

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКІСНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ, ОДЕРЖАНИХ НА БАЗІ ПРЯМОЛІНІЙНО-НАПРЯМНОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ

Стаття присвячена дослідженням якісних кінематичних характеристик важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, одержаних на базі прямолінійно-напрямного кривошипно-повзунного механізму. Наведена методика та алгоритм розрахунків інваріантів переміщень, швидкостей, прискорень, кінетичної потужності та їх максимальні значення. Ці дані дозволяють більш оптимально вибрати кінематичну схему механізму, порівнювати закони руху вихідної ланки даних механізмів із законами руху інших механізмів.

Ключові слова: прямолінійно-напрямні механізми, кривошипно-повзунний механізм, інваріанти переміщень швидкостей, прискорень та кінетичної потужності.

YA.T. KINYTSKYI

Khmelnitskyi National University

L.M. TRASKOVETSKA, P.V. MINIAILO

National Academy of the State Border Guard Service of Ukraine named after B. Khmelnytskyi

## THE INVESTIGATION OF THE QUALITATIVE KINEMATIC CHARACTERISTICS OF THE DWELL LINKAGE MECHANISMS WHICH ARE BASED ON THE STRAIGHT-LINE PATH GENERATING SLIDER-CRANK MECHANISM

The article is dedicated to the investigation of the qualitative kinematic characteristics of dwell linkages that are based on the straight-line path generating slider-crank mechanism. The method and algorithm of the calculation of invariants of displacements, velocities, accelerations, kinetic power, and its maximum values are given. The peculiarity of the method of finding these invariants is the variety of coupler curves of the mentioned mechanisms and their displacement diagrams of the output link. The usage of invariants of velocities, accelerations, kinetic power and their peak constants (maximum values) allow to compare the laws of motion of various mechanisms that have the cyclic movement of the links, in particular the linkage mechanisms. Without such information it is difficult to talk about the properties of various motion laws in a large family of various laws of the movement of the output and to carry out the optimal synthesis of mechanisms. It is due to the fact that the peak constants are impartial criteria for the qualitative evaluation of the laws of cyclic motion [2]. Thus, peak speed constants often limit the productivity of machines due to speed limitations of the technological process, determine the largest values of kinetic energy, and at small dynamic loads - the total power, etc. Constants of the acceleration peak determine the largest forces of inertia and their moments, and the constants of the peaks of the kinetic power - the maximum values of the corresponding components of the calculated dynamic loads for all links of transmission mechanisms.

Keywords: straight-line mechanisms, slider-crank mechanism, invariants of displacement, velocities, accelerations and kinetic power.

В попередніх наших роботах [1, 2] наведені методика аналізу та синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, одержаних на базі прямолінійно-напрямного кривошипно-повзунного механізму, а також довідкові карти та таблиці, які дозволяють визначати геометричні параметри цих механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки. Оскільки вказана умова може забезпечуватися різними кінематичними схемами, то для порівняння закону руху вихідної ланки та вибору оптимальних розмірів ланок механізму необхідно визначити інваріанти переміщень  $a_k$ , швидкості  $b_k$ , прискорення  $c_k$  та кінетичної (динамічної) потужності  $d_k$  та їх максимальні значення  $B = |b_{k \max}|, C = |c_{k \max}|, D = |d_{k \max}|$  за такими формулами [1]:

для періоду віддалення –

$$a_{kv} = \frac{s_{C2}}{S_C}, b_{kv} = \frac{\varphi_v}{S_C} y'_{C2}, c_{kv} = \frac{\varphi_v^2}{S_C^2} y'_{C2}, d_{kv} = b_{kv} c_{kv}, B_v = |b_{kv}|_{\max}, C_v = |c_{kv}|_{\max}, D_v = |d_{kv}|_{\max}; \quad (1)$$

для періоду наближення –

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

де  $s_{C2}$  – переміщення вихідної ланки в системі координат  $X_2OY_2$  (повзуна 5, рис. 1),

$S_{C2} = |y_{C2 \max} - y_{C2 \min} - E|$  – її максимальний хід,  $y_{C2 \max}, y_{C2 \min}$  – відповідно максимальні та мінімальні координати точки  $2_2$  – відхилення шатунної кривої на ділянці наближення  $K_L K_R$  від прямої

лінії,  $\varphi_v$  – кут віддалення (кут повороту кривошипа 1 за час віддалення повзуна 5);  $\varphi_n$  – відповідно кут наближення;  $\alpha$  – відхилення шатунної кривої точки на ділянці наближення  $K_L K_R$  від прямої лінії.

