

Література

1. Павловский М.А. Теоретическая механика. Динамика / Павловский М.А., Акинфиева Л.Ю., Бойчук О.Ф. – К.: Высш. шк., 1990. – 480 с.

Надійшла 18.2.2010 р.

УДК 621.01

В. В. ЖЕРЕБЕЦЬКИЙ
Хмельницький національний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ТРИВАЛОСТІ ЗУПИНКИ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ПРОСТОРОВИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА ДОПОМОГОЮ НАБЛИЖЕННЯ ШАТУННОЇ КРИВОЇ ДО ПЛОЩИНИ

Робота присвячена розробці чисельно-аналітичного методу визначення тривалості зупинки вихідної ланки просторових важільних механізмів на базі кривошипно-повзунного механізму. Наведено принципи знаходження ділянок шатунної кривої, які наближаються до сфери та площини. За основу взято такий механізм, у якого шатунна крива має мінімальні відхилення від деякої площини.

The article contains the numerical and analytical method of finding of the dwell duration output link of spatial linkages on the basis of slider-crank mechanism. The principles of finding of the areas of coupler curve which approach to sphere and plane are considered. The basis mechanism which has a coupler curve with minimum deviations from some plane is used.

Ключові слова: просторові важільні механізми, зупинка вихідної ланки, шатунна крива.

Не дивлячись на велику кількість робіт із синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки [1– 4], вибір структурної та кінематичної схеми, як правило, здійснюється на базі досвіду та інтуїції конструктора. Кількість варіантів цих схем майже безмежна (особливою, коли ми стикаємось з просторовими механізмами) і конструктор не завжди обирає найбільш оптимальну схему. На цьому етапі слід знати всі можливі варіанти механізмів, які забезпечують наближення окремих ділянок шатунної кривої до дуги кола або прямої лінії.

Метою даної роботи є визначення кількості ділянок наближення та їх характер для просторової шатунної кривої кривошипно-повзунного механізму, при умові, що ця крива лежить в одній площині або не суттєво відхиляється від неї. У першому випадку задача зводиться до синтезу плоских механізмів [4, 11]. Тому розглянемо другий випадок на прикладі просторового кривошипно-повзунного механізму (рис. 1).

Прийнемо відносні довжини ланок наступними: $l_0 = 0,3$, $l_1 = 0,2561$, $l_3 = 0,5$, $\xi = 5^\circ$, $\Omega_1 = 0^\circ$, $\Omega_2 = 0^\circ$, $l = 1,5$, $l_2 = 1$. Ці розміри дозволяють отримати шатунну криву (траєкторію точки D), що мало відхиляється від деякої площини.

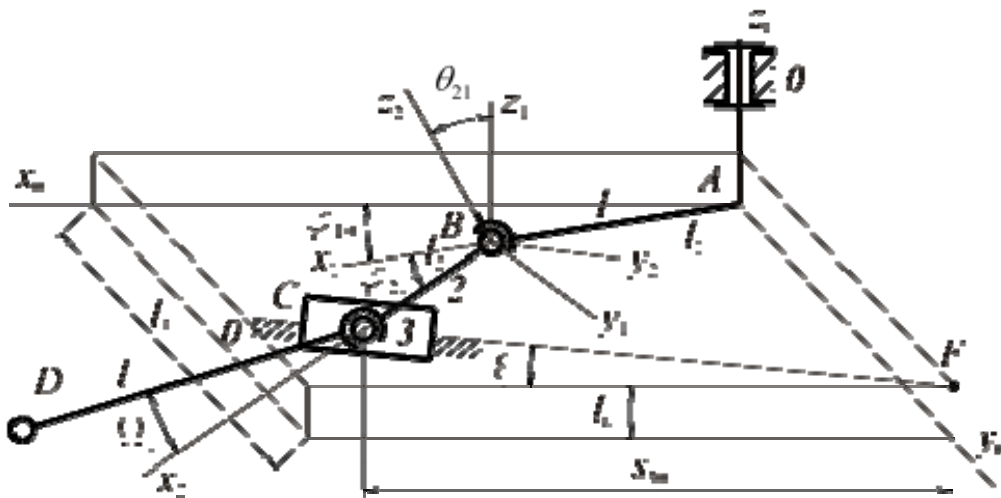


Рис. 1. Просторовий кривошипно-повзунний механізм

Побудову шатунної кривої здійснюємо методом перетворення координат у формі, яку запропонував Ю. Ф. Морощкін [5– 8]. В результаті розрахунків отримуємо графік траєкторії точки D у системі координат $Oxyz$ (рис. 2, а).

