 236937\varphi^4 - 62701\varphi^3 + 6639,4\varphi^2 - 154\varphi + 0,33. \quad (5)$$



У першому розрахунковому випадку функція управління визначала зміну плеча прикладання навантаження до пружного елемента при обертанні напівмуфт одна відносно іншої на позитивну (збільшення знаменника і чисельника на $+pr(\varphi)$ у виразі 4) величину функції управління (рис. 2, а). Функція управління обумовлює три екстремуми, які визначають $l_1=60$ мм при $\varphi = 0,125$ рад, $l_2=47$ мм при $\varphi = 0,25$ рад, $l_3=50$ мм при $\varphi = 0,45$ рад.

У другому розрахунковому випадку функція управління визначала зміну плеча прикладання навантаження до пружного елемента при обертанні напівмуфт одна відносно іншої на від'ємну (зменшення знаменника і чисельника на $-pr(\varphi)$ у виразі 4) величину функції управління (рис. 3, а). Функція управління обумовлює три екстремуми, які визначають $l_1=70$ мм при $\varphi = 0,125$ рад, $l_2=55$ мм при $\varphi = 0,25$ рад, $l_3=70$ мм при $\varphi = 0,45$ рад.

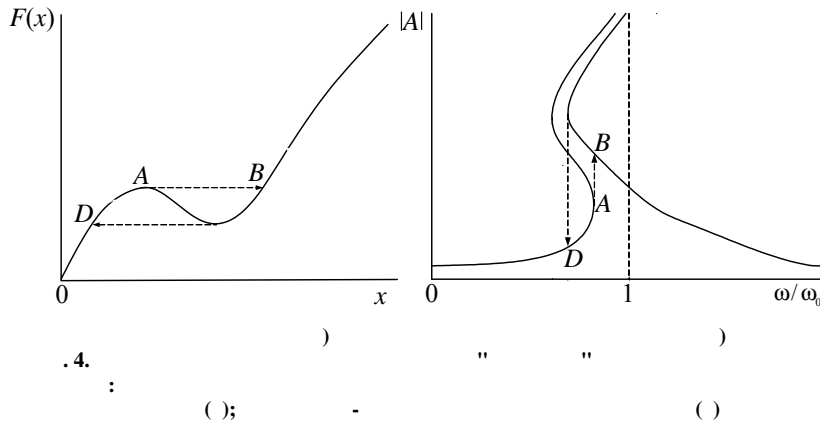
Графічна інтерпретація проведених розрахунків показує, що характеристики у обох випадках (рис. 2, б та рис. 3, б) на всьому діапазоні кута закручування



напівмуг є нелінійними. Обидві пружні характеристики складаються з ділянок різної нелінійності, тому їх можна вважати комбінованими. На цих ділянках визначено значне збільшення деформації при незначному збільшенні або зменшенні навантаження (відповідно ділянки BD і CE , див. рис. 2, б та рис. 3, б). Пружні системи з таким характеристиками називають системами з "тимчасовою втратою навантажувальної здатності". Теоретично та експериментально доведено, що саме такі системи забезпечують прохід резонансу стрибком у прямому та зворотному напрямку [5].

Слід зазначити, що у обох розглянутих розрахункових випадках точки перегину пружної характеристики, що обумовлюють відповідні ділянки на ній, точно відповідають екстремумам функції управління. Це свідчить про те, що запропонована пружна муфта з механічним зворотним зв'язком чутлива до налаштувань зворотного зв'язку, оскільки кожен ділянку її пружної характеристики можна реалізувати окремо, посиливши або, навпаки, послабивши прояв відповідних геометричних параметрів, а саме форму кривизни криволінійного пазу, який обумовлює алгоритм управління.

На підставі отриманих результатів, доцільно прорахувати можливість відтворення, запропонованою ПМ, цільової пружної характеристики.



При виборі цільової пружної характеристики узяті до уваги те, що у випадку реалізації пружною системою комбінованої пружної характеристики з ділянкою "втрати навантажувальної здатності" ("ВНЗ") проходження резонансу у прямому і зворотному напрямку відбувається стрибком, без розвитку критичних амплітуд (рис. 4). Являє інтерес реалізація запропонованою конструкцією пружної характеристики з двома такими ділянками.

