

УДК 681.652 + 655.281

Кінематика кулачково-зубчастого механізму штанцювальної машини

В.Т. Сенкусь, к.т.н., В.О. Босак, А.Б. Коломієць, к.т.н., Українська академія друкарства, м. Львів

У статті [1] наведено синтез кулачково-зубчастого механізму із тривалою зупинкою веденої ланки, який застосований у приводі ланцюгового транспортера штанцювальної машини Autoplatina швейцарської фірми BOBST. Відзначено, що одержання тривалої зупинки потребує великого кутового розмаху коромисла кулачкового механізму, у той час, коли його величина не повинна перевищувати 60° [2]. Запропонований новий кулачково-зубчастий механізм із мультиплікатором [3], який дає змогу значно зменшити кут розмаху коромисла для збільшення тривалості зупинки веденої ланки. Механізм складається з приводного водила 1 (рис. 1) із закріпленим на осі 2 зубчастим сектором 3, який взаємодіє із зубчастим колесом 4, встановленим на валу 5 веденої ланки 6. Зубчастий сектор 3 приводиться в рух від нерухомо встановленого кулачка 7 коромислом 8 із роликком 9 через зубчастий мультиплікатор 10, 11. Зубчастий сектор 10 встановлений на осі 12 водила 1, а зубчасте колесо 11 — на осі 2 співвісно із зубчастим сектором 3. Кількість зубців зубчастої пари 10, 11 підібрані у такий спосіб, щоб розмах зубчастого сектора 3 можна було збільшити в декілька разів і за рахунок цього збільшити кут вистою веденої ланки.

Механізм працює у такий спосіб: водило 1 обертається за годинниковою стрілкою та під час обкочування ролика по профілю кулачка 7 з постійним радіусом приводить у рух із такою ж кутовою швидкістю зубчасте колесо 4 і з'єднану з ним ведену ланку 6. Для зупинки веденої ланки 6 ролик 9 переходить на змінний радіус профілю кулачка 7 та повертає через зубчасту передачу 10–11 зубчастий сектор 3 у протилежному напрямку. За умови досягнення рівності протилежно направлених швидкостей, які надають зубчастому колесу 4 водило 1 і зубчастий сектор 3, вал 5 і ведена ланка 6 зупиняються і будуть вистоювати доти, доки ці швидкості будуть рівними. По закінченні зупинки ведена ланка 6 збільшує кутову швидкість із наступним зменшенням її до нуля.

Розглянемо кінематику механізму. Абсолютна кутова швидкість ω_4 веденої ланки 6 складається з переносної швидкості ω_1 водила 1 та відносної швидкості ω_3 зубчастого колеса 4 відносно водила 1, яку надає йому зубчастий сектор 3, привід якого здійснюється коромислом 8 через мультиплікатор 10–11 від нерухомого кулачка 7.

На основі цього можна записати:

$$\omega_4 = \omega_1 + \omega_3, \quad (1)$$

де ω_1 — кутова швидкість водила 1;