Для однозначного визначення кривої у просторі використовуються як кривизна k , так і кручення σ , які розраховуються за наступними формулами [9]:

$$k = \sqrt{\frac{((y'z'' - z'y'') + (z'x'' - x'z'') + (x'y'' - y'x''))^2}{((x')^2 + (y')^2 + (z')^2)^3}}, \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{\begin{vmatrix} x' & y' & z' \\ x'' & y'' & z'' \\ x''' & y''' & z''' \end{vmatrix}}{((y'z'' - z'y'') + (z'x'' - x'z'') + (x'y'' - y'x''))^2}, \quad (2)$$

де x, y, z – координати точки D та їх похідні.

Якщо крива у просторі лежить в одній площині, то її кручення (σ) дорівнює нулю. Тому визначити ділянки наближення методом, запропонованим у роботах [5, 6], неможливо. Оскільки формула для знаходження радіуса дотичної сфери має вигляд [10]:

$$R = \sqrt{\rho^2 + \frac{1}{\sigma^2} \left(\frac{d\rho}{ds} \right)^2}, \quad (3)$$

де ρ – радіус кривизни кривої ($\rho = \frac{1}{k}$); ds – диференціал дуги траєкторії руху точки D .

Якщо ж кручення кривої наближається до нуля ($\sigma \rightarrow 0$), то радіус дотичної сфери наближається до безмежності ($R \rightarrow \infty$). Отже, за такої умови необхідний інший алгоритм визначення ділянок наближення.

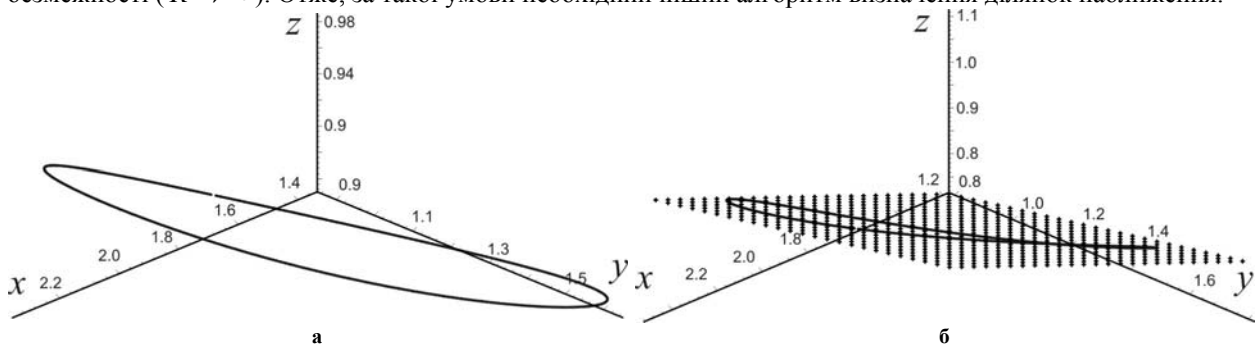


Рис. 2. Траєкторія руху точки D

Спроекуємо просторову криву (рис. 2, а) на площину. Процедура цього перетворення наступна.

1. Знаходимо площину, від якої наша крива має мінімальне відхилення. Оскільки значення кручення траєкторії точки D мало відхиляється від нуля протягом усього періоду обертання, то можна проводити наближення до площини всієї кривої.