Значення максимального переміщення  $S_C$  ланки 5 визначаються на стадії синтезу механізму. Для визначення максимальних значень інваріантів  $B, C, D$  можна використати залежності  $y_{C2}(\varphi_1)$ , приклади яких наведені на рис. 2. Для цього, перш за все, необхідно знайти значення кутів віддалення  $\varphi_v$  та наближення  $\varphi_n$  вихідної ланки 5, які визначаються по різному, залежно від характеру діаграми  $y_{C2}(\varphi_1)$ . Вихідними параметрами для знаходження кутів  $\varphi_v$  і  $\varphi_n$  можна використати значення кута повороту кривошипа 1, які відповідають початку наближення шатунної кривої точки до прямої лінії  $\varphi_0$ ,  $\alpha$  – тривалості зупинки,  $\varphi_{min}$  – кут, при якому функція  $y_{C2}(\varphi_1)$  приймає найменше значення,  $\varphi_{max}$  – найбільше значення. Кути  $\varphi_0$  і  $\alpha$  були визначені в процесі синтезу механізмів, кути  $\varphi_{max}$  і  $\varphi_{min}$  знаходимо при аналізі діаграм  $y_{C2}(\varphi_1)$  (див. рис. 2). Тоді, у першому випадку (рис. 2, а), фазові кути  $\varphi_v$  і  $\varphi_n$  визначаємо за формулами:

$$\varphi_n = \varphi_0 - \varphi_{min}, \quad \varphi_v = 2\pi - \alpha - \varphi_n; \tag{3}$$

у другому випадку (рис. 2, б)

$$\varphi_v = \varphi_{max} - \varphi_0 - \alpha, \quad \varphi_n = 2\pi - \alpha - \varphi_v; \tag{4}$$

у третьому випадку (рис. 2, в)

$$\varphi_n = \varphi_0 - \varphi_{max}, \quad \varphi_v = 2\pi - \alpha - \varphi_n. \tag{5}$$

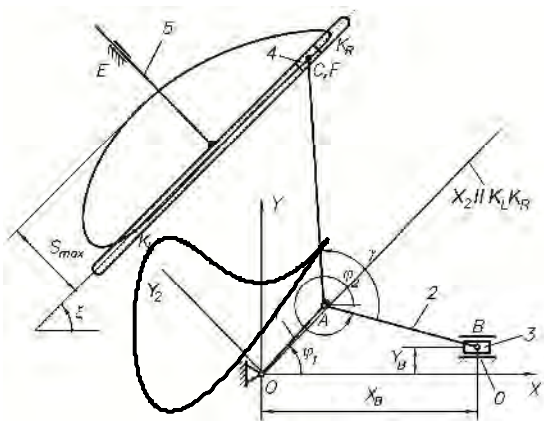


Рис. 1. Шестиланковий важільний прямолінійно-напрямний механізм, який забезпечує зупинку вихідної ланки

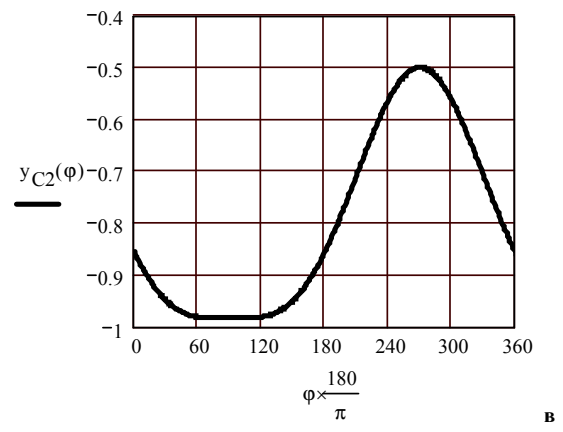
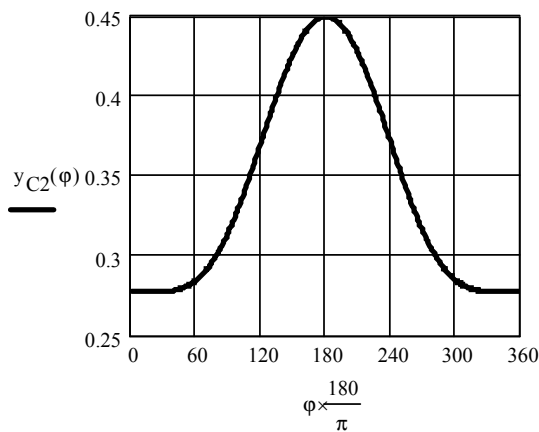
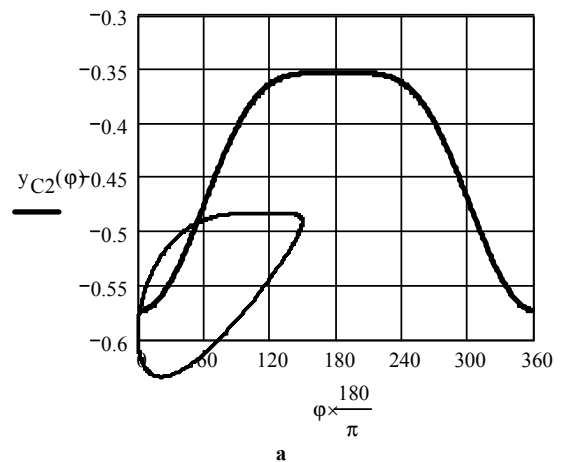


Рис. 2. Приклади діаграм переміщення повзуна 5

На основі вказаного алгоритму було складено комп'ютерну програму в системі Mathcad [6], яка дозволила виконати аналітичне дослідження кінематики цих механізмів та визначити якісні характеристики механізмів ( $B, C, D$ ), діаграми яких наведені на рис. 3–5, а в таблиці 2 наведено приклад довідкових карт, в яких вказані всі геометричні та кінематичні параметри вказаних механізмів. Для механізмів, в яких  $\alpha = 0$

відповідні константи  $B, C, D$  рівні між собою, тобто  $B_v = B_n = B, C_v = C_n = C, D_v = D_n = D$ .

Таблиця 1

**Геометричні параметри механізмів, діаграми яких показані на рис. 2**

Діаграми	$\alpha^\circ$	$r$	$k$	$\gamma^\circ$	$\varphi_0^\circ$	$\xi^\circ$	$\varphi_{\min}^\circ$	$\varphi_{\max}^\circ$
Рис. 2,а	60	0,5	1,8	12,7157	150	167,31	0	201
Рис. 2,б			1,05	30,1836	330,0037	9,935	0	180
Рис. 2,в			1,0	58,87836	75,03589	180	100,6	270

Таблиця 2

**Приклад таблиці геометричних та кінематичних параметрів досліджуваних механізмів**

( $\alpha = 30^\circ, r = 0.5, e = 0$ )

