

Середньоарифметичне значення пружного крутного моменту в ланках приводу і дисперсії для кожної серії вимірювань визначались відповідно за формулами:

$$\bar{X}_e = \frac{1}{n_e} \sum_{i=1}^{n_e} X_{ei}; \quad (2)$$

$$\bar{X}_e = \frac{1}{n_e} \sum_{i=1}^{n_e} (X_{ei} - \bar{X}_e)^2. \quad (3)$$

Результати розрахунку зведені в таблицю. За даними таблиці відповідно до формули (1)

$$G_p = \frac{51}{7,684 + 11,2 + 5,1} = 0,73.$$

Табличне значення критерію Кохрена  $G_m$ , що відповідає ймовірності довіри 0,95, для кількості паралельних серій  $m_e=3$  та кількості ступенів вільності  $q=4$  дорівнює 0,746 [4]. Оскільки  $G_p < G_m$ , то відтворюваність дослідів можна вважати доброю.

**Висновки.** Запобіжні муфти з профільним заміканням і сталим кутом нахилу профілю робочих поверхонь півмуфт (кулачків, лунок під кульки) при пробуксовуванні створюють динамічний пружний момент у валопроводах приводу у 1,5–2,0 рази більший, ніж розрахунковий.

Кулькові запобіжні муфти при пробуксовуванні на швидкостях обертання, більших від критичної, створюють динамічні навантаження у приводі, які несуттєво перевищують статичне (номінальний крутний момент).

Коефіцієнт динамічності, або коефіцієнт перевищення залишкового динамічного моменту у валопроводах приводу після спрацювання запобіжної муфти з профільним заміканням, обов'язково потрібно враховувати як один з головних критеріїв при параметричному синтезі таких муфт.

### Література

1. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
2. Лопаткин А.Г. Динамические нагрузки у приводе с шариковой предохранительной муфтой // Известия вузов. Машиностроение. – 1969, № 10. – С. 61-65.
3. Решетов Д.Н., Лопаткин М.Г. Динамические нагрузки у приводе с кулачковой предохранительной муфтой // Известия вузов. Машиностроение. – 1967, № 2. – С. 39-43.
4. Сиденко В.М., Грушко И.М. Основы научных исследований. – Харьков: Вища шк. – 1978. – 200 с.

УДК 681.62.067

В.Р. Пасіка, О.М. Поліудов

## ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА ЗАДАНИМ ПЕРЕМІЩЕННЯМ ПОВЗУНА

Розглядаються кривошипно-повзунні механізми із змінною геометрією. Наводяться аналітичні залежності для обчислення такої змінної довжини кривошипа, яка забезпечує необхідний закон руху повзуна.

V.R. Pasika, O.M. Poliudov

## Geometrical synthesis mechanisms slider-crank on the given moving of the slider

In work are considered slider-crank mechanisms with varied geometry. The analytical dependencies for calculation varied crank long are resulted, which provides the required law of movement of the slider.

Синтезу плоских важільних механізмів присвячено багато праць, в яких розглядають механізми тільки з ланками постійної довжини. У таких механізмах у принципі не можливо підібрати геометрію механізму, аби отримати конкретний наперед заданий закон руху повзуна.

Для того, щоби кривошипно-повзунним механізмом (КПМ) забезпечити потрібний закон переміщення повзуна, необхідно певним чином змінювати один або кілька геометричних розмірів механізму. Найпростіше це зробити, змінюючи довжину кривошипа. Фундаментальних робіт, в яких проводиться синтез КПМ із змінною довжиною кривошипа на терені СНД, авторам не відомі.

На рис. 1 подана інтерпретація КПМ зі змінною довжиною кривошипа.

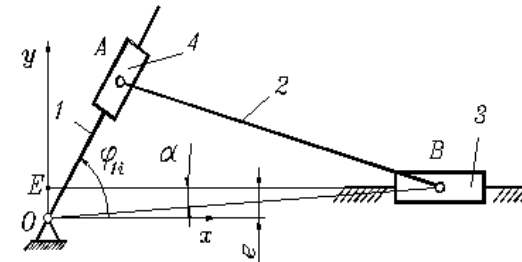


Рис. 1. Інтерпретація кривошипно-повзунного механізму зі змінним кривошипом

Питання, яким чином змінювати довжину кривошипа, у даній роботі не ставиться. Хоча це може бути і кулачок, і кроковий електродвигун, тощо.