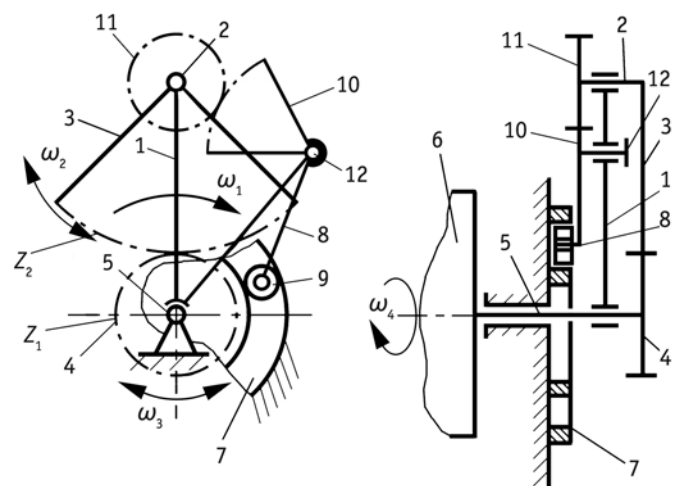


Рис. 1. Схема кулачково-зубчастого механізму з мультиплікатором

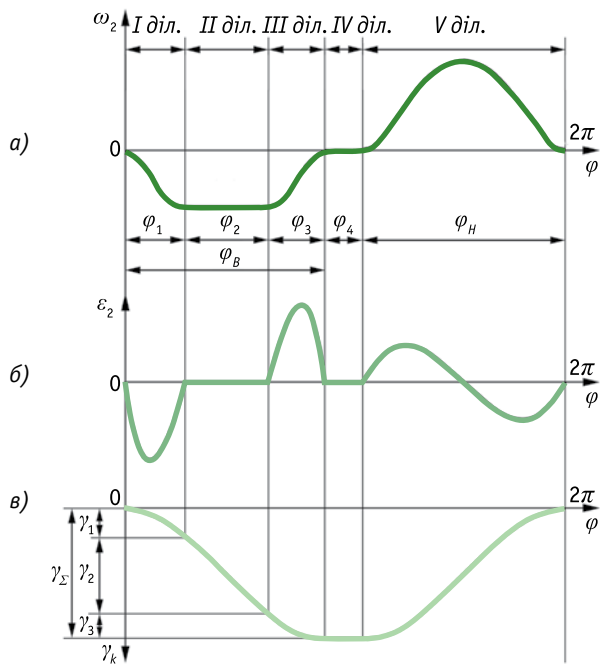


Рис. 2. Закони зміни кутових швидкостей (а), прискорень (б) та переміщень зубчастого сектора 3 (в) залежно від кута повороту водила

ω_3 — відносна кутова швидкість зубчастого колеса 4;
 ω_4 — абсолютна кутова швидкість веденої ланки 6.
 Відносну кутову швидкість ω_3 зубчастого колеса 4 визначаємо як для епіциклічного механізму за формулою:

$$\omega_3 = \omega_2 \cdot (i + 1), \quad (2)$$

де ω_2 — кутова швидкість зубчастого сектора 3;

$i = \frac{z_2}{z_1}$ — передатне відношення;

z_1 і z_2 — кількість зубців відповідно зубчастих коліс 4 і 3.

Кутову швидкість зубчастого сектора 3, який отримує привід від кулачкового механізму, визначимо в інваріантному вигляді за методикою, наведеною в роботі [3]:

$$\omega_2 = b_{k1} \cdot \frac{\gamma_1}{\varphi_1} \cdot \omega_1, \quad (3)$$

де b_{k1} — інваріант швидкості вибраного закону руху;

γ_1 — кут повороту зубчастого сектора 3 на ділянці розбігу періоду віддалення;

φ_1 — фазовий кут розбігу періоду віддалення.

Максимальну швидкість зубчастого сектора 3 визначаємо за формулою:

$$\omega_{2\max} = B_1 \cdot \frac{\gamma_1}{\varphi_1} \cdot \omega_1, \quad (4)$$

де B_1 — константа піка швидкості.

Підставивши значення $\omega_{2\max}$ у формулу (2), отримаємо значення максимальної кутової швидкості зубчастого колеса 4 відносно водила 1:

$$\omega_{3\max} = \omega_{2\max} \cdot (i + 1)$$

або

$$\omega_{3\max} = B_1 \cdot (i + 1) \cdot \frac{\gamma_1}{\varphi_1} \cdot \omega_1, \quad (5)$$

Для вистою веденої ланки 6 необхідно, щоб максимальна швидкість, яку надає їй зубчасте колесо 4, дорівнювала швидкості водила 1, але мала протилежний напрям, що можна виразити у такий спосіб:

$$\omega_4 = \omega_{3\max} + \omega_1 = 0.$$

Звідти отримуємо:

$$-\omega_{3\max} = \omega_1, \text{ або } -B_1 \cdot (i + 1) \cdot \frac{\gamma_1}{\varphi_1} \cdot \omega_1 = \omega_1.$$

Звідси одержуємо за абсолютною величиною величину фазового кута розбігу періоду віддалення:

$$\varphi_1 = B_1 \cdot (i + 1) \cdot \gamma_1. \quad (6)$$

Аналогічно знаходимо фазовий кут для ділянки вибігу періоду віддалення:

$$\varphi_3 = B_3 \cdot (i + 1) \cdot \gamma_3, \quad (7)$$

де γ_3 — кут повороту коромисла на ділянці вибігу;

B_3 — константа піка швидкості.