Відомо [9], що площина у просторі однозначно може бути визначена трьома точками. Тому необхідно знайти площини, які проходять через різні три точки кривої руху. Після цього, обираємо ту площину, від якої траєкторія руху точки D мінімально відхилена. У нашому випадку це площина Π_{\min} (рис. 2, б), рівняння якої має вигляд:

$$Ax + By + Cz + D = 0, \quad (4)$$

де $A = -0,059929403$, $B = -0,037413880$, $C = 0,301594929$, $D = -0,116416727$.

2. Знаходимо проекцію траєкторії руху точки D на площину Π_{\min} . Нехай точка D має координати $[x_D, y_D, z_D]$, а точка проекції P має, відповідно, координати $[x_P, y_P, z_P]$. Рівняння прямої, яка перпендикулярна площині Π_{\min} і проходить через точки D та P , має вигляд [10]:

$$\frac{x_P - x_D}{A} = \frac{y_P - y_D}{B} = \frac{z_P - z_D}{C}. \quad (5)$$

Точка P , яка є проекцією точки D на площину Π_{\min} , повинна лежати на цій площині і задовольняти рівняння площини (4). Тоді можна записати систему трьох рівнянь з трьома невідомими:

$$\left. \begin{aligned} \frac{x_P - x_D}{A} &= \frac{y_P - y_D}{B}, \\ \frac{x_P - x_D}{A} &= \frac{z_P - z_D}{C}, \\ Ax + By + Cz + D &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Розв'язуючи цю систему рівнянь, отримуємо проекцію траєкторії точки D на площину Π_{\min} .

3. Оскільки тепер координати руху точки D лежать в одній площині, то можна перетворити просторову криву в плоску. Потрібно лише повернути площину Π_{\min} паралельно площині Oxy . Для цього використаємо відомі формули зв'язку між напрямними косинусами і кутами Ейлера [10]:

$$T_{ji} = \begin{vmatrix} \cos(\psi_{ji})\cos(\varphi_{ji}) - & -\cos(\psi_{ji})\sin(\varphi_{ji}) - & \sin(\theta_{ji})\sin(\psi_{ji}) & a_i \\ -\cos(\theta_{ji})\sin(\psi_{ji})\sin(\varphi_{ji}) & -\cos(\theta_{ji})\sin(\psi_{ji})\cos(\varphi_{ji}) & & \\ \sin(\psi_{ji})\cos(\varphi_{ji}) + & -\sin(\psi_{ji})\sin(\varphi_{ji}) + & -\sin(\theta_{ji})\cos(\psi_{ji}) & b_i \\ +\cos(\theta_{ji})\cos(\psi_{ji})\sin(\varphi_{ji}) & +\cos(\theta_{ji})\cos(\psi_{ji})\cos(\varphi_{ji}) & & \\ \sin(\theta_{ji})\sin(\varphi_{ji}) & \sin(\theta_{ji})\cos(\varphi_{ji}) & \cos(\theta_{ji}) & c_i \end{vmatrix}, \quad (7)$$

де ψ_{ji} – кут прецесії (кут між віссю Ox та лінією перетину площин Π_{\min} і Oxy); φ_{ji} – кут чистого обертання; θ_{ji} – кут нутації (кут між віссю Oz та вектором нормалі площини Π_{\min}); a_i , b_i , і c_i – координати початку системи j в системі i .

У нашому випадку початок координат не має ніякого значення, тому приймемо $a_i = b_i = c_i = 0$. Кут $\psi_{ji} = 1,613358444$, кут $\varphi_{ji} = 0$ (точки проекції лежать на площині Π_{\min}), а кут $\theta_{ji} = 0,2301034378$.