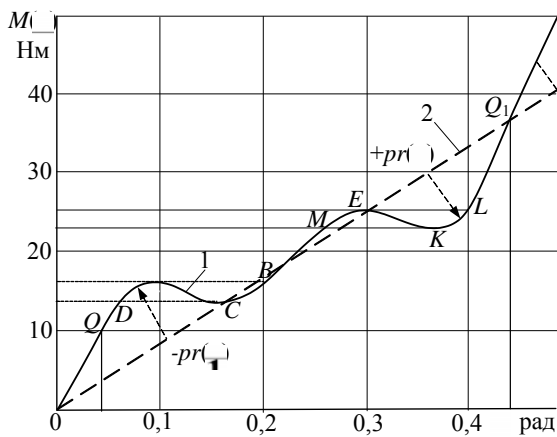
Для формування цільової пружної характеристик заздалегідь необхідно знати деякі відправні данні, а саме: кількість ділянок "ВНЗ" $dil = 2$; параметри точок початку цих ділянок у форматі $M_{di}(\varphi_i)$; довжину кожної ділянки у форматі φ_{di} ; мінімальне значення моменту при втраті навантажувальної здатності $M_{d\min}$ для кожної ділянки а також відповідне значення кута $\varphi_{d\min}$. Окрім цього, цілком можлива наявність на цільовій пружній характеристиці визначених за деяких умов характерних точок, параметри яких також повинні бути надані у форматі $M_{Qi}(\varphi_{Qi})$,

Для синтезу цільової пружної характеристики, як приклад, застосовані вхідні данні, які заведено у таблицю 1.

Таблиця 1

№	Параметр, розмірність	Позначення	Значення
1	Момент, що обумовлює робочій діапазон, [Нм]	M	50
2.	Кут закручування напівмуфт. що обумовлює робочій діапазон, [рад]	φ_{\max}	0,45
3	Кількість ділянок "ВНЗ", [б/р]	dil	2
4.	Момент, що обумовлює початок 1-ї ділянки "ВНЗ", [Нм]	M_{d1}	16
5.	Кут, що обумовлює початок 1-ї "ВНЗ", [рад]	φ_1	0,1
6.	Мінімальний момент 1-ї ділянки "ВНЗ", [Нм]	$M_{d1\min}$	16
7.	Кут, що обумовлює мінімальний момент 1-ї "ВНЗ", [рад]	$\varphi_{1\min}$	0,1
8.	Довжина 1-ї ділянки "ВНЗ", [рад]	φ_{d1}	0,1
9.	Момент, що обумовлює початок 2-ї ділянки "ВНЗ", [Нм]	M_{d2}	26,5
10.	Кут, що обумовлює початок 2-ї ділянки "ВНЗ", [рад]	φ_2	0,3
11.	Момент, що обумовлює характерну точку Q , [Нм]	M_Q	10
12.	Кут, що обумовлює характерну точку Q , [рад]	φ_Q	0,05
13.	Момент, що обумовлює характерну точку Q_1 , [Нм]	M_{Q1}	37
14.	Кут, що обумовлює характерну точку Q_1 , [рад]	φ_{Q1}	0,44

При проведенні синтезу цільової пружної характеристики застосовано деякі спрощення, а саме: основні геометричні розміри пасивної пружної муфти відповідають основним геометричним параметрам муфти розглянутої вище.



.5.

Наявність точок, що обумовлюють початок ділянки ВНЗ і мінімальне значення моменту на них дозволяють отримати додаткові точки цільової пружної характеристики (рис. 5). Наприклад, початок ділянки ВНЗ точка *A* при подальшому навантаженні пристрою визначає додаткову точку *B*. Точка *A*, що визначає мінімальний момент 1-ї ділянки ВНЗ, обумовлює додаткову точку *D*. Таким чином, множина точок $0, Q_1, D, A, C, B, M, E, K, L, Q_2$ цілком достатньо описує потрібну цільову характеристику (графік 1 рис. 5), а множина координат цих точок у форматі $M_i(\varphi_i)$, є вхідними даними для математичної обробки з метою отримання цільової пружної характеристики у вигляді ступеневого полінома.

Виходячи з прийнятих даних поліном, що обумовлює цільову пружну характеристику з

величиною достовірності апроксимації $R^2 = 0,998$, має вид

$$M(\varphi) = 424708\varphi^6 - 397130\varphi^5 + 110305\varphi^4 - 2372\varphi^3 + 2909\varphi^2 + 378\varphi - 2 \cdot 10^{-5}. \quad (5)$$

Подальші розрахунки зводяться до визначення функції, що обумовлює кривизну управляючого пазу і відповідно параметр $pr(\varphi)$. На початку розрахунку потрібно визначити основні конструктивні параметри. Для цього для полінома за виразом (5) визначається осереднене значення (графік 2, рис. 5).