Сформулюємо задачу таким чином. Задано: початкова довжина кривошипа –  $l_1$ , довжина шатуна  $AB$  –  $l_2$ , ексцентриситет –  $e$  і закон переміщення повзуна –  $x_{B_i}$ . Необхідно визначити такі відносні переміщення  $\delta r_i$  повзуна "4" і кривошипа, при яких забезпечується задане переміщення  $x_{B_i}$ . У загальному випадку визначення довжини кривошипа  $r_i = l_1 + \delta r_i$  за відомим переміщенням повзуна зводиться до визначення координат точок перетину прямої  $y = x \cdot \tan \phi_{ri}$  і кола радіусом  $l_2$  з центром в точках  $B(x_{B_i}, e)$ .

Розв'яжемо дану задачу найбільш наочним, на наш погляд способом.

На рис. 2 подано схеми КПМ у положеннях, коли кут передачі  $\mu = \mu_1$  тупий – суцільні лінії і коли кут  $\mu = \mu_2$  – гострий.

Для першого випадку невідомий радіус кривошипа  $r = OA_1$  обчислюємо як  $r = OC_1 - A_1C_1$ , де  $OC_1 = \sqrt{x_{B_1}^2 + e^2} \cos(\varphi_{1i} - \alpha_i)$ ,  $\alpha_i = \arctg \frac{e}{x_{B_1}}$ ,

$A_1C_1 = \sqrt{l_2^2 - (x_{B_1}^2 + e^2) \sin^2(\varphi_{1i} - \alpha_i)}$ . Після підстановки отримуємо:

$$r = \sqrt{x_{B_1}^2 + e^2} \cos(\varphi_{1i} - \alpha_i) - \sqrt{l_2^2 - (x_{B_1}^2 + e^2) \sin^2(\varphi_{1i} - \alpha_i)}. \quad (1)$$

При подальшому прокручуванні кривошипа наступить таке положення  $\varphi_{1i} = \varphi_n$  при якому кривошип і шатун стануть взаємоперпендикулярні. У даному випадку радіус кривошипа дорівнює:

$$r = \sqrt{x_{B_1}^2 + e^2} \cos(\varphi_{1i} - \alpha_i). \quad (2)$$

Повертаючи кривошип далі, механізм займе положення, подане на рис. 2 штриховими лініями. Радіус кривошипа обчислюємо, як  $r = A_2C_2 - OC_2$ , де  $A_2C_2 = \sqrt{l_2^2 - B_2C_2^2} = \sqrt{l_2^2 - (x_{B_1}^2 + e^2) \sin^2(\varphi_{1i} - \alpha_i)}$ ,  $OC_2 = -\cos(\varphi_{1i} - \alpha_i) \sqrt{(x_{B_1}^2 + e^2)}$ .

Тоді радіус кривошипа обчислюємо за такою формулою:

$$r = \sqrt{x_{B_1}^2 + e^2} \cos(\varphi_{1i} - \alpha_i) + \sqrt{l_2^2 - (x_{B_1}^2 + e^2) \sin^2(\varphi_{1i} - \alpha_i)}. \quad (3)$$

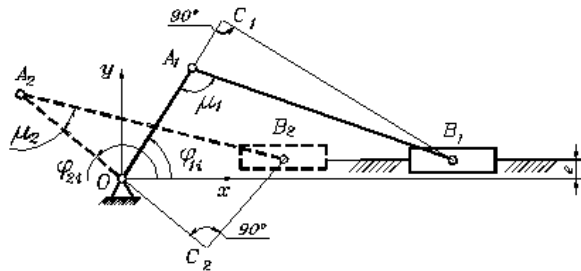


Рис. 2. До визначення радіусу кривошипа

Таким чином отримали три залежності для обчислення радіуса змінного кривошипа. Залежність (1) справедлива для кутів повороту кривошипа  $\varphi_{1i} < \varphi_n$ , друга (2) – для кутів  $\varphi_{1i} = \varphi_n$ , третя – для кутів  $\varphi_{1i} > \varphi_n$ .

Запишемо отримані три залежності у вигляді однієї, використовуючи функцію знаку:

$$r = \sqrt{x_{B_1}^2 + e^2} \cos(\varphi_{1i} - \alpha_i) - \text{sign}(\varphi_n - \varphi_{1i}) \sqrt{l_2^2 - (x_{B_1}^2 + e^2) \sin^2(\varphi_{1i} - \alpha_i)}. \quad (4)$$

Як бачимо, синтезувати радіус кривошипа не завжди можливо. Якщо підкореневий вираз  $l_2^2 - (x_{B_1}^2 + e^2) \sin^2(\varphi_{1i} - \alpha_i) < 0$ , то необхідного радіусу кривошипа не існує. Графічно це означає (рис. 3), що існують такі переміщення  $x_{B_1}$ , на яких перпендикуляр BC опущений з точки  $B_1$  на напрям кри-

вошипа, більший від довжини шатуна  $l_2$ . У такому випадку необхідно збільшити довжину шатуна.

Однак, чисельні дослідження показали, що не тільки при від'ємному підкореневому виразі, але і при додатному  $l_2^2 - (x_{B_1}^2 + e^2) \sin^2(\varphi_{1i} - \alpha_i) > 0$  не існує кривошипа для відтворення заданого переміщення повзуна. Якщо відсутність існування кривошипа при від'ємному підкореневому виразі очевидна, то про таку очевидність при додатному підкореневому виразі стверджувати немає підстав.

Для вияснення цього моменту побудуємо графік функції  $z = l_2^2 - (x_{B_1}^2 + e^2) \sin^2(\varphi_{1i} - \alpha_i)$  для трьох випадків:

$$z > 0, \quad z = 0, \quad z < 0.$$

Графіки функції  $z$  наведені на рис. 3.

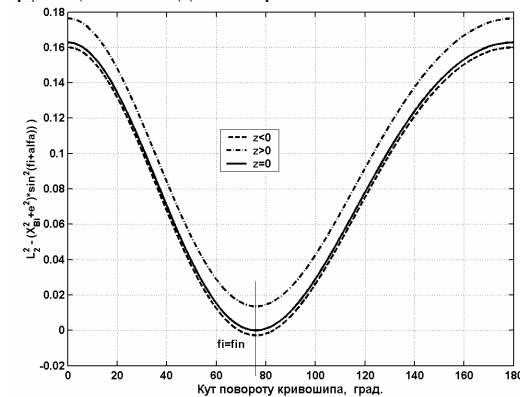


Рис. 3. Графік підкореневої функції  $Z$

Вище зазначалось, що при  $z < 0$  кривошипа не існує, оскільки маємо такі переміщення повзуна  $x_{B_1}$ , для яких перпендикуляр опущений з точки  $B_1$  на кривошип більший від довжини шатуна (штрихова крива на рис. 3). Аналогічно, при  $z > 0$  перпендикуляр, опущений з точки  $B_1$  на кривошип менший від довжини шатуна  $l_2$  (штрихпунктирна крива на рис. 3). В обох випадках векторний геометричний контур  $OABEO$  виявляється розімкненим в точці  $A$ . А тільки при замкнутому векторному контурі можна говорити, що даний контур може бути механізмом.

Таким чином, для успішного синтезу КПМ необхідно, аби у положенні, коли кривошип і шатун взаємоперпендикулярні функція  $z = 0$ . До речі, для КПМ з постійною геометрією функція,  $z = 0$  (суцільна крива на рис. 3).

Дослідження показують, що кривошип і шатун стають взаємоперпендикулярними при такому куті  $\varphi_n$ , при якому функція  $z$  набуває мінімуму. Прирівнюємо функцію  $z$  до нуля і визначаємо синтезовану довжину шатуна:

$$l_{2c}^2 = (x_B^2(\varphi_n) + e^2) \sin^2(\varphi_n - \alpha_n), \quad (5)$$

де  $tg\alpha_n = \frac{e}{x_{B_i}(\varphi_n)}$ ,  $\varphi_n$  – кут, при якому функція  $z$  набуває мінімуму.

Підставляючи останній вираз у вираз (4), отримуємо кінцеву формулу для геометричного синтезу КПМ за заданим переміщенням повзуна:

$$r = \sqrt{x_{B_i}^2 + e^2} \cos(\varphi_{1i} + \alpha_i) - \text{sign}(\varphi_n - \varphi_{1i}) \times \sqrt{[x_{B_i}^2(\varphi_n) + e^2] \sin^2(\varphi_n - \alpha_n) - (x_{B_i}^2 + e^2) \sin^2(\varphi_{1i} - \alpha_i)} \quad (6)$$

Зауважимо, що при урахуванні ексцентриситету  $e$  необхідно мати на увазі, що він може бути більшим або меншим від нуля. Якщо напрямна повзуна проходить нижче осі обертання кривошипа, то  $e < 0$ , якщо вище – то  $e > 0$ . На рис. 1  $e > 0$ .

Для прикладу, покажемо методику застосування отриманих теоретичних результатів при розв'язанні такої задачі.