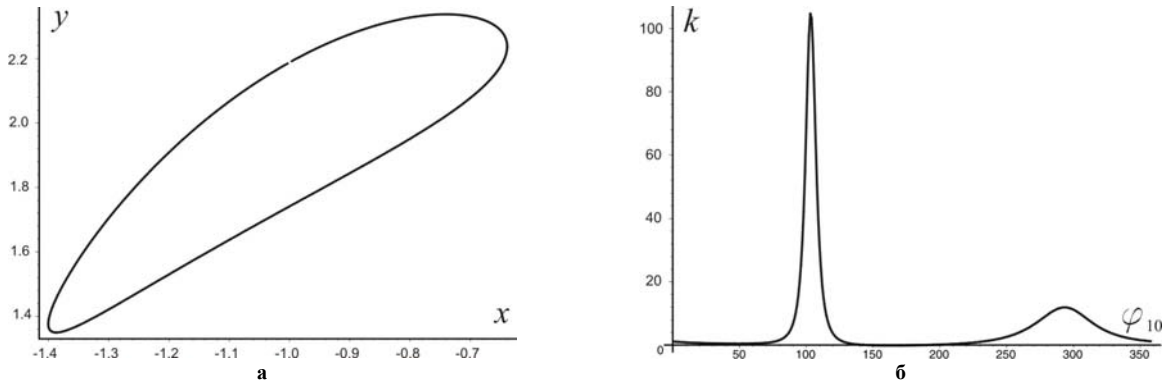


Рис. 3. Проекція траєкторії точки D на площину Π_{\min} (а) та її кривизна (б)

Крива на площині характеризується лише кривизною k , яка визначається за формулою [9]:

$$k = \frac{1}{R} = \frac{x' \cdot y'' - x'' \cdot y'}{(x'^2 + y'^2)^{\frac{3}{2}}}. \quad (8)$$

Проекція траєкторії точки D на площину Π_{\min} та її кривизна показана на рис. 3.

На рис. 3, б відмічаємо дві характерні точки, в околицях яких можливе наближення до кола або прямої лінії [1, 7]. Ці точки – це мінімуми графіка k (перший мінімум при $\varphi_{10_i} = 49^\circ$, другий – при $\varphi_{10_{ii}} = 164^\circ$).

Дослідимо послідовно ці два випадки. Почнемо з *першого мінімуму* (при $\varphi_{10_i} = 49^\circ$).

Як відомо [9], коло на площині однозначно визначається трьома точками. Середня точка нам відома, це координати точки P_i при $\varphi_{10_i} = 49^\circ$ ($x_{P_{49}}$, $y_{P_{49}}$). Виберемо ще дві сусідні точки – це точки P_{i+1} з координатами $x_{P_{50}}$ та $y_{P_{50}}$ і P_{i-1} з координатами $x_{P_{48}}$ та $y_{P_{48}}$. Визначимо радіус (R) кола наближення O та координати його центра $[x_O, y_O]$, яке проходить через ці точки, з системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} (x_{P_{48}} - x_O)^2 + (y_{P_{48}} - y_O)^2 &= R^2; \\ (x_{P_{49}} - x_O)^2 + (y_{P_{49}} - y_O)^2 &= R^2; \\ (x_{P_{50}} - x_O)^2 + (y_{P_{50}} - y_O)^2 &= R^2. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

За допомогою методики наведеної в праці [11] визначаємо *безрозмірний коефіцієнт граничної швидкості вихідної ланки* (приєднана група механізму зображена на рис. 4, а). Механізми можуть мати різні вимоги по точності та швидкості виходу ланки з вистою. Але можна рекомендувати деяке середнє значення v_α , яке може бути прийнятним для великої кількості механізмів. Попередньо, значення цього коефіцієнта рекомендується вибирати у межах $0,01 < v_\alpha < 0,05$ [11]. Прийmemo значення $v_\alpha = 0,022$.