Для ділянки постійної швидкості фазовий кут знаходимо:

$$\varphi_2 = B_2 \cdot (i + 1) \cdot \gamma_2,$$

де γ_2 — кут повороту коромисла за постійної швидкості;

$B_2 = 1$ — константа піка швидкості під час рівномірного руху.

Тоді одержуємо:

$$\varphi_2 = (i + 1) \cdot \gamma_2. \quad (8)$$

На цій ділянці ведена ланка 6 вистоює.

Сумарний розмах коромисла 8 визначаємо як суму кутів:

$$\gamma_\Sigma = \gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_3. \quad (9)$$

Сумарний фазовий кут віддалення знаходимо:

$$\varphi_6 = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3. \quad (10)$$

Характерні закони зміни кутових швидкостей, прискорень і переміщень зубчастого сектора 3 для циклоїдальних законів руху залежно від кута повороту водила φ представлені на рис. 2.

На цьому рисунку зображено позначення фазових кутів:

φ_1 — кут розбігу періоду віддалення;

φ_2 — кут постійної швидкості;

φ_3 — кут вибігу періоду віддалення;

φ_6 — кут періоду віддалення;

φ_a — кут вистою коромисла на максимальному радіусі;

φ_n — кут періоду наближення.

Кути повороту зубчастого сектора 3:

γ_1 — кут повороту на ділянці розбігу періоду віддалення;

γ_2 — кут повороту на ділянці постійної швидкості;

γ_3 — кут повороту на ділянці вибігу періоду віддалення;

γ_Σ — сумарний кутовий розмах зубчастого сектора 3.

За відсутності вистою зубчастого сектора 3 у крайніх положеннях, коли фазовий кут $\varphi_4 = 0$, для руху зубчастого сектора 3 більш раціонально обирати закони руху гармонічного типу.

Типовий закон зміни кутового прискорення зубчастого сектора 3 для законів гармонічного типу за відсутності IV ділянки ($\varphi_4 = 0$) представлений на рис. 3. У цьому випадку



непотрібно створювати умови, за яких прискорення прямує до нуля, а після цього збільшувати його до максимального значення з подальшим зменшенням. За таких умов слід забезпечити рівність прискорень на стиках періодів наближення та віддалення.

$$\varepsilon'_{2\max} = \varepsilon''_{2\max}, \quad (11)$$

де $\varepsilon'_{2\max}$ — максимальне кутове прискорення на ділянці вибігу періоду віддалення;

$$\varepsilon'_{2\max} = C \cdot \frac{\gamma_1}{2\varphi_1^2} \cdot \omega_1^2, \quad (12)$$

де C — константа піка прискорення для вибраного закону руху;

$\varepsilon''_{2\max}$ — максимальне кутове прискорення на ділянці вибігу (розбігу) періоду наближення:

$$\varepsilon''_{2\max} = C \cdot \frac{\gamma_2}{\varphi_n^2} \cdot \omega_1^2. \quad (13)$$

Підставивши формули (12) і (13) у рівність (11), одержимо:

$$C \cdot \frac{\gamma_1}{2\varphi_1^2} \cdot \omega_1^2 = C \cdot \frac{\gamma_2}{\varphi_n^2} \cdot \omega_1^2. \quad (14)$$

Виразимо фазовий кут розбігу періоду віддалення через фазовий кут постійної швидкості:

$$\varphi_1 = \xi \cdot \varphi_2, \quad (15)$$

де $\xi = \frac{\varphi_1}{\varphi_2}$ — коефіцієнт.

