

УДК 621.01

О.І. ЗИНЧЕНКО, канд. техн. наук, доц. каф. ТММіСАПР, НТУ “ХПІ”

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ СИНТЕЗУ ШЕСТИЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЧЕТВЕРТОГО КЛАСУ З НАБЛИЖЕНИМ ВИСТОЄМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

У статті викладено метод кінематичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу з наближеним вистоем вихідної ланки в одному з крайніх положень. Наведені результати синтезу та зроблено їх аналіз.

In the article method of kinematics synthesis of six-link mechanisms of fourth class with the initial stop of driven link in one of final positions are considered. The results of synthesis and their analysis are considered.

Вступ. Розглянуто актуальний науковий напрям, який пов'язаний з розв'язанням науково-практичної задачі кінематичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу, здатних забезпечити наближений вистій вихідної ланки. Розроблений метод синтезу та кінематичного аналізу вказаних механізмів, створена комплексна математична модель, програмне забезпечення та проведені на їхній основі дослідження, а також практичні рекомендації складають наукову і практичну цінність.

Актуальність. В теперішній час достатньо повно розроблені методи кінематичного синтезу механізмів другого і третього класів, призначених здійснювати рух з одним або декількома наближеними вистоями вихідної ланки. Проте висока якість і велика тривалість вистою забезпечується, наприклад, механізмами другого класу за рахунок великої кількості ланок. Велика кількість ланок негативно

позначається на динаміці механізму і його вартості. Прості шестиланкові механізми другого класу хоча і не мають цих недоліків, але мають обмежені функціональні можливості. В той же час, були доведені і підтверджені раніше багатьма відомими ученими переваги механізмів високих класів за функціональними можливостями (відтворенню заданих рухів робочих органів) порівняно з механізмами других і третіх класів (за класифікацією І.І. Артоболевського). На даний час розроблені методи кінематичного синтезу механізмів високих класів. В основному це графоаналітичні методи. Але ці методи вимагають значної кількості часу для розв'язання задачі, вони складні і не завжди дають потрібний результат. Крім того, графічна форма розв'язання задач синтезу не забезпечує потрібної точності при визначенні параметрів механізму і не дозволяє знайти всі розв'язки. Окрім графоаналітичних методів синтезу механізмів високих класів відомі також аналітичні методи, але на сьогоднішній день вони не є достатньо ефективними. Таким чином, розробка методу аналітичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу (ШМЧК), призначених здійснювати рух вихідної ланки з наближеним вистоем, є актуальним науковим напрямком, пов'язаним з розв'язанням науково-практичної задачі забезпечення руху вихідної ланки з наближеним вистоем.

Постановка задачі синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу з наближеним вистоем вихідної ланки детально освітлена в [1]. Алгоритм кінематичного синтезу таких механізмів докладно викладений в [2].

Пропонується наступний алгоритм синтезу ШМЧК:

1) спроектувати шарнірний чотириланковик (ШЧ) $OACB$ за трьома поло-

женнями кривошипа 1, які відповідатимуть куту вистою шестиланкового механізму, і трьома положеннями коромисла BC . Алгоритм синтезу ШЧ за трьома положеннями відомий із літератури [3]. При синтезі за трьома положеннями задаємося наступними величинами: j_{12}, j_{13} – кутами повороту кривошипу OA ; y_{12}, y_{13} – кутами повороту ко-

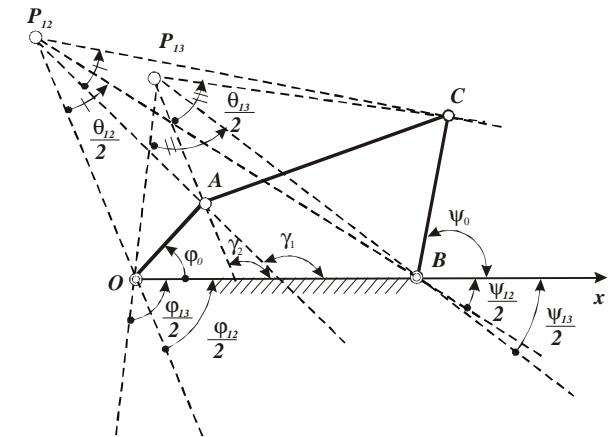


Рис. 1. ШЧ у задачі синтезу за трьома положеннями

ромисла CB ; y_0 – початковим кутом повороту коромисла CB ; l_{OB} – довжиною стояка; l_{CB} – довжиною коромисла CB (рис. 1). Знаходимо відносні розміри механізму l_{OA}, l_{AC} і кут j_0 , який відповідає початковому положенню кривошипа. Складання ШЧ $OACB$ приймається однаковим для всіх положень;