Рис. 4. Приєднані групи

Провівши розрахунки, отримуємо попередні точки P_{22} та P_{72} виходу ланки 5 з вистою, які відповідають точкам D_{22} та D_{72} просторової кривої. У просторі сфера однозначно визначається чотирма точками [9]. У нашому випадку це будуть точки з такими координатами: $[x_{D_{22}}, y_{D_{22}}, z_{D_{22}}]$, $[x_{D_{39}}, y_{D_{39}}, z_{D_{39}}]$, $[x_{D_{55}}, y_{D_{55}}, z_{D_{55}}]$, $[x_{D_{72}}, y_{D_{72}}, z_{D_{72}}]$. Складемо наступну систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} (x_{D_{22}} - x_O)^2 + (y_{D_{22}} - y_O)^2 + (z_{D_{22}} - z_O)^2 &= R^2; \\ (x_{D_{39}} - x_O)^2 + (y_{D_{39}} - y_O)^2 + (z_{D_{39}} - z_O)^2 &= R^2; \\ (x_{D_{55}} - x_O)^2 + (y_{D_{55}} - y_O)^2 + (z_{D_{55}} - z_O)^2 &= R^2; \\ (x_{D_{72}} - x_O)^2 + (y_{D_{72}} - y_O)^2 + (z_{D_{72}} - z_O)^2 &= R^2, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

де $[x_O, y_O, z_O]$ – координати центра сфери наближення; R – радіус цієї сфери.

Розв'язавши систему рівнянь (10), отримуємо величину радіуса та координати центра сфери наближення. Уточнення результатів та знаходження усіх потрібних кінематичних параметрів розглянуто у роботах [6, 7, 12]. Траєкторію переміщення повзуна E показано на рис. 5, а.

Дослідимо тепер *другий мінімум* функції $k(\varphi_{10})$, який настає при $\varphi_{10_H} = 164^\circ$. Аналогічно з процедурою, яка наведена вище, визначаємо координати трьох базових точок ($P_{164} [x_{P_{164}}, y_{P_{164}}]$, $P_{165} [x_{P_{165}}, y_{P_{165}}]$ та $P_{163} [x_{P_{163}}, y_{P_{163}}]$), за допомогою яких знаходимо довжину радіуса кола наближення (9) та безрозмірний коефіцієнт граничної швидкості вихідної ланки.

У даному випадку спостерігаємо зростання радіуса R , що означає поступове випрямлення даної ділянки. Отже, продовжуючи рухатись у різні сторони від точки P_{164} , знаходимо крайні положення, після яких цей радіус починає зменшуватись. Ці положення визначаються точками проекції P_{116} та P_{215} , які відповідають у просторі точкам D_{116} та D_{215} .

При наближенні ділянки кривої до прямої лінії у просторі може виникнути заклинювання руху вихідної ланки, тому для спрощення розрахунків оберемо приєднану групу зображену на рис. 4, б. У такому вигляді, для забезпечення зупинки вихідної ланки, необхідно використати площину наближення. Площина у просторі однозначно визначається трьома точками. У нашому випадку це точки з координатами: $[x_{D_{116}}, y_{D_{116}}, z_{D_{116}}]$, $[x_{D_{164}}, y_{D_{164}}, z_{D_{164}}]$ та $[x_{D_{215}}, y_{D_{215}}, z_{D_{215}}]$. Рівняння площини, яка проходить через три точки має вигляд [9]:

$$\begin{vmatrix} x - x_{D_{116}} & y - y_{D_{116}} & z - z_{D_{116}} \\ x_{D_{164}} - x_{D_{116}} & y_{D_{164}} - y_{D_{116}} & z_{D_{164}} - z_{D_{116}} \\ x_{D_{215}} - x_{D_{116}} & y_{D_{215}} - y_{D_{116}} & z_{D_{215}} - z_{D_{116}} \end{vmatrix} = 0. \quad (11)$$

Для отримання зупинки вихідної ланки та не заклинювання механізму необхідно приєднати групу розташувати так, щоб циліндрична пара утворена ланками 5–0 рухалась по прямій, яка перпендикулярна до площини наближення (паралельно до вектора нормалі цієї площини) та проходить через точку з координатами $[x_{D_{164}}, y_{D_{164}}, z_{D_{164}}]$. Згідно з [9], рівняння такої прямої буде мати вигляд:

$$\left. \begin{aligned} x &= x_{D_{164}} + t \cdot a_x; \\ y &= y_{D_{164}} + t \cdot a_y; \\ z &= z_{D_{164}} + t \cdot a_z, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

де $[a_x, a_y, a_z]$ – вектор нормалі площини наближення.