$$M_{oc}(\varphi) = 110305\varphi. \quad (6)$$

З урахуванням виразів (1), (4) і (6) отримано вираз, що обумовлює взаємозв'язок між основними геометричними параметрами муфти (r (по діаметру вала) і R (вільний), а також початковою довжиною l_n , кількістю n і матеріалом (E) застосованого пружного елемента і дозволяє визначити необхідні геометричні параметри його перетину

$$J_x = \frac{M_{oc}(\varphi_{max}) 3nEl_n^3}{\varphi_{max}(l_n + r)^2}. \quad (7)$$

За результатами розрахунків за виразом (7), а також з урахуванням вихідних параметрів $l_n = 50$ мм, $\varphi_{max} = 0,5$ рад і $r = 35$ мм, призначено: $n = 4$ – кількість пружних елементів; форма перетину пружного елемента – прямокутник, $h \times b = 8 \times 0,6$ мм; матеріал пружного елемента сталь 65 (ГОСТ 14959-79) з модулем пружності $E = 2,15 \times 10^5$ МПа.

Порівняння правої частини виразу (4) з поліномом за виразом (5) дозволяє отримати рівняння, вирішення якого відносно параметру $pr(\varphi)$ і буде обумовлювати потрібну функцію зміни плеча навантаження на пружний елемент

$$\frac{3 \times 4 \times 2,15 \times 10^5 \times 0,054(80 \pm pr(\varphi))^2}{(50 \pm pr(\varphi))^3} \varphi = 424708\varphi^6 - 397130\varphi^5 + 110305\varphi^4 - 2372\varphi^3 + 2909\varphi^2 + 378\varphi - 2 \cdot 10^{-5}. \quad (8)$$

Рішення рівняння (8) отримане у вигляді ступеневого полінома

$$pr(\varphi) = 54708\varphi^6 - 37230\varphi^5 + 94305\varphi^4 - 1332\varphi^3 + 1609\varphi^2 + 378\varphi - 2 \cdot 10^{-5}, \quad (9)$$

що дозволяє використовувати його з найменшими перетвореннями для програмування станку з ЧПУ при виготовленні диску з криволінійним пазом.

Графічна інтерпретація рішення рівняння (8), дозволяє обумовити вільний параметр R (рис. 6). Однак, зважаючи на те, що застосована додаткова механічна структура уявляє собою кулачковий механізм з кінематичним замиканням, необхідно перевірити отриману функцію по кутам тиску між штовхачем і кулачком.

Слід зазначити, що при конструктивній реалізації запропонованого пристрою застосовано Autodesk Inventor. Даний CAD пакет дозволяє безпосередньо в середовищі моделювання досліджувати кінематичні схеми механізмів, що проектуються, на рівні геометричних залежностей між їх складовими елементами. При цьому система здатна відпрацьовувати не тільки залежності складання, але і контакти деталей, моделюючи при цьому різні види реакції між ними. Перевірка кутів тиску, як кутів між вектором швидкості і нормаллю до кривої поверхні у характерних точках за допомогою вбудованого CAD пакет Autodesk Inventor Series модуля дослідження кінематики показав, що на деяких ділянках АВ, CD кут тиску перевищує або дорівнює 45° , тобто на цих ділянках можливе заклинювання (рис. 6).

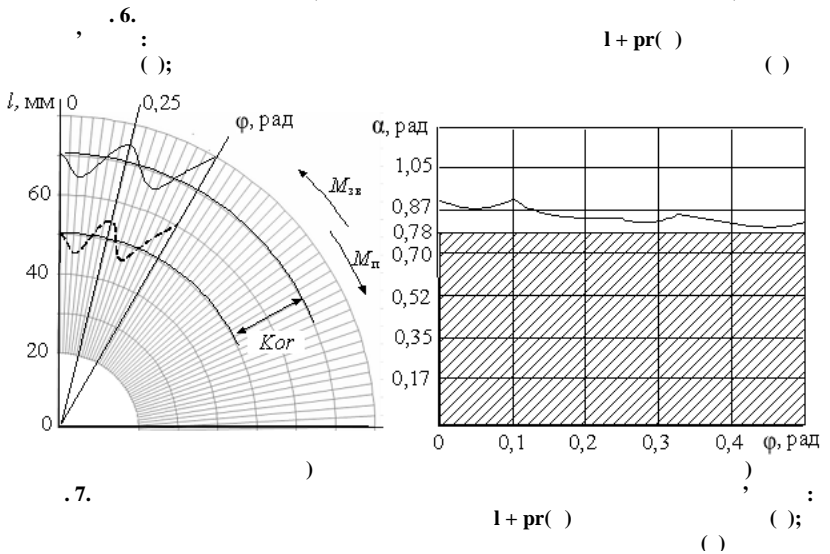
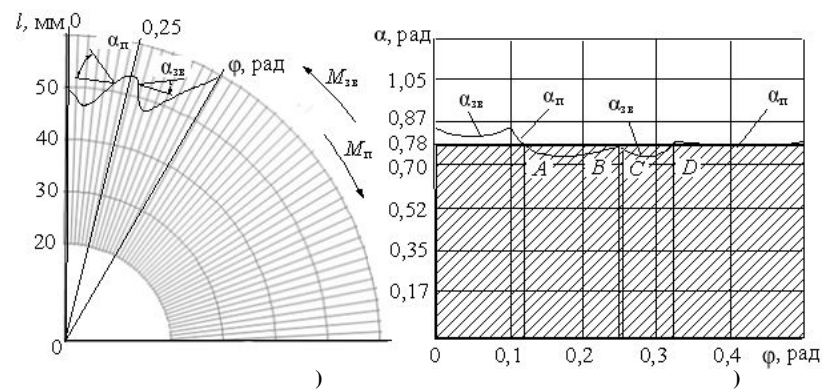
З метою запобігання цього явища проведено оптимізацію геометричних показників криволінійного пазу (збільшення радіусу середньої дуги розташування). При цьому встановлено корегувальний параметр, що з урахуванням вхідних даних дорівнює $Kor = 20$ мм (рис. 7).