2) задавшись положенням точки D (рис. 2) на шатуні AC ШЧ $OACB$ (l_{CD} , a), отримаємо три положення цієї точки D_1, D_2, D_3 . Ці положення відповідають трьом характерним положенням кривошипа OA , які задані кутами $j_0, j_0 + j_{12}, j_0 + j_{13}$, де $j_{13} = j_B$ (j_B – заданий кут вистою, в процесі проектування не змінюється). Складання ШЧ $BCDE$ задається і є однаковим для всіх положень;

3) три точки D_i завжди лежать на одному колі. Знаходимо центр цього кола E і приймаємо його за положення осі шарніра, а радіус кола приймаємо за довжину коромисла DE (див. рис. 2);

4) шарніри B і E слід помістити на повзун і вибрати напрям його руху. В результаті одержимо необхідний шестиланковий механізм (див. рис. 2), і синтез механізму на цьому закінчуємо. Кут, який відповідає вибору напрямку руху повзуна, обчислюється за формулою: $q = j_0 + nj_B + kp$, де n – варійований параметр, якщо розв'язуємо задачу забезпечення точності вистою, задаємо у межах $[0, 2 \div 0, 8]$, фактично визначає напрямку руху повзуна; $k = \pm 1$ – характеризує рух повзуна після вистою в один або в інший бік. Якщо розв'язуємо задачу забезпечення циклограми роботи машини, то крім кута вистою є відомими кути робочого та холостого ходів. Із формул: $j_{p.x.} = 180^\circ - nj_B$ (якщо кривошип обертається проти годинникової стрілки), $j_{p.x.} = 180^\circ - (1-n)j_B$ (якщо кривошип обертається за годинниковою стрілкою) знаходимо значення параметра n , який не змінюватиметься у процесі проектування механізму. Після того, як вибрано напрямку руху повзуна, необхідно перерахувати координати усіх шарнірних точок у новій системі координат $x'Oy'$.

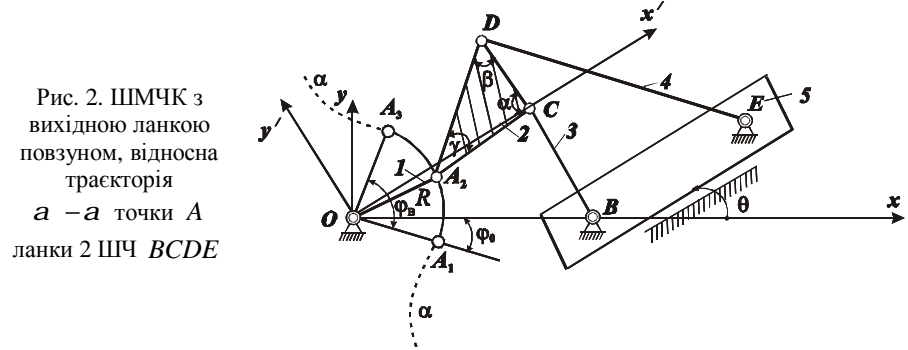


Рис. 2. ШМЧК з вихідною ланкою повзуном, відносна траєкторія $a - a$ точки A ланки 2 ШЧ $BCDE$

Після знаходження всіх параметрів ШМЧК проводиться кінематичне дослідження механізму. Розглянуто два види ШМЧК: механізм з вихідною ланкою коромислом (рис. 3) і механізм з вихідною ланкою повзуном (рис. 4), які можуть найчастіше зустрічатися в техніці. При нерухомій ланці 5 координати, аналоги

швидкості та аналоги прискорення шатунної точки A ШЧ $BCDE$ знаходяться за відомими з курсу теорії механізмів та машин формулами. Будується відносна траєкторія Γ точки A_2 ШЧ $BCDE$ (див. рис. 3 і рис. 4). Цю траєкторію можна розглядати як криволінійний паз кулісного механізму (рис. 5) і проводити кінематичний аналіз, як показано у [4, 5].

Кінематичний аналіз ШМЧК з вихідною ланкою коромислом проводиться наступним чином.

1. Нехай складання механізму таке, що траєкторією точки A_2

(індекс 2 відповідає належності точки до ланки 2) ШЧ $BCDE$ є крива $a_1 - a_1$ (див. рис. 3). Криві $a_1 - a_1$ і $a_2 - a_2$ відповідають різним складанням механізму. Уточнюються межі кривої $a_1 - a_1$ і знаходяться значення кута $j_{3i} \in (j_{3\min}, j_{3\max})$. Граничні точки робочої ділянки кривої $a_1 - a_1$ знаходяться від шарніра F на відстані $(L + R)$ і $(L - R)$, де L – міжцентрова відстань, R – радіус кривошипа OA .