$k$	$\gamma^\circ$	$\varphi_0^\circ$	$2E$	$\xi^\circ$	$S$	$B$	$C$	$D$
1,05	10,05544	165,0305	1E-05	169,53	0,181696	1,947	15,945	15,667
1,10	13,54722	165,0305	1E-05	164,93	0,2600709	1,947	11,146	10,951
1,11	14,06641	165,0293	2E-05	164,13	0,2734127	1,947	10,596	10,409
1,12	14,55264	165,0305	2E-05	163,37	0,2862468	1,947	10,126	9,949
1,19	17,08231	165,0305	2E-05	158,53	0,3660836	1,947	7,917	7,779
1,21	17,59823	165,0293	2E-05	157,26	0,386622	1,947	7,496	7,365
1,23	18,04666	165,0305	2E-05	156,02	0,4064405	1,947	7,130	7,005
1,26	18,60196	165,0293	2E-05	154,21	0,4350315	1,947	6,660	6,544
1,29	19,03609	165,0305	3E-05	152,45	0,4624844	1,947	6,265	6,155
1,30	19,15657	165,0305	3E-05	151,88	0,4714167	1,947	6,148	6,041
1,34	19,52942	165,0305	3E-05	149,59	0,5062063	1,947	5,725	5,625
1,35	19,59729	165,0305	3E-05	149,03	0,5146927	1,947	5,631	5,533
1,36	19,65552	165,0305	3E-05	148,46	0,5231037	1,947	5,540	5,443
1,37	19,7049	165,0305	3E-05	147,90	0,5314408	1,947	5,453	5,358

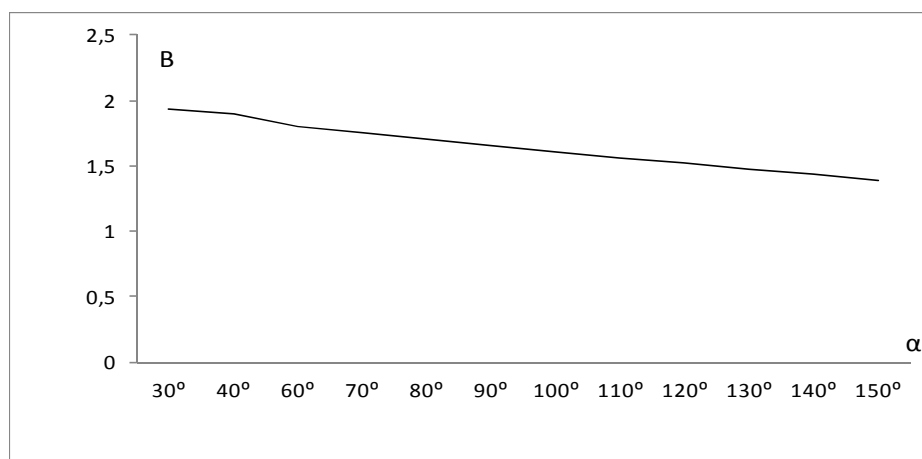


Рис. 3. Приклади діаграм максимальних значень інваріантів швидкості повзуна 5 ( $r=0,5, e=0$ )

Використання інваріантів  $a_k, b_k, c_k, d_k$  та їх констант піків  $=|b_k|_{\max}, C = |c_k|_{\max}, D = |d_k|_{\max}$  дає можливість порівнювати між собою закони руху різних механізмів [3 – 5], які забезпечують циклічний рух ланок, зокрема важільних [5]. Без таких даних важко говорити про властивості тих чи інших законів у величезній сім'ї різноманітних законів руху вихідної ланки та здійснювати оптимальний синтез механізмів. Це пояснюється тим, що константи піків є об'єктивними критеріями якісної оцінки законів циклічного руху [2]. Так, константи піка швидкості часто обмежують продуктивність машин через обмеження швидкості виконання навантаження технологічного процесу, визначають найбільші значення кінетичної енергії, а при малих динамічних навантаженнях — сумарну потужність  $N_\Sigma$  і т. д. Константи піка прискорень визначають найбільші сили інерції  $F_{ин}$  та їх моменти, а константи піків кінетичної потужності  $D$  — максимальні значення відповідних складових розрахункових динамічних навантажень на всі ланки передаточних механізмів.