У КПМ (рис. 1), з початковими параметрами  $l_1 = 0.1$  м,  $l_2 = 0.4$  м,  $e = 0$  необхідно підібрати такий змінний радіус кривошипа, при якому на куті повороту кривошипа  $0 < \varphi_{1i} < \pi$  задовольняються такі умови:

- положення повзуна у крайньому правому положенні механізму дорівнює  $x_{Bn} = l_1 + l_2$ , а у крайньому лівому –  $x_{Bl} = 0.28$  м;
- швидкості повзуна у крайніх положеннях дорівнюють нулю;
- пришвидшення повзуна у крайніх положеннях рівні за модулем, але протилежні за напрямком. Величина цих пришвидшень дорівнює максимальному пришвидженню повзуна при початкових параметрах механізму.

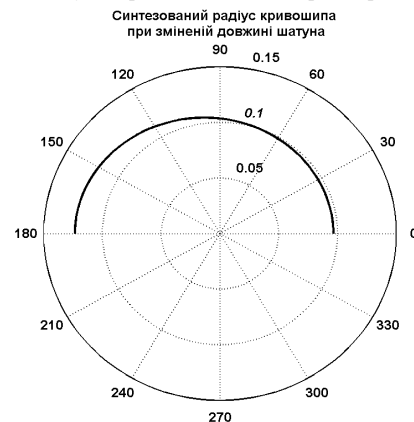


Рис. 4. Траєкторія точки А

Спочатку синтезуємо закон переміщення повзуна. Для цього використовуємо результати роботи [1] і отримуємо масив значень переміщень повзуна залежно від кута повороту кривошипа.

Далі шукаємо мінімум функції  $z$  і кут повороту кривошипа  $\varphi_n$ , при якому досягається мінімуму. Отримані значення підставляємо у вираз (6) і

обчислюємо масив значень змінної довжини кривошипу. На рис. 4 подана траєкторія руху точки А кривошипу.

Всі обчислення проводились у системі MATLAB 6 за спеціально розробленою програмою.

Переміщення повзуна і змінну довжину кривошипа отримали у вигляді поліномів V степені:

$$x_{B_i} = -0.0003\varphi_1^5 + 0.0022\varphi_1^4 + 0.0086\varphi_1^3 - 0.0625\varphi_1^2 + 0.5.$$

$$r_i = 0.0001\varphi_1^5 - 0.0006\varphi_1^4 + 0.0028\varphi_1^3 + 0.0001\varphi_1^2 - 0.0006\varphi_1 + 0.0965.$$

Необхідна довжина шатуна  $l_2 = 0.4035$  м.

Таким чином, КПМ зі змінною геометрією забезпечують необхідний закон руху повзуна. Тим самим вони набувають властивостей кулачкових механізмів. При цьому, відсутність вищих кінематичних пар позитивно відрізняє їх від кулачкових механізмів і суттєво поліпшує їхню кінетостатику. Все це дає змогу застосовувати КПМ зі змінною геометрією у важко навантажених машинах.

## Література

1. Пасіка В.Р. До питання синтезу законів періодичного руху комбінованих механізмів. *Машинознавство*, 2002, №11. – С. 29-33.

УДК 674.093.24.06

О.Б. Ференц, С.О. Манзій, Л.Н. Горбачова,  
В.О. Масевський, В.М. Сторожук, А.Я. Терлецький, А.О. Ференц – УкрДЛТУ

## НОРМУВАННЯ ВИТРАТ СИРОВИНИ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ СТРУГАНОГО ШПОНУ

Розроблено нормативи витрат сировини для основних розсіяносудинних (бук, горіх, береза), кільцесудинних (дуб, ясен) і шпилькових порід деревини. Проаналізовано баланс сировини на всіх стадіях технологічного процесу: розкрій сировини, гідротермічна обробка і стругання ванчесів, сушіння та сортування шпону.

О.Б. Ferents, S.O. Manzii, L.N. Horbachova, V.O. Maievsk'yi, V.M Storozhuk,  
A.J. Terlets'kyi, A.O. ferents – USUFWT

The rate of sawlog consuption are obtained for beeh, walnut, birch, oar, ash and needle-leaved species, the balance of wood utilization for the all stadies of technologikal process: technologikal preparation of the raw material, veneer slicing, drying, grading is analysed.

Сьогодні Україна відчуває значний дефіцит у деревних матеріалах, проте попит на струганий шпон – натуральний личкувальний матеріал не зменшується. У період переходу економіки на ринкові відносини важливим є створення умов для стабільної роботи підприємств шляхом контролю техніко-економічних показників [3].

Струганий шпон є одним із основних личкувальних матеріалів у виробництві меблів та столярно-будівельних виробів. Із розширенням використання для цих цілей синтетичних матеріалів (синтетичного шпону, паперу,