На підставі проведених досліджень встановлено, що проведений синтез прийнятої цільової пружної характеристики свідчить про значні можливості запропонованого пристрою по відтворенню необхідних, за визначеними вимогами, пружних характеристик.

При синтезі складних пружних характеристик геометричні параметри додаткової механічної структури необхідно контролювати по контактній взаємодії для запобігання явищ заклинювання.

Розрахунок корегувального, за умовою величини кута тиску, параметру K_{or} свідчить про те, що у деяких випадках радіальний розмір пристрою, для повного відтворення його функціональних можливостей може бути збільшено.

Результати синтезу і наведена конструктивна реалізація пружної муфти з нелінійним механічним зворотним зв'язком можуть бути використані під час створення обертальної пружної опори.



1. Сидоренко И.И. Устройство защиты привода машинных агрегатов от резонансных крутильных колебаний / И.И. Сидоренко // Тр. Одес. политехн. ун-та. – Одесса, 1999. – Вып. 3(9). – С. 16–19.

2. Сидоренко И.И. Власна еквівалентна жорсткість крутильного динамічного погашувача з механічним зворотним зв'язком / И.И. Сидоренко, С.В. Аتماзов // Вісник СевНТУ. – Севастополь, 2010. – Вып. 110. – С. 153–156.

3. Курган В.О. Еквівалентна жорсткість пружної муфти з нелінійним механічним зворотним зв'язком / В.О. Курган, И.И. Сидоренко // Праці Одес. політехн. ун-ту. – Одеса : ТЭС. – 2014. – Вып. 1(43). – С. 34–38.

4. Сидоренко И.И. Синтез конструкцій пружних муфт з розширеними функціональними можливостями за допомогою модифікованих кінематичних графів / И.И. Сидоренко, В.О. Курган, К.Г. Мосієнко // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький : Хмельницький національний університет. – 2014. – Вып. 3(213). – С. 173–178.

5. Алабужев П.М. Виброзащитные системы с квазиулево́й жесткостью / П.М. Алабужев, А.А. Гритчин, И.И. Ким. – Л. : Машиностроение, 1986. – 96 с.

References

1. Sidorenko I.I. Device for protecting the drive of machine units from resonant torsional oscillations // Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi, 3(9). – 1999 P. 16–19.

2. Sidorenko I.I. Net equivalent torsion stiffness dynamic pohashuvacha with mechanical feedback / I.I. Sidorenko, S.V. Atmazhov // Bulletin SevNTU – Sevastopol, 2010. – Issue 110. – P. 153–156.

3. Kurgan V.O. Equivalent stiffness of elastic coupling with nonlinear mechanical feedback / V.O. Kurgan, I.I. Sidorenko // Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi, 1(43). – 2014 P. 34–38.

4. Sidorenko I.I. Synthesis of designs of elastic couplings with expanded functionality with the help of modified kinematic graphs / I.I. Sidorenko, V.O. Kurgan, K.G. Mosienko // Bulletin of the Khmelnytsky National University – Khmelnytskyi, 2014. – 2(213). – P 173 – 178.

5. Alabuzhev P.V., Gritchin A.A., Kim I.I. Vibrozachitnie sistemi kvazinulevoy gestkosti. Leningrad, —1986. – 96 c. [in Russian].

Рецензія/Peer review : 13.07.2017 р.

Надрукована/Printed :28.10.2017 р.

Рецензент: стаття прорецензована редакційною колегією