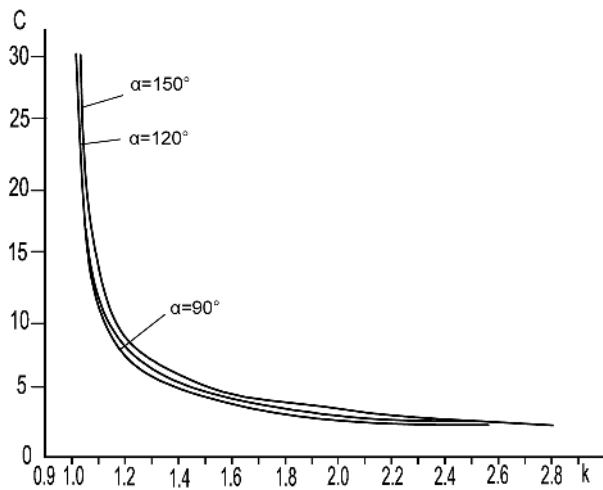


Рис. 4. Приклади діаграм максимальних значень інваріантів прискорень повзуна 5 ( $r=0,5$ ,  $e=0$ )

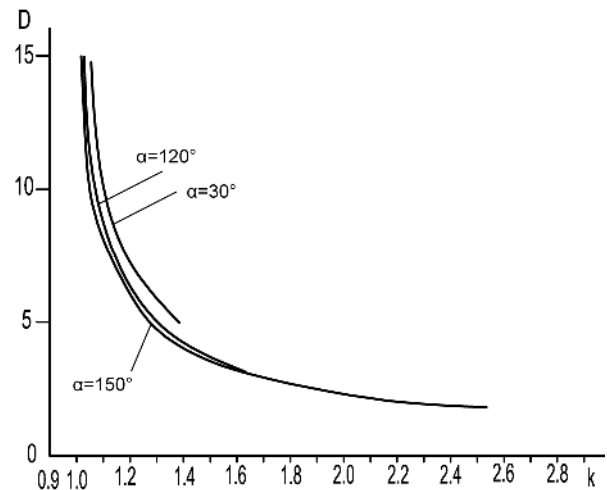


Рис. 5. Приклади діаграм максимальних значень інваріантів кінетичної потужності повзуна 5 ( $r=0,5$ ,  $e=0$ )

### Література

1. 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. – 2009. – № 5. – С. 34–39.
2. 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.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / Артоболевский И.И. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
4. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький. – К. : Наукова думка, 2002. – 660 с.
5. Кіницький Я.Т. Шарнірні механізми Чебышева с выстоем выходного звена / Я.Т. Кіницький. – К. : Вища шк., 1990. – 229 с.
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.

### References

1. Kinytskyi Ya.T., Miniailo P.V., Marchenko M.V. Vyznachennia parametriv zupynky vykhidnoi lanky mekhanizmv, pobudovanykh na bazi tsentralnoho priamoliniinoho kryvoshypno-povzunnoho mekhanizmu. – Khmelnytskyi: Herald of Khmelnytskyi National University, № 5, 2009. – S. 34–39.
2. Kinytskyi Ya.T., Miniailo P.V., Marchenko M.V. Znakhodzhennia tochk perehynu shatunnoi kryvoi kryvoshypno-povzunnoho mekhanizmu. – Khmelnytskyi: Herald of Khmelnytskyi National University, № 6, 2013. – S. 70–74.
3. Artobolevskiy I. I. Teoriya mekhanizmv i mashyn. – M.: Nauka, 1988. – 640 s.
4. Kinytskyi Ya.T. Teoriia mekhanizmv i mashyn. – K.: Naukova dumka, 2002. – 660 s.
5. Kinytskyi Ya. T. Sharnirnyie mekhanizmy Chebysheva s vyistoom vyihodnogo zvena. — K.: Vischa shk., 1990. – 229 s.
6. Kinytskyi Ya.T. Teoriia mekhanizmv i mashyn v systemi Mathcad / Ya.T. Kinytskyi, V.O. Kharzhevskiy, M.V. Marchenko. – Khmelnytskyi : KhNU, 2014. – 295 s.

Рецензія/Peer review : 04.04.2018 р.

Надрукована/Printed :20.05.2018 р.

Стаття рецензована редакційною колегією