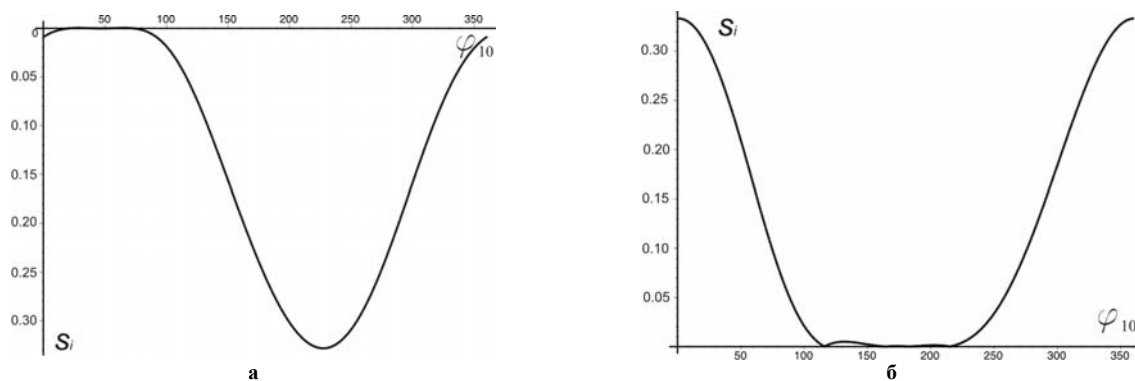


Рис. 5. Діаграми переміщення вихідної ланки 5

Уточнення довжини ділянки наближення та визначення інших, важливих кінематичних параметрів не складають труднощів і в цій роботі не розглядається. Зупинку вихідної ланки можна побачити на діаграмі $S_i = S_i(\varphi_{10})$ рис. 5, б.

Отже, на підставі одержаних результатів дослідження можна зробити наступний **висновок**. При невеликих значеннях крутизни σ просторової шатунної кривої, можливий перехід від складних розрахунків у просторі до розрахунків у плоскій системі координат. Це суттєво зменшує затруднення та збільшує швидкість обчислень, що дуже важливо при конструюванні просторових важільних механізмів. У наступних публікаціях буде досліджено максимально допустимий рівень крутизни, при якому можливе наближення просторової кривої, або її частини до деякої площини.

Література

1. Киницький Я. Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена. – К.: Вища шк. – 1990. – 231 с.
2. Тавхелидзе Д. С. Кинематика и синтез трёх- и четырёхзвеньевых пространственных механизмов. – Тбилиси: Мецниереба, 1971. – 168 с.
3. Механика промышленных роботов: / Под ред. К. В. Фролова, Е. В. Воробьева. В 3 кн. – М.: Высш. шк., 1988
4. Саркисян Ю. Л. Аппроксимационный синтез механизмов. – М.: Наука, 1982. – 304 с.
5. Киницький Я. Т., Жеребецький В. В. Синтез просторових важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки з використанням радіусів дотичних сфер // Вісник ХНУ. – 2006. – № 4. – С. 11-18.
6. Киницький Я. Т., Жеребецький В. В. Синтез просторових важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки за деякими геометричними параметрами // Вісник ХНУ. – 2008. – № 3. – С. 7-13.
7. Киницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наук. думка, 2002. – 660 с.
8. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1979. – 576 с.
9. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / Бронштейн И. А., Семендяев К. А. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 718 с.
10. Математический энциклопедический словарь / Гл. ред. Ю. В. Прохоров. – М.: Сов. энциклопедия, 1988. – 847 с.
11. Харжевський В. О., Киницький Я. Т. Чисельно аналітичний метод синтезу важільних механізмів

з зупинкою вихідної ланки на базі несиметричного шарнірного чотирьох ланкового механізму з використанням точок Болла // Вісник ТУП. – 2004. – № 4. – С. 43-54.

12. Кіницький Я. Т., Жеребецький В. В. Синтез просторових важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки за деякими кінематичними параметрами // Вісник ХНУ. – 2009. – № 2. – С. 7-10.

