

$$R_n = \frac{F_{max} [f_{02}^2 r_{02}^2 \sin(\beta + \varepsilon + \nu + \vartheta) - lL \cos(\nu + \vartheta) \cos(90 + \varepsilon)]}{f_{02}^2 r_{02}^2 - l^2 \cos^2(\nu + \vartheta)} +$$

$$+ \sqrt{\left[\frac{F_{max} [f_{02}^2 r_{02}^2 \sin(\beta + \varepsilon + \nu + \vartheta) - lL \cos(\nu + \vartheta) \cos(90 + \varepsilon)]}{f_{02}^2 r_{02}^2 - l^2 \cos^2(\nu + \vartheta)} \right]^2 - \frac{F_{max}^2 [f_{02}^2 r_{02}^2 - L^2 \cos^2(90 - \varepsilon)]}{f_{02}^2 r_{02}^2 - l^2 \cos^2(\nu + \vartheta)}}.$$

З цього рівняння також видно, що заклинювання настає, якщо $R_n \Rightarrow \infty$ або

$f_{02} r_{02} - l \cos(\nu + \vartheta) = 0$, а кут тиску, як і в попередньому випадку,

$$\nu_a = \arccos \frac{r_{02} f_{02}}{l} - \vartheta.$$

Допустимий кут тиску визначається, як і в попередньому випадку, ітераційним вирішенням рівнянь:

$$d_{01} = \sqrt{\frac{R_{p1}}{\cos[\nu] \sqrt{0.2[\sigma_3][\sigma_{num}]}}} \quad \vartheta = \arctg \left[\frac{k}{d_{01}} + 0.5 f_{01} \right]$$

$$d_{02} = \sqrt{\frac{R_{p2}}{\sqrt{0.2[\sigma_{32}][\sigma_{num2}]}}} \quad [\nu_a] = \frac{1}{n_3} \arccos \frac{r_{02} f_{02}}{l} - \frac{1}{n_3} \vartheta.$$

1. Полюдов О.М. Механіка поліграфічних автоматів: Навчальний посібник. К., 1991. 2. Тир К.В. Механика полиграфических автоматов. М., 1964.

УДК 621.01

В.Р. Пасіка, Р.С. Маца

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЗМІННОЇ ДОВЖИНИ КРИВОШИПА ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПЕРЕМІЩЕНЬ ПОВЗУНА З ПОСТІЙНОЮ ШВИДКІСТЮ

Розглядається питання визначення такої змінної довжини кривошипа, при якій повзун на заданих переміщеннях рухався б рівномірно. Спочатку синтезується на потрібних переміщеннях закон руху повзуна, а потім за синтезованим законом визначається необхідний радіус кривошипа.

Рассматривается вопрос определения переменной длины кривошипа, при которой ползун на заданных перемещениях будет двигаться с постоянной скоростью. Сначала синтезируется на требуемых перемещениях закон движения ползуна, а потом за синтезированным законом определяется требуемый радиус кривошипа.

У поліграфічних машинах-автоматах часто доводиться забезпечувати поступальний рух виконавчого органа з постійною швидкістю. Для цього використовують багатоланкові важільні механізми або зубчасті еліптичні колеса. Однак швидкість виконавчого органа при таких механізмах не постійна, а коливається в певних, хоч і невеликих, межах.

Для вирішення даної задачі використаємо класичний кривошипно-повзунний механізм (КПМ) зі змінною довжиною кривошипа. Подібна задача розв'язувалась [див.: Пасіка В.Р. Чисельний синтез кривошипно-повзунних механізмів з накладеними кінематичними вимогами. Вісник Технологічного університету Поділля. Хмельницький. 2002. №6. Ч. 1 (47). С.12–14.] і зводилася до розв'язку диференціального нелінійного рівняння першої степені. У цій статті покажемо дещо інший підхід до розв'язання поставленої задачі.

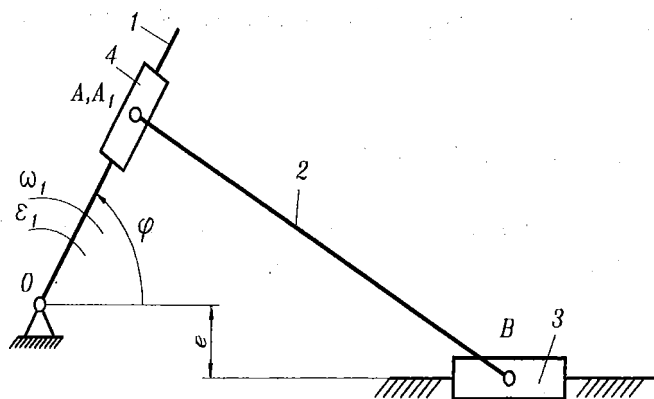


Рис. 1. Кривошипно-повзунний механізм зі змінною довжиною кривошипа

На рис. 1 подана інтерпретація КПМ зі змінною довжиною кривошипа. Рух повзуна 4 по кривошипу 1 можна задати різними способами, наприклад за допомогою кулачка з певним профілем або кроковим двигуном (але це питання в даній статті не розглядається).

Запишемо замкнутий векторний геометричний контур механізму:

$$\vec{l}_{OA} + \delta \vec{r} + \vec{l}_{AB} = \vec{e} + \vec{x}_B,$$

і спроекуємо його на осі правої системи координат з початком в точці O:

$$\begin{aligned} x: & l_1 \cos \varphi + \delta r \cos \varphi + l_2 \cos \varphi_2 = x_B, \\ y: & l_1 \sin \varphi + \delta r \sin \varphi + l_2 \sin \varphi_2 = e, \end{aligned} \quad (1)$$

де $l_1 = l_{OA}$ – початкова довжина кривошипа; $l_2 = l_{AB}$ – довжина шатуна; δr – приріст кривошипа; φ , φ_2 – кут нахилу кривошипа і шатуна до осі абсцис, відповідно; e – ексцентриситет механізму; $e < 0$ – коли напрямна повзуна знаходиться нижче центра обертання кривошипа і $e > 0$ – при знаходженні її вище. Для механізму, зображеному на рис. 1, $e < 0$.

Залишаємо доданки $l_2 \cos \varphi_2$ і $l_2 \sin \varphi_2$ у лівій частині рівняння, а інші переносимо в праву. Підносимо до квадрату обидві частини і додаємо. Після алгебраїчно-тригонометричних перетворень визначаємо шуканий приріст кривошипа:

$$\delta r = x_B \cos \varphi + e \sin \varphi - l + \sqrt{l_2^2 - (x_B \cos \varphi + e \sin \varphi)^2 - x_B^2 - e^2}. \quad (2)$$

Тепер сформулюємо задачу конкретніше.

Потрібно підібрати радіус кривошипа $r = \delta r + l$ таким чином, щоби повзун, досягнувши своєї максимальної швидкості $V_{B_{\max}}$, рухався з цією швидкістю ще певний проміжок часу.

Нехай $x_{B_{\max}}$ – координата повзуна, що відповідає максимальній його швидкості, а $\Delta \varphi$ – кут повороту кривошипа, протягом якого швидкість повзуна дорівнює $V_{B_{\max}}$. У такому випадку переміщення повзуна на ділянці $\Delta \varphi$ залишається рівномірним, і його можна описати так:

$$x_{B_c} = x_{B_{\max}} - \frac{\Delta \varphi}{\omega_1} V_{B_{\max}}, \quad (3)$$

де ω_1 – кутова швидкість обертання кривошипа.

Підставляючи синтезований закон руху (3) у вираз (2), обчислюємо необхідний приріст кривошипа.

Дослідження проводилися при таких параметрах механізму: $l = 0,1 \text{ м}$; $l_2 = 0,4 \text{ м}$; $e = 0$; $n_1 = 60 \frac{1}{\text{хв}}$; $\Delta \varphi = 50^\circ$.

Максимальну швидкість повзуна $V_{B_{\max}}$ і відповідну координату $x_{B_{\max}}$ при куті повороту кривошипа $\varphi_{\max}$ знаходили з кроком $k = 0,01 \text{ град}$. зміни кута повороту кривошипа φ . Нижче наведені деякі результати обчислень у системі MATLAB 6.

delfi = 50 град.; $V_{\max} = -0,6477 \text{ м/с}$; $f_{\max} = 76,7200 \text{ град.}$; $x_{B_{\max}} = 0,4109 \text{ м}$.

Радіус змінної довжини кривошипа подамо у вигляді полінома rP VI-ї степені .
Коефіцієнти полінома знаходимо чисельно:

$rP =$

Columns 1 through 7

-0,0004 0,0045 -0,0186 0,0383 -0,0238 -0,0255 0,1277

$r_1 = 0,1000$ м, $r_k = 0,1143$ м.

На рис. 2 зображена траєкторія точки A кінця кривошипа при незмінному і змінному кривошипах. Максимальний приріст кривошипа $\delta r = r_k - r_1 = 0,0143$ м.

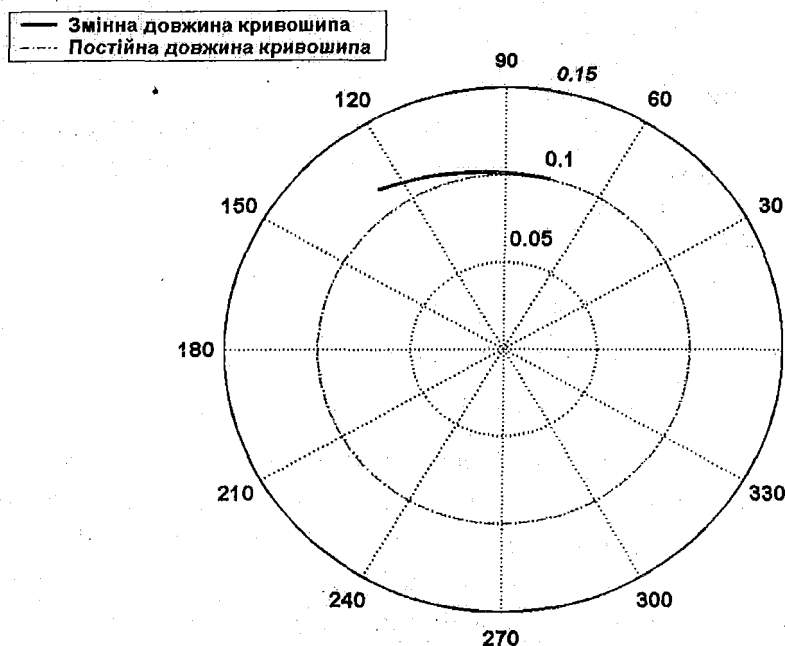


Рис. 2. Траєкторія точки A кінця кривошипа

На рис. 3 подані кінематичні характеристики повзуна при незмінному кривошипі на кути повороту $0 \leq \varphi \leq 180^\circ$ і змінному на кути повороту $\varphi_{\max} \leq \varphi \leq \varphi_{\max} + \Delta\varphi$.

Як бачимо, швидкість повзуна становить $V_{B_{\max}}$, а пришвидження при цьому дорівнює нулеві.

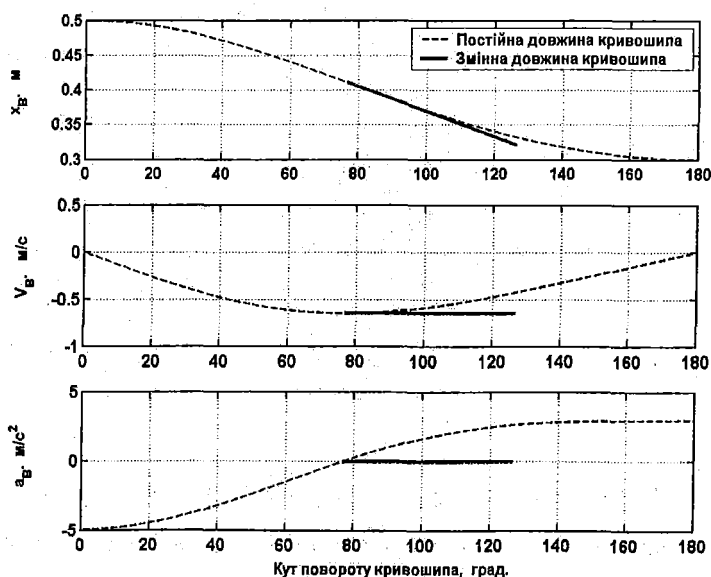


Рис. 3. Кінематичні характеристики повзуна

Користуючись розробленою методикою, можна синтезувати кривошипно-повзунний механізм із змінною довжиною кривошипа для отримання переміщень повзуна з постійною швидкістю.

УДК 686.1

А.І. Петрук, З.М. Приставський, О.Я. Моргун

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ РЕАКЦІЙ ОПОР ХИТНОГО СТОЛА НИТКОЗШИВНИХ МАШИН

Запропоновано методику визначення реакцій опор і кулачків хитного стола ниткозшивної машини.

Предложена методика определения реакций опор и кулачков качающегося стола ниткошвейной машины.

Значні динамічні сили, що виникають через нерівномірний рух хитного стола при робочих режимах ниткозшивних машин, призводять до появи додаткових навантажень на його підшипникові опори і приводні кулачки. У результаті швидше спрацьовуються робочі поверхні кулачків і підшипників, змінюються розмірні ланцюги механізму хитного стола, частіше ламаються робочі інструменти, знижується точність зупинки стола в крайніх, технологічно важливих, позиціях тощо. Тому питанню мінімізації і локалізації негативного впливу динамічних навантажень присвячена значна кількість наукових праць. Дослідження з цієї проблематики проводилися переважно в двох напрямках:

визначення динамічних навантажень на приводні кулачки з врахуванням кінематичних і динамічних властивостей конструкції механізму;

розроблення способів і конструкцій пристроїв програмного зрівноваження сил інерції стола.

Дана спрямованість досліджень обґрунтовується насамперед високою трудомісткістю процесів виготовлення кулачків. Однак такий однобічний підхід має певні недоліки. Інтенсивне спрацьовування підшипників опор також впливає на динаміку та довговічність механізму стола, на якість виконання технологічних операцій механізмом. Тому оптимальність усієї конструкції механізму стола може бути виявлена лише шляхом глибокого техніко-економічного аналізу.

Для проведення комплексу проектних розрахунків (як одного з необхідних етапів) пропонується методика визначення динамічних складових реакцій опор хитного стола, що дозволить обґрунтовано встановити оптимальні конструктивні розміри елементів опор. Розглянемо її на прикладі поширеної конструкції механізму хитного стола з двобічним кулачковим приводом (рис. 1). Динамічну задачу розв'яжемо за допомогою кінетостатичної моделі механізму, прийнявши такі припущення: усі складові частини хитного стола є твердими тілами; хитання стола навколо горизонтальної осі здійснюється за ідеальними законами; зазорами в кінематичних парах знехтуємо.