2. Для кожного значення кута j_{3i} обчислюються координати точки A_{2i} (x_{2i}, y_{2i}) і кут j_i , який відповідає положенню кривошипа 1, точка A_{1i} якого знаходиться на відстані l_i від точки F :

$$j_i = \arccos((R^2 + L^2 - l_i^2)/2RL), j_i \in [0, p] \quad (i = \overline{0, n}),$$

де $l_i = \sqrt{(x_{A_{2i}} - x_F)^2 + (y_{A_{2i}} - y_F)^2}$, $x_F = l_{OF}, y_F = 0, l_{OF} = R/\sin(\gamma^z/2)$, де γ^z – заданий розмах коромисла.

3. Для того, щоб точки A_{2i} і A_{1i} збіглися, крива $a_1 - a_1$ повинна обернутися

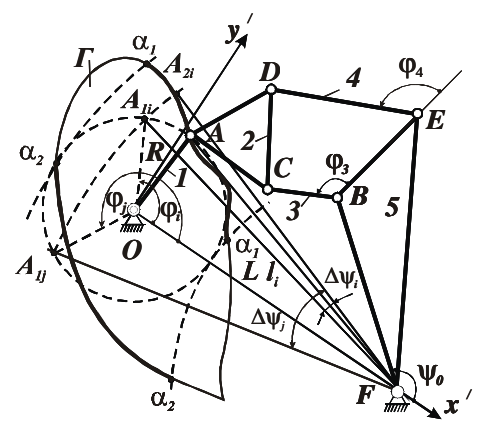


Рис. 3. ШМЧК з вихідною ланкою коромислом

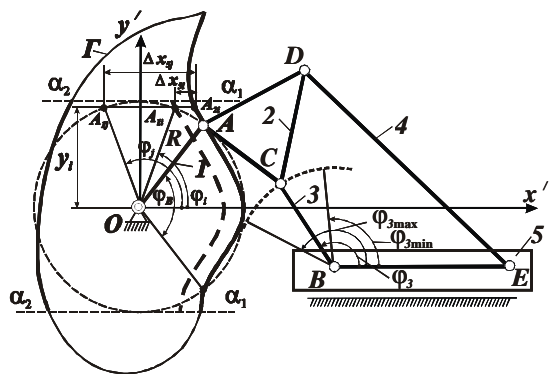


Рис. 4. ШМЧК з вихідною ланкою повзуном

навколо точки F на кут Δy_i , якому відповідає дуга $\widehat{A_{2i}A_{1i}}$ (див. рис. 3):
 $\Delta y_i = \arcsin(|y_{1i}(x_{2i} - x_F) - y_{2i}(x_{1i} - x_F)|/l_i^2)$, де $x_{1i} = R \cos j_i$, $y_{1i} = R \sin j_i$ – координати точки A_1 . Кут $y_i = y_0 + \Delta y_i$ ($i = 0, n$), де $y_0 = \arctg[(y_B - y_F)/(x_B - x_F)]$, визначає i -те положення коромисла.

4. Обчислюються кути, відповідні кутам j_j :

$$\Delta y_j = \Delta y_i + 2 \arcsin(R \sin j_i / l_i),$$

де $j_j = 2p - j_i$ ($i = 1, n-1$, $j = 2n - i$). Кут

$y_j = y_i + 2 \arcsin(R \sin j_i / l_i)$ визначає j -те положення коромисла.

Розглянемо кінематичний аналіз ШМЧК з вихідною ланкою повзуном.

1. Граничні точки кривої $a_1 - a_1$ (див. рис. 4) знаходяться на відстані R від осі x' , тому знаходяться в результаті розв'язання рівнянь $y(j_3) = R$ і $y(j_3) = -R$ методом ітерацій ($a_2 - a_2$ – інше складання механізму).

2. Кут j_i , який відповідає положенню кривошипа 1, точка A_{2i} якого знаходиться на відстані Δx_{5i} від точки A_{2i} , обчислюється за формулою: $j_i = \arcsin(y_{A_{2i}}/R)$, $j_i \in [-p/2; p/2]$.

3. Для того, щоб точки A_{2i} і A_{1i} збіглися, крива $a_1 - a_1$ повинна зміститися на величину Δx_{5i} : $\Delta x_{5i} = x_{A_{2i}} - \sqrt{l_{OA}^2 - y_{A_{2i}}^2}$ ($i = 0, n$), де координати точки A ($x_{A_{2i}}, y_{A_{2i}}$) ШЧ $BCDE$ обчислюються для кожного значення кута j_{3i} при нерухомому повзуні.

4. Обчислюються переміщення повзуна Δx_{5j} на інтервалі $j \in [p/2; 3p/2]$ і відповідні їм значення j_j : $\Delta x_{5j} = x_{2i} - 2l_{OA} \cos j_i$ ($i = 1, n-1$), де $j_j = p - j_i$.