Надійшла 7.2.2010 р.

УДК 677.055

Б.Ф. ППА, В.В. ЧАБАН, Г.І. ПАВЛЕНКО
Київський національний університет технологій та дизайну

ПРИВІД КРУГЛОВ'ЯЗальної МАШИНИ З ЛОБОВИМ ФРИКЦІЙНИМ ВАРІАТОРОМ З ДИСКОМ З КРИВОЛІНІЙНОЮ РОБОЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ

Представлено результати досліджень по розробці нової конструкції приводу круглов'язальної машини – приводу з лобовим фрикційним варіатором з диском з криволінійною робочою поверхнею, що забезпечує постійність крутного моменту на виході, незалежно від швидкості в'язання. Одержана формула залежності кривизни робочої поверхні диска варіатора від величини крутного моменту приводного вала та параметрів варіатора.

Results of probes on working out of a new design of a drive gear roundbinding machine – to an occasion with a front frictional variation with a disk with a curvilinear work face that provides twisting moment constancy on an exit, irrespective of speed of knitting are presented. The received formula of dependence of curvature of a work faces of a disk of a variation from size of a twisting moment of a power shaft and variation parameters.

Ключові слова: привід, круглов'язальна машина, лобовий фрикційний варіатор.

Вступ

Аналіз відомих конструкцій приводів круглов'язальних машин [1– 3] показує, що перспективним напрямком проектування приводів є використання в їх складі варіаторів швидкості. Однак суттєвим недоліком конструкцій варіаторів, що використовуються в приводах сучасних круглов'язальних машин [4] є те, що вони не здатні в процесі варіювання швидкості круглов'язальної машини підтримувати постійну величину крутного моменту на виході варіатора (крутний момент змінюється залежно від передаточного числа варіатора). Ця обставина призводить до перевантажень елементів привода, особливо в період пуску круглов'язальної машини, що не дозволяє у повній мірі вирішити проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода і круглов'язальної машини в цілому.

Дослідження авторів присвячені розробці нової конструкції привода круглов'язальної машини, здатного вирішити задачу підвищення ефективності роботи круглов'язальної машини, що є актуальним для сучасного легкого машинобудування.

Об'єктом досліджень обрано привід круглов'язальних машин з лобовим фрикційним варіатором з диском з криволінійною робочою поверхнею та метод вибору її кривизни, що здатне забезпечити постійність величини крутного моменту на виході варіатора незалежно від швидкості роботи круглов'язальної машини і таким чином підвищити надійність та довговічність роботи як привода, так і круглов'язальної машини в цілому.

При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії деталей машин та опору матеріалів.

Завданням досліджень стала розробка перспективної конструкції приводу круглов'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором з диском з криволінійною робочою поверхнею та методу вибору параметрів її кривизни.

Основний розділ

В результаті проведеного аналізу авторами запропонована принципово нова конструкція приводу круглов'язальних машин (рис. 1), позбавлена вказаних вище недоліків.

Привід круглов'язальної машини містить електродвигун 1, з'єднаний за допомогою лобового фрикційного варіатора 2 з вертикальним приводним валом 3, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 4, 5 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на рис. 1 не показані). Варіатор 2 містить коток 6, встановлений на валу електродвигуна 1, диск 7 з робочою поверхнею 8, встановлений на вертикальному приводному валу 3 на ковзній шпонці з можливістю притискання до котка 6, та пружину 9, встановлену на вертикальному приводному валу 3 з можливістю взаємодії з диском 7. Робоча поверхня 8 диска 7 виконана криволінійною.

Принцип роботи привода такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його вала передається котку 6, жорстко встановленому на ньому, і далі за рахунок сил тертя, що виникають в результаті притиску пружиною 9 диска 7 до котка 6, диску 7. Обертальний рух диска 7 зумовлює обертання з'єданого з ним вертикального приводного вала 3, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 4, 5. Циліндричні шестерні 4, 5 приводять в обертальний рух механізми круглов'язальної машини (на рис. 1 не показані), що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна.