

КІНЕМАТИКА ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ, ОДЕРЖАНИХ НА БАЗІ ПРЯМОЛІНІЙНО-НАПРЯМНОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ

В статті розглянуто питання кінематичного аналізу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, одержаних на базі прямолінійно-напрямного кривошипно-повзунного механізму. В ході цих досліджень застосовувався метод замкнених векторних контурів, на основі якого було одержано алгоритм розрахунку основних кінематичних параметрів механізмів і складено відповідну комп'ютерну програму в системі Mathcad. Для порівняння законів руху вихідної ланки були обчислені інваріанти переміщень, швидкостей, прискорень та кінетичної потужності. Ці дані дозволяють більш оптимально вибирати кінематичну схему механізму.

Ключові слова: прямолінійно-напрямні механізми, кривошипно-повзунний механізм, шатунні криві, метод замкнених векторних контурів, інваріанти переміщень, швидкостей, прискорень та кінетичної потужності.

Y.A.T. KINYCKYI, P.V. MINIAILO

Khmelnitskyi National University

THE KINEMATICS OF DWELL LINKAGE MECHANISMS WHICH ARE BASED ON THE STRAIGHT-LINE PATH GENERATING SLIDER-CRANK MECHANISM

The article is dedicated to the kinematic analysis of dwell linkages that are based on the straight-line path generating slider-crank mechanism. For that purpose, the method of the closed vector contours was used. Based on that method the calculation algorithm of basic kinematic parameters of mechanisms and the corresponding computer program on Mathcad were developed. The invariants of displacement, velocities, accelerations and kinetic power were calculated for the comparison of the output link's motion laws. Calculated parameters allow optimal selection of the kinematic scheme of the mechanism.

Keywords: straight-line mechanisms, slider-crank mechanism, coupler curves, the method of closed vector contours, invariants of displacement, velocity, acceleration and kinetic power.

Як відомо [1, 2], при кінематичному дослідженні механізму розглядається рух його ланок без урахування сил, що діють на них, тобто розглядається рух ланок з геометричної точки зору, з урахуванням лише фактора часу. В результаті такого дослідження встановлюють відповідність кінематичних параметрів руху ланок (переміщень, швидкостей і прискорень) заданим умовам роботи механізму, а також одержують вихідні дані для подальших розрахунків. Знання кінематичних параметрів потрібні для визначення динамічних сил (сил інерції, моментів сил інерції), кінетичної енергії та потужності механізму. Траєкторії окремих точок допомагають встановити картину взаємного положення ланок під час руху машини та усунути можливість їх співударів. Дані кінематичного дослідження дуже часто використовуються для розв'язання оберненої задачі – синтезу механізмів. В даній роботі розглядається методика кінематичного дослідження важільного механізму із зупинкою вихідної ланки, що одержаний на базі прямолінійно-напрямного кривошипно-повзунного механізму (рис. 1).

У сучасних машинах набули широкого застосування механізми, які забезпечують при безперервному обертотому русі вхідної ланки обертальний або поступальний рух з зупинкою вихідної ланки [3]. Для цієї мети застосовують в основному механізми з вищими кінематичними парами (кулачкові, рідше механізми неповнозубих коліс), які поряд з відомими перевагами мають ряд істотних недоліків. При певних розмірах ланок вистій вихідної ланки можуть забезпечити важільні механізми, до складу яких входять тільки нижчі кінематичні пари. Заміна кулачкових механізмів важільними дозволяє підвищити надійність і довговічність машин, зменшити зношування деталей, усунути розробку спеціальних конструкцій для замикання ланок, спростити технологію виготовлення і ремонту, а в деяких випадках здійснити регулювання закону руху вихідної ланки навіть під час роботи машини.

Проте, важільні механізми з зупинкою вихідної ланки ще не одержали широкого застосування. «Питання про те, – відзначає відомий німецький учений В. Ліхтенхельдт [3], – які механізми – кулачкові або важільні – доцільніше застосовувати для здійснення робочого процесу, найчастіше вирішується на користь кулачкових механізмів, хоча в багатьох випадках важільні механізми набагато зручніші й мають більш досконалу конструкцію... Причиною цього є та обставина, що методи розрахунку ланок важільних механізмів ще мало доступні багатьом конструкторам. Їм здається, що в кожному окремому випадку простіше й зручніше для заданого закону руху ланки механізму розрахувати кулачковий механізм, чим важільний».