Результатом виконання пунктів 1-4 для n точок відносної траєкторії точки A_2 є таблиця, що містить $2n$ значень переміщень повзуна Δx_{5k} ($k = 1, 2n$) (для механізму з вихідною ланкою повзуном) або кутів повороту коромисла y_k ($k = 1, 2n$) (для механізму з вихідною ланкою коромислом) і відповідні цим значенням кути повороту коромисла BC j_{3k} і кути повороту кривошипа j_k .

Для аналітичного визначення закону руху повзуна або коромисла задані таблицею значення апроксимуються періодичними кубічними сплайнами.

В результаті одержимо аналітичні залежності $\Delta x_5 = \Delta x_5(j)$ або $y = y(j)$.

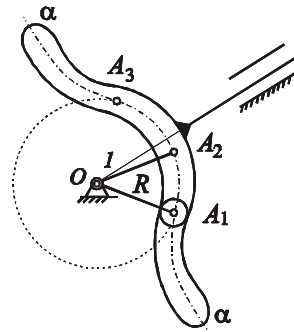


Рис. 5. Еквівалентний кулісний механізм з поступально рухомою кулісою

Потім визначаються Δy_{\max} – максимальний кут повороту коромисла на висоті або $\Delta x_{5\max}$ – максимальне переміщення повзуна на висоті. Аналоги швидкостей та прискорень коромисла або повзуна визначаються аналітично як похідні від сплайн-функцій. Запропонований метод кінематичного аналізу з мінімальним використанням ітерацій є коректним і, наприклад, при числі точок апроксимації $n = 12$ дає похибку за переміщеннями вихідної ланки по зрівнянню з методом скорочення нев'язок не більш ніж на 0,1%.

При синтезі механізмів після проведення кінематичного дослідження пропонується проводити наближений силовий розрахунок. В першому наближенні припускається, що на ланки 1, 2, 3, 4, 5 механізму не діють сили ваги, сили інерції і моменти інерції. На ланку 5 у випадку вихідної ланки коромисла діє одиничний момент корисного опору M_C (рис. 6). У цьому випадку реакції в шарнірах B і C будуть направлені по ланці BC , а реакції в шарнірах D і E – по ланці DE . Оскільки ланка 2 знаходиться під дією трьох сил ($\vec{R}_{21}, \vec{R}_{23}, \vec{R}_{24}$), то всі вони перетинаються в точці, положення якої визначається перетином прямих BC і DE . Отже, лінія дії реакції \vec{R}_{21} відома.

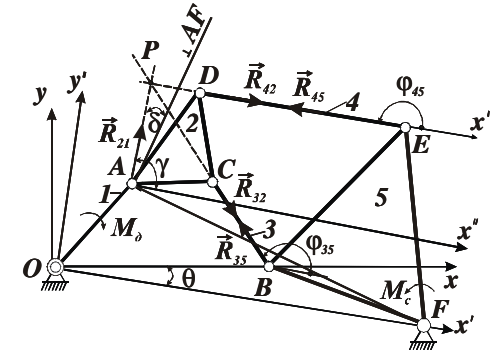


Рис. 6. Моменти і реакції в задачі наближеного силового розрахунку ШМЧК з вихідною ланкою коромислом

Тоді відносні реакції в кінематичних парах із умов рівноваги статки мають вигляд:

$$\vec{R}_F = -\vec{R}_{21}, R_{21} = |M_C / (l_{AF} \cos d)|,$$

$$R_{35} = (R_{21} \cos g - R_{45} \cos j_{45}) / \cos j_{35} =$$

$$= M_C \cos g / (l_{AF} \cos d \cos j_{35}) - R_{45} \cos j_{45} / \cos j_{35},$$

$$R_{45} = R_{21} (\sin g - \cos g \operatorname{tg} j_{35}) / (\sin j_{45} - \operatorname{tg} j_{35} \cos j_{45}) =$$

$$= M_C / (l_{AF} \cos d) [(\sin g - \cos g \operatorname{tg} j_{35}) / (\sin j_{45} - \operatorname{tg} j_{35} \cos j_{45})],$$

де $\cos d = (\cos g y_A + \sin g (x_F - x_A)) / l_{AF}$, $g = \arctg((y_P - y_A) / (x_P - x_A))$,

$x_P = (y_E - x_E \operatorname{tg} j_{45} - y_B + x_B \operatorname{tg} j_{35}) / (\operatorname{tg} j_{35} - \operatorname{tg} j_{45})$, $y_P = y_B + (x_P - x_B) \operatorname{tg} j_{35}$,

j_{35} і j_{45} – кути між прямою OF і ланками 3 і 4 відповідно.

Якщо вихідною ланкою є повзун (рис. 7), то на ланку 5 діятиме одинична сила корисного опору F_C , і відносні реакції в кінематичних парах матимуть вигляд:

$$R_{21} = |F_C / \cos d|, \quad R_{45} = F_C \sin(j_{45} - d) / (\cos d \sin(j_{35} - j_{45})),$$

$$R_{35} = F_C \sin(d - j_{35}) / (\cos d \sin(j_{35} - j_{45})), \text{ де } d = \arctg((y_P - y_A) / (x_P - x_A)).$$

Реакція з боку напрямної на повзун: $N_{56} = -F_C \operatorname{tg} d$. Точка прикладання реакції N_{56} визначається величиною:

$$h = (-x_E - x_B)R_{45} \sin j_{45} + (y_E - y_B)R_{45} \cos j_{45} / N_{56}.$$

Далі проводиться вибір раціональних параметрів ШМЧК з вистоем вихідної ланки. Оскільки при синтезі ШМЧК 8 параметрів

($j_{12}, y_{12}, y_{13}, y_0, l_{BC}, a, l_{CD}$, а також напрямок руху повзуна в ШМЧК з вихідною ланкою повзуном або координати точки F в ШМЧК з вихідною ланкою коромислом) задаються довільно, то за рахунок раціонального вибору цих параметрів можна поліпшити деякі характеристики механізму. Тому задачу кінематичного синтезу ШМЧК ставимо наступним чином: спроектувати ШМЧК таким чином, щоб отримати необхідну якість вистою і задовольнити низку вимог, що пред'являються до механізму. Розглядаються наступні критерії якості ШМЧК: якість вистою вихідного коромисла $f_1 = \max(y(j)/y^z), j \in [j_0, j_0 + j_{13}]$ або вихідного повзуна $f_1 = \max(\Delta x_5(j)/h), j \in [j_0, j_0 + j_{13}]$, де h – хід повзуна, y^z – заданий розмах коромисла; габаритний критерій $f_2 = 1/l_{OA}$ – для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном. В цьому критерії довжина вхідної ланки залежить від параметрів синтезу ШЧ $OACB$; максимальне значення приведенного кута тиску (див. d на рис. 7) для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном визначається критерієм: $f_3 = \max \operatorname{tg} |d(j)|, j \in [0, 2p]$; максимальні значення відносних реакцій в кінематичних парах на ділянках робочого та холостого ходу визначаються відповідно критеріями:

$$f_4 = \max R_{35}^2(j) + \max R_{45}^2(j), j \in j_{px}, f_5 = \max R_{35}^2(j) + \max R_{45}^2(j), j \in j_{xx}.$$

Задача вибору раціональних параметрів є багатокритеріальною, вона розв'язана шляхом згортки всіх критеріїв в один інтегральний критерій $F(C) = k_1 f_1 + k_2 f_2 + k_3 f_3 + k_4 f_4 + k_5 f_5$, який мінімізується, де $C_1 = j_{12}, C_2 = y_{12}, C_3 = y_{13}, C_4 = y_0, C_5 = l_{BC}, C_6 = a, C_7 = l_{CD}, C_8 = 0,2 \div 0,8$, k_i – коефіцієнти ваги, які вибираються згідно виконання необхідних умов проектуван-

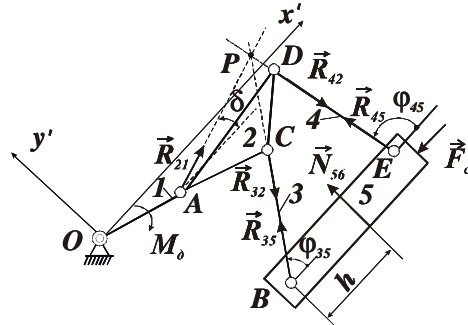


Рис. 7. Сили і реакції в задачі наближеного силового розрахунку ШМЧК з вихідною ланкою повзуном

ня. Задача вибору раціональних параметрів ставилася як задача нелінійного програмування без обмежень і розв'язувалась методом випадкового і направленою пошуку. Область заданого простору параметрів синтезу можна розширювати або звужувати, виходячи із конкретних умов задачі.

Результати досліджень. Описані в [2, 5] алгоритми кінематичного синтезу реалізовані у розроблених програмах на мові Паскаль. З використанням цього програмного забезпечення було синтезовано ряд механізмів. На рис. 8-10 наведено графіки координат x_B , переміщень Δx_B , аналогів швидкостей x_B' та аналогів прискорень x_B'' повзуна ШМЧК, а також відносні реакції в кінематичних парах при дії одиничної сили опору на всьому інтервалі руху повзуна. Повзун має приблизну зупинку на інтервалі 90° повороту кривошипа. Механізм має наступні параметри: $l_{OA} = 0,28; l_{AC} = 0,985; l_{AD} = 0,251; l_{CD} = 0,8; a = 11^\circ; l_{DE} = 0,554, l_{CB} = 0,3; l_{BE} = 1,12$. Хід повзуна дорівнює: $h = 0,545 l_{OB}$; максимальне переміщення повзуна на вистой: $\Delta x_{5\max} = 0,00799 l_{OB} = 0,015 h$. На рис. 11 і рис.12 наведено графіки координат, переміщень, аналогів швидкостей та прискорень повзуна ШМЧК, а також реакції в кінематичних парах у випадку, коли повзун має приблизну зупинку на інтервалі 140° повороту кривошипа. Механізм має наступні параметри: $l_{OA} = 0,18; l_{AC} = 1,127; l_{AD} = 0,38; a = 11,2^\circ; l_{DE} = 0,323; l_{CB} = 0,31; l_{BE} = 0,847$. Хід повзуна дорівнює: $h = 0,374 l_{OB}$; максимальне переміщення повзуна на вистой: $\Delta x_{5\max} = 0,027 l_{OB} = 0,072 h$.

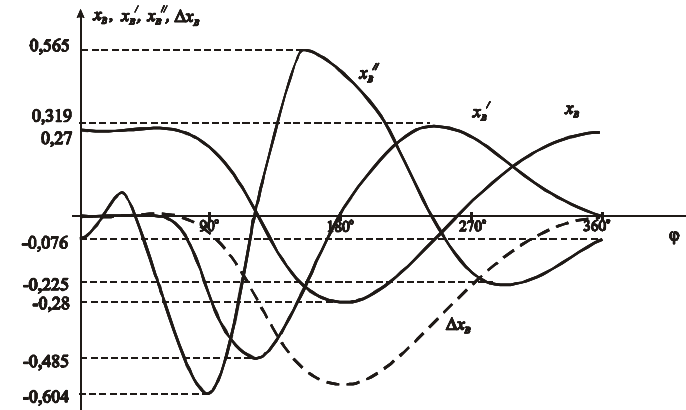


Рис. 8. Переміщення, координати, аналоги швидкості і прискорення точки B повзуна для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном при $j_B = 90^\circ$

На рис. 13 наведено графіки кутів повороту та аналогів кутової швидкості вихідного коромисла ШМЧК з вихідною ланкою коромислом. Коромисло

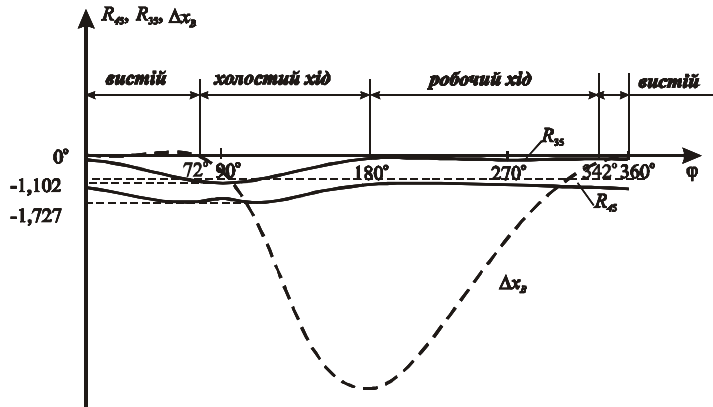


Рис. 9. Відносні реакції в кінематичних парах для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном при $j_B = 90^\circ$

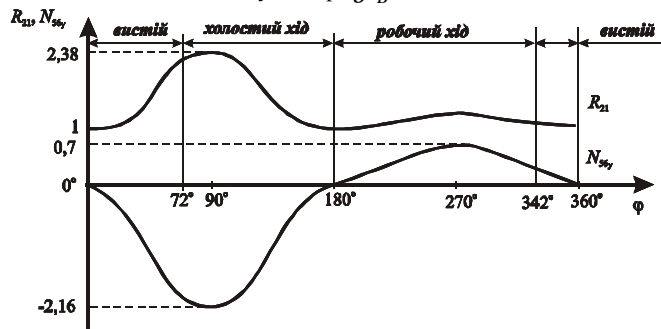


Рис. 10. Відносні реакції в кінематичних парах для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном при $j_B = 90^\circ$

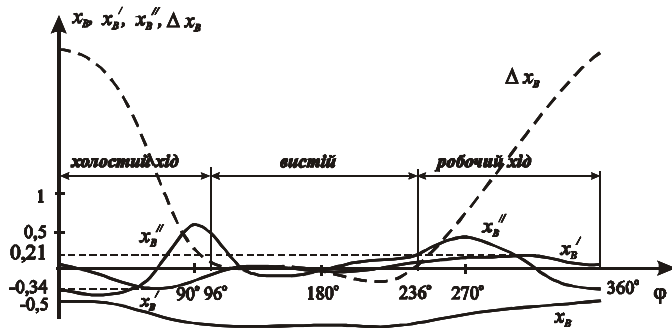


Рис. 11. Переміщення, координати, аналоги швидкості і аналоги прискорення точки B повзуна для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном при $j_B = 140^\circ$