За однакових законів на ділянках розбігу та вибігу фазовий кут періоду віддалення визначаємо:

$$\varphi_6 = 2\varphi_1 + \varphi_2 = \varphi_2 \cdot (2\xi + 1). \quad (16)$$

Фазовий кут наближення знаходимо:

$$\varphi_n = 2\pi - \varphi_6 = 2\pi - \varphi_2 \cdot (2\xi + 1). \quad (17)$$

Кут повороту зубчастого сектора на ділянці розбігу визначаємо, підставивши у формулу (15) вираз із формули (6):

$$\gamma_1 = \frac{\varphi_1}{B \cdot (i+1)} = \frac{\xi \cdot \varphi_2}{B \cdot (i+1)}. \quad (18)$$

Кут повороту зубчастого сектора на ділянці постійної швидкості визначаємо з формули (8):

$$\gamma_2 = \frac{\varphi_2}{i+1}. \quad (19)$$

За однакових законів на всіх ділянках визначаємо сумарний кутовий розмах зубчастого сектора 3:

$$\gamma_\Sigma = 2\gamma_1 + \gamma_2 = \frac{2 \cdot \xi \cdot \varphi_2}{B \cdot (i+1)} + \frac{\varphi_2}{i+1} = \frac{\varphi_2}{i+1} \cdot \left(\frac{2\xi}{B} + 1 \right). \quad (20)$$

Підставивши значення кутів у рівність (14), одержимо:

$$C \cdot \frac{1}{2B \cdot (i+1) \cdot \xi \cdot \varphi_2} \cdot \omega_1^2 = C \cdot \frac{\varphi_2}{i+1} \cdot \left(\frac{2\xi}{B} + 1 \right) \cdot \omega_1^2. \quad (21)$$

Розв'язавши цю рівність, отримуємо значення коефіцієнта:

$$\xi = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{(2m-1)^2}{2B+8m-4}, \quad (22)$$

де B — константа піка швидкості;

$m = \frac{\pi}{\varphi_2}$ — параметр.

Отже, для забезпечення необхідного кута вистою φ_2 веденої ланки 6 вираховуємо параметр $m = \frac{\pi}{\varphi_2}$ і за форму-

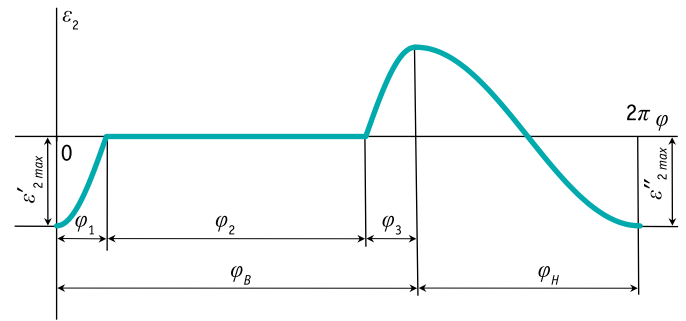


Рис. 3. Зміни кутового прискорення зубчастого сектора 3 від кута повороту водила φ для гармонічних законів руху

лою (22) визначаємо коефіцієнт $\xi = \frac{\varphi_1}{\varphi_2}$. Після цього вираховуємо за формулою (15) кут φ_1 , за формулою (18) — кут γ_1 , за формулою (19) — кут γ_2 , за формулою (20) — кут γ_Σ , за формулою (10) — кут φ_6 , і за формулою (17) — кут φ_n .

На основі цих даних розраховуємо кінематичні параметри механізму в модульній системі $[I, \omega_1, \gamma_\Sigma]$ для кожної ділянки окремо (де I — момент інерції мас).

Для I та III ділянок вибігу (розбігу) періоду віддалення:

• кутові швидкості зубчастого сектора 3:

$$\omega_2 = -b_k \cdot \frac{\gamma_1}{\varphi_1} \cdot \omega_1 = \omega_{2i} \cdot \omega_1, \quad (23)$$

де $\omega_{2i} = b_k \cdot \frac{\gamma_1}{\varphi_1}$ — інваріант швидкості;

• кутові прискорення зубчастого сектора 3:

$$\varepsilon_2 = -c_k \cdot \frac{\gamma_1}{2\varphi_1^2} \cdot \omega_1^2 = \varepsilon_{2i} \cdot \omega_1^2, \quad (24)$$

де $\varepsilon_{2i} = c_k \cdot \frac{\gamma_1}{2\varphi_1^2}$ — інваріант прискорення.