Таке відношення до важільних механізмів пояснюється багатьма об'єктивними факторами: по-перше, синтез таких механізмів досить складний і без сучасних ЕОМ утруднений; по-друге, розроблені методи синтезу за окремими критеріями наведені в джерелах, не завжди доступних конструкторам (журнальні статті, матеріали наукових конференцій, дисертації, наукові звіти тощо), причому відкриті публікації, як правило, мають оглядовий, інформаційний характер; по-третє, питання синтезу важільних механізмів з зупинкою вихідної ланки практично не розглядаються ні в загальному курсі теорії механізмів і машин, ні в спеціальних курсах, а окремі посібники або довідники з їхнього проектування майже відсутні.

Тому не дивно, що кулачкові механізми, теорії синтезу яких приділяється достатня увага, набули широкого застосування.

Одним із прикладів важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки може бути такий, що одержаний на базі прямолінійно-напрямого кривошипно-повзунного механізму, кінематична схема якого наведена на рис. 1. Синтез таких механізмів висвітлений в попередніх наших роботах [4, 5]. Точка C , яка належить шатуну AB , на ділянці $K_L K_R$ описує шатунну криву наближену до прямої лінії. Приєднавши в цій точці структурну групу II класу V виду (ланки 4 і 5), одержимо механізм із зупинкою вихідної ланки (ланки 5).

Для визначення основних кінематичних параметрів механізму використаємо метод замкнених векторних контурів [1, 2]. Для векторного контуру OAB (рис. 1) можна записати таке векторне рівняння:

$$\vec{r} + \vec{l} = \vec{x}_B + \vec{y}_B, \quad (1)$$

де $r = l_{OA}$, $l = l_{AB}$.

Спроекуємо цей векторний контур на координатні осі x і y та запишемо рівняння проєкцій на них:

$$r \cos \varphi_1 + l \cos \varphi_2 = x_B, \quad r \sin \varphi_1 + l \sin \varphi_2 = y_B; \quad (2)$$

де φ_1 — узагальнена координата (кут повороту кривошипа). В центральному кривошипно-повзунному механізмі $y_B = 0$.

Положення повзуна 3 знаходимо з першого рівняння (2), попередньо знайшовши із другого рівняння значення кута φ_2 :

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{y_B - r \sin \varphi_1}{l}. \quad (3)$$

Диференціюючи рівняння (2) за узагальненою координатою механізму φ_1 , одержимо залежності для визначення аналогів кутових швидкостей шатуна 2 та ланки 3:

$$\varphi_2' = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{-r \cos \varphi_1}{l \cos \varphi_2}; \quad x_B' = \frac{dx_B}{d\varphi_1} = -r \sin \varphi_1 - l \varphi_2' \sin \varphi_2. \quad (4)$$

Повторно диференціюючи рівняння (2) за узагальненою координатою механізму φ_1 , одержимо залежності для визначення аналогів прискорень відповідних ланок:

$$\varphi_2'' = \frac{d\varphi_2'}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_2'^2}{d^2\varphi_1} = \frac{l(\varphi_2')^2 \sin \varphi_2 + r \sin \varphi_1}{l \cos \varphi_2}; \quad x_B'' = \frac{dx_B'}{d\varphi_1} = \frac{d^2 x_B}{d\varphi_1^2} = -r \cos \varphi_1 - l \varphi_2'' \sin \varphi_2 - l(\varphi_2')^2 \cos \varphi_2. \quad (5)$$

Аналогічно знаходимо параметри руху точки C , використавши векторний контур OAC :

$$x_C = x_A + l \cos(\varphi_2 + \gamma), \quad y_C = y_A + l \sin(\varphi_2 + \gamma); \quad (6)$$

$$x_C' = x_A' - l \varphi_2' \sin(\varphi_2 + \gamma), \quad y_C' = y_A' + l \varphi_2' \cos(\varphi_2 + \gamma); \quad (7)$$

$$x_C'' = x_A'' - l \varphi_2'' \sin(\varphi_2 + \gamma) - l(\varphi_2')^2 \cos(\varphi_2 + \gamma), \quad y_C'' = y_A'' + l \varphi_2'' \cos(\varphi_2 + \gamma) - l(\varphi_2')^2 \sin(\varphi_2 + \gamma), \quad (8)$$

Для визначення переміщень повзуна 5 (точки F , яка збігається з точкою C ланки 3) та їх аналогів швидкостей та прискорень використаємо рівняння проєкцій точки C в системі координат $x_2 O y_2$, де вісь x_2 паралельна прямолінійній ділянці шатунної кривої точки C і повернута відносно основної системи на кут ξ (рис. 1). Використавши рівняння перетворення координат для плоскої системи [2], одержимо:

$$x_{C2} = x_C \cos \xi + y_C \sin \xi, \quad y_{C2} = y_C \cos \xi - x_C \sin \xi. \quad (9)$$

Тоді, диференціюючи рівняння (9), знайдемо аналогі швидкостей та прискорень повзуна 5 (точки C_2):

$$x_{C2}' = x_C' \cos \xi + y_C' \sin \xi, \quad y_{C2}' = y_C' \cos \xi - x_C' \sin \xi; \quad (10)$$

$$x_{C2}'' = x_C'' \cos \xi + y_C'' \sin \xi, \quad y_{C2}'' = y_C'' \cos \xi - x_C'' \sin \xi. \quad (11)$$

Переміщення повзуна 5 знаходимо за такою формулою:

$$s_{C2} = |y_{C2}(\varphi)| - |y_{C2}(\varphi_{\min})|; \quad S_C = |y_{C2}(\varphi_{\max})| - |y_{C2}(\varphi_{\min})|. \quad (12)$$

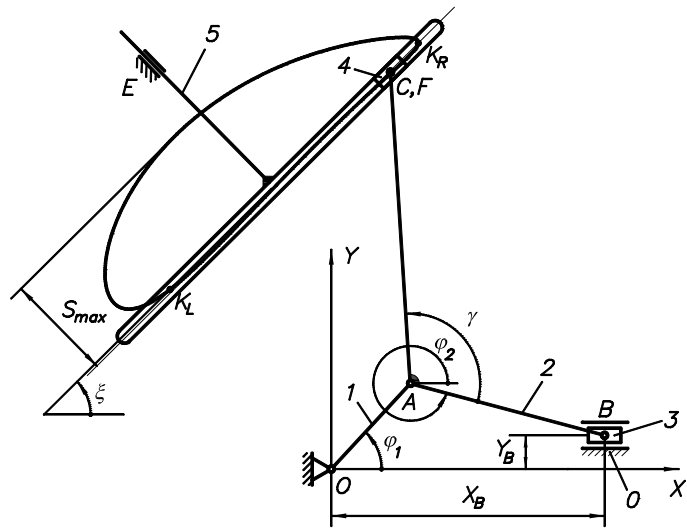


Рис. 1. Шестиланковий важільний прямолінійно-напрягий механізм, який забезпечує зупинку вихідної ланки

де s_{C2} – переміщення повзуна 5 (точки C_2); S_C – максимальний хід повзуна 5.

Знаючи аналоги швидкостей і прискорень, знаходимо дійсні фізичні величини за формулами [4] ($\omega_1 = \text{const}$):

$$\omega_2 = \varphi_2' \omega_1, \quad v_B = y_B' \omega_1, \quad a_B = y_B'' \omega_1^2, \quad \varepsilon_2 = \varphi_2'' \omega_1^2, \quad v_{C2} = y_{C2}' \omega_1, \quad a_{C2} = y_{C2}'' \omega_1^2. \quad (13)$$

де ω_2 – кутова швидкість ланки 2; v_B, a_B – відповідно швидкість і прискорення повзуна 3;

ε_2 – кутове прискорення ланки 2, v_F, a_F – відповідно швидкість і прискорення повзуна 5.

При $\omega_1 = 1$ швидкості та прискорення чисельно дорівнюють відповідним аналогам.

Для порівняння закону руху вихідної ланки 5 різних кінематичних схем визначаємо інваріанти переміщень a_k , швидкості b_k , прискорення c_k та кінетичної (динамічної) потужності d_k та їх максимальні значення B, C, D за такими формулами [2, 3]:

для періоду віддалення –

$$a_{kv} = \frac{s_{C2}}{S_C}, \quad b_{kv} = \frac{\varphi_v}{S_C} y_{C2}', \quad c_{kv} = \frac{\varphi_v^2}{S_C^2} y_{C2}'', \quad d_{kv} = b_{kv} c_{kv}, \quad B_v = |b_{kv}|_{\max}, \quad C_v = |c_{kv}|_{\max}, \quad D_v = |d_{kv}|_{\max};$$

для періоду наближення –

$$a_{kn} = \frac{s_{C2}}{S_C}, \quad b_{kn} = \frac{\varphi_n}{S_C} y_{C2}', \quad c_{kn} = \frac{\varphi_n^2}{S_C^2} y_{C2}'', \quad d_{kn} = b_{kn} c_{kn}, \quad B_n = |b_{kn}|_{\max}, \quad C_n = |c_{kn}|_{\max}, \quad D_n = |d_{kn}|_{\max},$$

де $\varphi_v = 2\pi - \varphi_0 - \alpha$ – кут віддалення (кут повороту кривошипа 1 за час віддалення повзуна 5, рис. 1);

Значення максимального переміщення S ланки 5 та кутів φ_0 і α визначаються на стадії синтезу механізму.

На основі вказаного алгоритму було складено комп'ютерну програму в системі Mathcad [6], яка дозволила виконати аналітичне дослідження кінематики цих механізмів.

Для прикладу на рис. 2 – 5 наведені основні кінематичні характеристики руху ланки 5 залежно від положення кривошипа 1 при таких параметрах механізму: $\alpha = 60^\circ, r = 0,5, k = 1,62, \gamma = 19,991, k = 1,62, \gamma = 19,991, \varphi_0 = 150^\circ, \xi = 136,6736$ [4, 5]. В цьому механізмі фазові кут $\varphi_v = \varphi_n$, а тому $B_v = B_n = 1,795, C_v = C_n = 5,958, D_v = D_n = 10,666, S_C = 0,687$.

Отже, в цій роботі розглянуто питання кінематичного аналізу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, одержаних на базі прямолінійно-напрямого кривошипно-повзунного механізму, на основі якого було одержано алгоритм розрахунку основних кінематичних параметрів механізмів і складено відповідну комп'ютерну програму в системі Mathcad. Для порівняння законів руху вихідної ланки були обчислені інваріанти переміщень, швидкостей, прискорень та кінетичної потужності. Подальші дослідження будуть направлені на встановлення впливу геометричних параметрів усіх синтезованих механізмів на кінематичні та силові параметри руху вихідної ланки. Ці дані дозволяють більш оптимально вибрати кінематичну схему механізму.

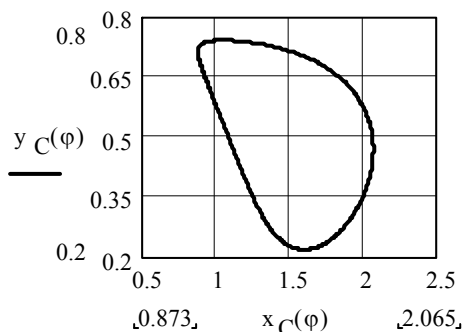


Рис. 2. Траскторія точки C

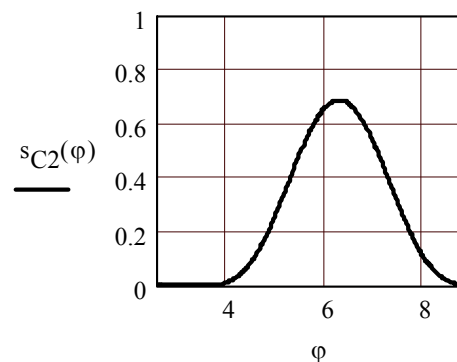


Рис. 3. Діаграма переміщень повзуна 5

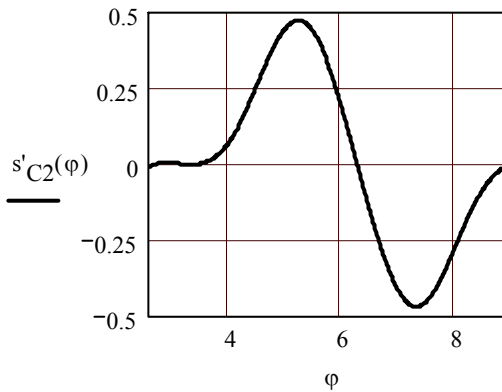


Рис. 4. Діаграма швидкостей повзуна 5

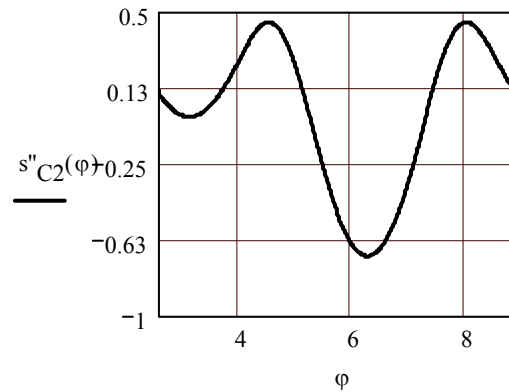


Рис. 5. Діаграма прискорень повзуна 5

Література

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / Артоболевский И.И. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Кіницький Я.Т. – К. : Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Кіницький Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Кіницький Я.Т. – К. : Вища шк., 1990. – 229 с.
4. Кіницький Я.Т. Визначення параметрів зупинки вихідної ланки механізмів, побудованих на базі центрального прямолінійного кривошипно-повзунного механізму / Я.Т. Кіницький, П.В. Міняйло, М.В. Марченко // Вісник Хмельницького національного університету. – Хмельницький, 2009. – № 5. – С. 34–39.
5. Кіницький Я.Т. Знаходження точок перегину шатунної кривої кривошипно-повзунного механізму / Я.Т. Кіницький, П.В. Міняйло, М.В. Марченко // Вісник Хмельницького національного університету. – 2013. – № 6. – С. 70–74.
6. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad / Я.Т. Кіницький, В.О. Харжевський, М.В. Марченко. – Хмельницький : ХНУ, 2014. – 295 с.

Отримана/Received : 10.4.2017 р. Надрукована/Printed : 8.6.2017 р.
Статтю представляє д.т.н., проф. Кіницький Я.Т.

УДК 621. 643. 053

І.О. ПОХИЛЬЧУК, Т.О. ГАЛИЦЬКИЙ, О.Р. СТРИЛЕЦЬ, З.К. САСЮК
Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

МЕТОДИКА ПІДБОРУ МАТЕРІАЛІВ ПАР ТЕРТЯ НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ ПІДВИЩЕНОЇ ГЕРМЕТИЧНОСТІ

У статті описана принципова схема нових торцевих ущільнень підвищеної герметичності, конструкція та принцип дії нових конструкцій, розроблених на її основі, які мають покращені характеристики герметичності. Наведена методика підбору матеріалів пар тертя нових конструкцій торцевих ущільнень підвищеної герметичності та матеріали які рекомендується використовувати під час їх виготовлення. Зроблено висновок про доцільність використання певних матеріалів.

Ключові слова: торцеве ущільнення, пара тертя, кільця тертя, матеріали пар тертя.

I.O. POKHILCHUK, T.O. HALYTSKIY, O.R. STRILETS, Z.K. SASIUK
National University of Water And Environmental Engineering, Rivne, Ukraine

METHOD OF SELECTION OF MATERIALS FOR FRICTION PAIRS OF NEW DESIGNS OF MECHANICAL END FACE SEALS WITH INCREASED TIGHTNESS

The aim of the article is to describe the methods of materials selection for friction rings of new designs of mechanical end face seals with increased tightness which would provide them the necessary tightness, durability and wear resistance for different operating modes. The end face seals are responsible assembly units of hydraulic pipelines, which often define qualitative performance indicators of such machinery for failures in the sealing mechanism leads to major malfunctioning or even failure of whole machine in general. The new designs of mechanical end face seals improve the stability and reliability of such units by increasing their tightness. This effect among others depends on the materials used. That's why the picking of materials is an actual problem to solve. Based on the overview of possible materials that can be used in mechanical end face seals the conclusion about most suitable ones for certain operational modes have been made.

Key words: mechanical end face seal, friction pair, friction rings, material.

Постановка проблеми

В сучасному машинобудуванні для ущільнення валів насосів машин і механізмів хімічної,