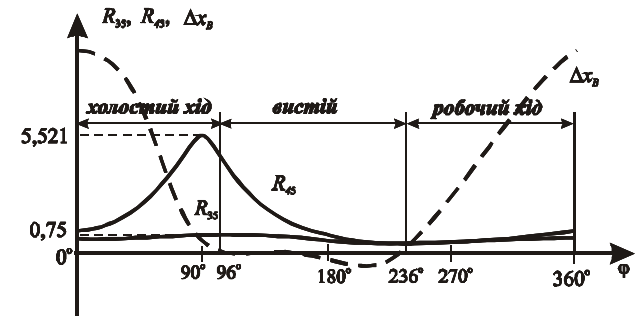


Рис. 12. Відносні реакції в кінематичних парах для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном при $j_B = 140^\circ$

має приблизну зупинку на інтервалі 90° повороту кривошипа. Механізм має наступні параметри: $l_{OA} = 0,28; l_{AC} = 0,985; l_{AD} = 0,251; l_{CD} = 0,8;$
 $\alpha = 11^\circ; l_{DE} = 0,554; l_{CB} = 0,3; l_{BE} = 1,12; l_{BF} = 2,06; l_{EF} = 1,12$. Розмах коромисла дорівнює: $y^\Sigma = 37^\circ$; максимальний кут повороту коромисла на вистій: $\Delta y_{5 \max} = 0,17^\circ; \Delta y_{5 \max} = 0,0045 y^\Sigma$.

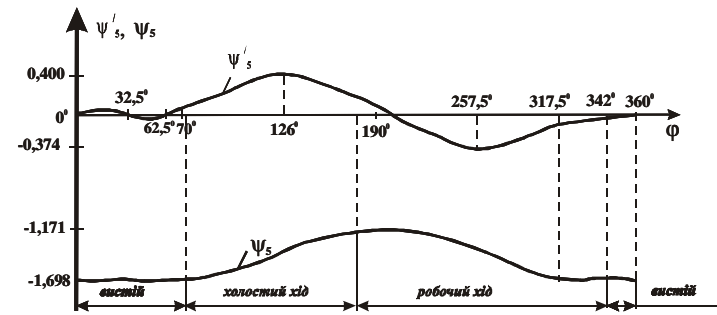


Рис. 13. Кути повороту та аналоги кутової швидкості вихідного коромисла для ШМЧК з вихідною ланкою коромислом при $j_B = 90^\circ$

Аналіз синтезованих механізмів. Аналіз синтезованих механізмів дозволив зробити наступні висновки:

1. За робочий хід потрібно приймати такий відрізок значень кута повороту кривошипу, де відносні реакції R_{35}, R_{45} досягатимуть мінімальних значень (в межах одиниці).

2. З рис. 12 видно, що мають місце відносні реакції в кінематичних парах, що перевищують у декілька разів одиницю. Це прийнятно, якщо сила корисного опору має місце тільки на робочому ході або на порядок більше цієї сили на хо-

лостому ході.

3. Змінюючи значення коефіцієнтів ваги цільової функції, можна суттєво знизити реакції у кінематичних парах, поліпшити “якість” вистою.

4. Чим менший кут вистою вхідної ланки, тим більша точність вистою вихідної ланки проєктованого механізму (див. рис. 8 та рис. 11).

5. Можна варіювати часом робочого та холостого ходу за рахунок зміни параметра n , можна варіювати розташуванням робочого та холостого ходів на циклограмі за рахунок зміни напрямку обертання кривошипів, можна варіювати напрямком руху вихідної ланки після вистою за рахунок зміни параметра k .

6. Розроблену методику оптимізаційного синтезу можна застосовувати як для розв’язання задачі забезпечення циклограми роботи машини (оскільки задається кут вистою вхідної ланки та тривалість робочого та холостого ходів), так і для забезпечення точності вистою, необхідної для виконання певного технологічного процесу.

Висновки. Найбільш важливі висновки, наукові та практичні результати синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу з наближеним вистоем вихідної ланки:

1. Аналіз літературних даних показав відсутність ефективних аналітичних методів кінематичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу з вистоем вихідної ланки, тому розробка нових методів, комплексної математичної моделі, алгоритмів і програмного забезпечення кінематичного синтезу визначена як актуальне і важливе завдання машинознавства.

2. Розроблено методику кінематичного аналізу кулісних механізмів з криволінійним пазом [6]. Доведено кінематичну еквівалентність усіх важільних механізмів з групами другого порядку, у тому числі шестиланкових механізмів четвертого класу, кулісним механізмам з криволінійною кулісою. Це дало можливість з’ясувати граничні можливості шестиланкових механізмів четвертого класу та запропонувати методи і алгоритми кінематичного синтезу цих механізмів [5].