Для II ділянки — постійної швидкості:

• кутова швидкість зубчастого сектора 3:

$$\omega_2 = B \cdot \frac{\gamma_i}{\varphi_1} = const;$$

• кутові прискорення:

$$\varepsilon_2 = 0.$$

Для V ділянки — періоду наближення (при $\varphi_4 = 0$):

• кутові швидкості зубчастого сектора 3:

$$\omega_2 = b_k \cdot \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_n} \cdot \omega_1 = \omega_{2i} \cdot \omega_1, \quad (25)$$

де $\omega_{2i} = b_k \cdot \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_n}$ — інваріант швидкості;

• кутові прискорення зубчастого сектора 3:

$$\varepsilon_2 = c_k \cdot \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_n^2} \cdot \omega_1^2 = \varepsilon_{2i} \cdot \omega_1^2, \quad (26)$$

де $\varepsilon_{2i} = c_k \cdot \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_n^2}$ — інваріант прискорення.

Для всіх ділянок:

Кутову швидкість веденої ланки 6 згідно з формулами (1) і (2) знаходимо:

$$\omega_4 = \omega_1 + \omega_2 \cdot (i+1) = [(1 + \omega_{2i}) \cdot (i+1)] \cdot \omega_1, \quad (27)$$

де $\omega_{4i} = (1 + \omega_{2i}) \cdot (i+1)$ — інваріант швидкості.

Кутове прискорення веденої ланки 6 знаходимо, продиференціювавши швидкість ω_4 :

$$\varepsilon_4 = \varepsilon_{2i} \cdot (i+1) \cdot \omega_1^2 = \varepsilon_{4i} \cdot \omega_1^2, \quad (28)$$

де $\varepsilon_{4i} = \varepsilon_{2i} \cdot (i+1)$ — інваріант прискорень.

Кінетичну потужність знаходимо:

$$N_{\kappa} = I_{np} \cdot \varepsilon_4 \cdot \omega_4 = I_{np} \cdot \varepsilon_{4i} \cdot \omega_{4i} \cdot \omega_1^3 = N_{ki} \cdot I_{np} \cdot \omega_1^3, \quad (29)$$

де $N_{ki} = \varepsilon_{4i} \cdot \omega_{4i}$ — інваріант кінетичної потужності;

I_{np} — приведений момент інерції мас.

Крутний момент на водилі 1 визначаємо:

$$M_{\kappa p1} = \frac{N}{\omega_1} \cdot \theta = N_{ki} \cdot I_{np} \cdot \omega_1^2 \cdot \theta, \quad (30)$$

де θ — коефіцієнт, який враховує к.к.д. механізму.

Крутний момент на валу веденої ланки 6 визначаємо:

$$M_{\kappa p4} = I_{np} \cdot \varepsilon_4 = \varepsilon_{4i} \cdot I_{np} \cdot \omega_1^2, \quad (31)$$

У таблиці наведені результати розрахунків кутів і максимальних значень кінематичних інваріантів для трьох кутів вистою веденої ланки $\varphi_2 = 160^\circ; 180^\circ$ і 200° . Розрахунки були проведені для закону періодичного руху — косинусоїда (К) та передатного числа $i = \frac{z_2}{z_1} = 2$ за умови відсутності вистою коромисла 8 у крайніх положеннях, коли $\varphi_4 = 0$.

Для цих же даних на рис. 4 наведені графіки зміни інваріантів кінематичних параметрів механізму залежно від кута повороту φ водила 1 для кута вистою веденої ланки $\varphi_2 = 180^\circ$.

Наведені дані вказують на те, що такі механізми дають можливість досягнути кута вистою веденої ланки 180° і більше. Але за такої умови збільшується кут розмаху γ_Σ зубчастого сектора 3 та максимальні значення інваріантів кінематичних величин $\varepsilon_{2i \max}$, $\varepsilon_{4i \max}$, $N_{ki \max}$, від величини

Таблиця. Максимальні значення кінематичних інваріантів							
φ_2	φ_1	γ_1	φ_8	γ_Σ	$\varepsilon_{2i \max}$	$\varepsilon_{4i \max}$	$N_{ki \max}$
160°	30,712°	6,516°	133,576°	66,365°	0,978	2,973	5,5
180°	25,210°	5,413°	129,580°	70,826°	1,196	3,588	7,3
200°	20°	4,244°	120°	75,155°	1,5	4,5	9,8

яких залежать крутні моменти на валу 5 $M_{4 \max}$ і на водилі 1 $M_{1 \max}$ (рис. 1).

За такої умови кут розмаху коромисла 8 (рис. 1) кулачкового механізму значно менший, оскільки воно приводить зубчастий сектор 3 через мультиплікатор 10–11, кут розмаху якого дорівнює $\frac{\gamma_\Sigma}{i_{46}}$, $i_{46} = \frac{z_6}{z_4}$ — передатне відношення

зубчастої пари, z_4 і z_6 — числа зубців коліс 10 і 11. Якщо прийняти $i_{46} = 2$, то розмах коромисла 8 буде вдвічі меншим і становитиме менше 40° , що забезпечить безударну роботу механізму.

З графіків помітно, що інваріант кутової швидкості ω_{2i} зубчастого сектора 3 (рис. 4а) спочатку зменшується від нуля, доходить до екстремальної величини, залишається постійним на куті $\varphi_2 = 180^\circ$, після цього зростає, переходить через нуль і далі збільшується з наступним зменшенням до нуля.

Інваріант кутової швидкості ω_{4i} веденої ланки 6 (рис. 4б), який складається з інваріантів суми швидкостей, спочатку зменшується і протягом кута $\varphi_2 = 180^\circ$ дорівнює нулю; ведена ланка 6 на цьому проміжку не рухається. Далі інваріант кутової швидкості збільшується з наступним зменшенням.

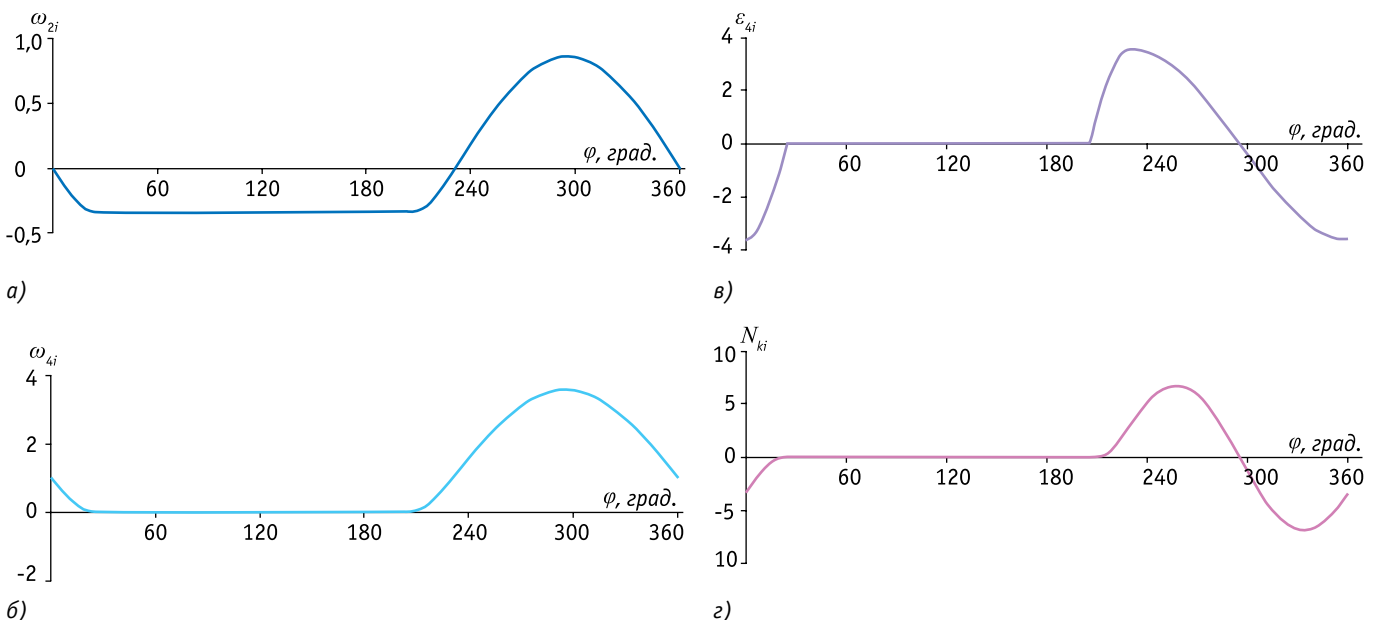


Рис. 4. Зміни інваріантів кутових швидкостей зубчастого сектора 2 (а); веденої ланки 6 (б); кутових прискорень веденої ланки 6 (в) та кінетичної потужності (г)



Інваріанти кутового прискорення ε_{4i} веденої ланки 6 (рис. 4в) на стиках періодів наближення і віддалення мають екстремальні значення, з плавною зміною їх до нуля.

Інваріант кінетичної потужності N_{ki} (рис. 4г) на ділянці вистою веденої ланки $\varphi_2 = 180^\circ$ дорівнює нулю, а далі поступово збільшується, після цього зменшується, переходить через нуль та зростає з наступним зменшенням до нуля на ділянці розбігу періоду віддалення.

У результаті запропоновано новий кулачково-зубчастий механізм із мультиплікатором, який дає можливість збільшити кут вистою веденої ланки. Розроблено методику розрахунку кінематики цього механізму і виявлено зростання навантажень у ньому за умови збільшення кута вистою веденої ланки.

Література

1. *Регей І.І.* Синтез кулачково-зубчастого механізму із тривалою зупинкою веденої ланки / Регей І.І., Кузнецов В.О. // Упаковка. — 2011. — № 6. — С. 40–42.
2. *Тир К.В.* Комплексный расчет кулачковых механизмов / Тир К.В. — М.: Книга, 1958. — 308 с.
3. Патент № 98401 України. МПК F16H 53/00. Кулачково-планетарний механізм / В.Т. Сенкус, В.О. Босак, І.І. Регей // Бюл. — 2012. — № 9. — 2 с. *В*

Кинематика кулачково-зубчатого механизма штанцевальной машины

В.Т. Сенкус, к.т.н., В.О. Босак, А.Б. Коломиец, к.т.н.

В статье рассматривается кинематика кулачково-зубчатых механизмов для привода ведомых звеньев в одном направлении с вистоем в полиграфических и упаковочных машинах. Выявлено ограничения в их применении, и намечено пути усовершенствования.

Ключевые слова: механизм; кулачок; зубчатый, штанцевальный пресс; кинематика.

Kinematics of the cam-gear mechanism of the punching machine

V.T. Senkus, Ph.D., V.O. Bosak, A.B. Kolomiets, Ph.D.

The article considers the unidirectional kinematics of cam-gear mechanisms for slave links drive with a dwell in printing and packaging machines. Restrictions as to their usage are indicated and possible improvements are suggested.

Key words: mechanism; cam; gear, die press; kinematics.

ЛУЧШЕЕ ЦИФРОВОЕ РЕШЕНИЕ ДЛЯ ПЕЧАТИ ЭТИКЕТКИ И УПАКОВКИ

HP INDIGO ws6600

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ЦИФРОВЫЕ ОФСЕТНЫЕ
ПЕЧАТНЫЕ МАШИНЫ

7

семицветная
конфигурация



Автоматизированная интеллектуальная система контроля качества печати
| увеличение производительности на 35%
| встроенный модуль праймирования

| улучшение экономики печати на 30% | новая белая кроющая краска повышенной оптической плотности | «невидимая» краска для печати защищенной продукции

www.nissa-centre.ru

www.nissa.ua

НИССА ЦЕНТРУМ

03040, Киев,

ул. Васильковская, д.1, офис 116

Телефон: +38 (044) 490-3460

Факс: +38 (044) 490-3461

E-mail: sales@nissa.ua



NISSA | CENTRE