3. Розроблено метод, комплексну математичну модель, алгоритми, числові моделі й програмне забезпечення кінематичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу з вистоем вихідної ланки. Запропонований метод кінематичного аналізу з мінімальним використанням ітерацій дає похибку порівняно з іншими відомими методами за переміщеннями вихідної ланки не більше, ніж 0,1%.

4. Реалізована стратегія вибору раціональних параметрів шестиланкових механізмів четвертого класу, яка втілена у комплексному програмному забезпеченні кінематичного синтезу, завдяки якому можна визначити відносні розміри ланок механізму, максимальні значення переміщень на інтервалі вистою, максимальні значення кутів повороту коромисла на інтервалі вистою, значення аналогів швидкостей та аналогів прискорень вихідної ланки, реакції в кінематичних парах. Наведено ряд прикладів синтезованих механізмів з різними кінематичними і динамічними характеристиками. Аналіз проведених числових експериментів показав, що при наступному виборі простору існу-

вання випадкових точок параметрів:

$$\begin{aligned} Ch[1] &= 0,4j_B, Ck[1] = 0,6j_B, Ch[2] = 0,4C[3], Ck[2] = 0,6C[3], Ch[3] = -0,9p, \\ Ck[3] &= -0,1p, Ch[4] = 0,1p, Ck[4] = 0,9p, Ch[5] = 0,1, Ck[5] = 1,5, Ch[6] = 0,1p, \\ Ck[6] &= 2p - 0,1, Ch[7] = 0,1, Ck[7] = 1,5, Ch[8] = 0,2, Ck[8] = 0,8, \end{aligned}$$

де $Ch[i]$ – початок відрізка, $Ck[i]$ – кінець відрізка зміни i -го параметра ($i = 1 \div 8$), одержали, що приблизно 8% області заданого простору параметрів відповідає параметрам працездатних механізмів.

5. Було розв’язано ряд практичних задач, отримані наступні важливі для практики результати: для верстата ІВ23А, розробленого ВАТ “ВЕЛТ” [7], визначено удосконалення кінематичної схеми шестиланкового механізму досилання без вистою шляхом заміни його шестиланковим механізмом четвертого класу з вистоем вихідного повзуна у межах 7 мм (3,5 % його ходу) на інтервалі $j_B = 140^\circ$. Завдяки цій заміні, крім забезпечення вистою, додатково одержано такі результати: хід вихідного повзуна зменшений на 50% (з 400 мм до 200 мм), середня швидкість повзуна у момент контакту із заготовкою зменшена на 58% (з 9,6 м/с до 4 м/с), габарити верстату у напрямку досилання зменшені на 22%, маса верстату зменшена на 12% (з 1300 кг до 1144 кг) [5].

6. Одержані результати впроваджені шляхом передачі теоретичних розробок та програмного забезпечення і застосовуються в практиці проєктування складних механічних систем у ВАТ “ВЕЛТ” зі значним ефектом. Це стало можливим за рахунок досягнення заданих кінематичних характеристик механізму з вистоем, вдосконалення циклограми роботи і зниження масогабаритних параметрів механізму.

Список літератури: 1. Зінченко Е.І., Ткачук Н.А., Храпцова І.Я. Использование теории синтеза по трем положениям для синтеза механизмов четвертого класса с приближенным вистоем выходного звена // Вісник НТУ “ХПІ”. Тем вип.: „Машинознавство та САПР” – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2006. – Вип. 33. – С.34 – 45. 2. Зінченко О.І. Кінематичний синтез шестиланкових механізмів четвертого класу з вистоем вихідної ланки: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 621.01 / Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”. – Харків. – 2007. – 20 с. 3. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. – М.: Гос. изд-во физ.- мат. лит-ры, 1959. – 1084 с. 4. Новгородцев В.А., Зінченко Е.І. Кинематика плоских механизмов, содержащих одну структурную группу второго порядка // Динаміка і міцність машин. – Харків: ХДПУ. – 1999. – Вип. 53. – С.127–132. 5. Зінченко О.І. Кінематичний синтез шести ланкових механізмів четвертого класу з вистоем вихідної ланки: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. – Харків – 2007. – 176 с. 6. Новгородцев В.О., Зінченко О.І. Кинематика кулісних механізмів з криволінійними пазами // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. – 1999. – Вип. 49. – С. 73-80. 7. Зінченко Е.І. Задача усовершенствования кинематических схем станков для изготовления и укладки пазовых коробов в пазы сердечников статоров электродвигателей для решения проблемы повышения эффективности производства электрических машин переменного тока // Вісник НТУ “ХПІ”. Тем вип.: „Машинознавство та САПР”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2006. – Вип. 3. – С. 86–93.

Поступила в редколлегию 03.10.08