

УДК 677.055

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ КОЛИВАЛЬНОГО РУХУ
ВУШКОВИХ ГОЛОК ДЛЯ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Дворжак В. М. Чудінович Ю. Ю. Чмихало С. Г.

Київський національний університет технологій та дизайну

Мета. Метою роботи є метричний синтез та кінематичний аналіз кінематичної схеми шестиланкового механізму 3-го класу 3-го порядку для приводу вушкових голок основов'язальної машини «ОВ-7».

Методика. Використання цього методу дозволить зменшити кількість рухомих ланок та зменшити значення маса-інерційних параметрів механізму при збереженні необхідного закону руху робочих органів петлетворення.

Результати. Отримані математичні вирази для забезпечення необхідного закону руху робочої точки нового шарнірно-важільного механізму III класу для приводу вушкових голок основов'язальної машини «ОВ-7».

Наукова новизна. Запропонований аналітичний метод дослідження шарнірно-важільних механізмів, на основі якого проведено комп'ютерне моделювання цільового механізму зі структурними групами Ассура 3-го класу із співвіднесеними оберतालними кінематичними парами.

Практична значимість. Робота полягає у використанні одержаних результатів досліджень при проектуванні цільових типових механізмів машин галузі.

Ключові слова. Структурна група Ассура III класу, шарнірно-важільний механізм, основов'язальна машина, вушкова голка, закон руху із зупинкою.

В основов'язальних машинах для забезпечення робочим органам петлетворення складних законів руху впродовж циклу петлетворення зазвичай використовуються багатоланкові шарнірно-важільні механізми. Наприклад, у механізмі коливального руху вушкових голок основов'язальної машини «ОВ-7» [0] застосований 8-ланковий механізм зі структурними групами Ассура 2-го класу із співвіднесеними оберतालними кінематичними парами. Такий механізм забезпечує закон руху вушковим голкам з тривалою зупинкою упродовж циклу процесу петлетворення.

Слід зазначити, що з огляду на значну довжину тримачів робочих органів петлетворення, в основов'язальних машинах використовуються декілька механізмів для приводу одного і того ж робочого органу, які працюють в так званій паралельній схемі. Це забезпечує одночасність виконання відповідного етапу процесу петлетворення всіма відповідними робочими органами. Але велика кількість рухомих ланок в механізмі негативно впливає на динаміку роботи механізму і машини в цілому.

В роботі [2] досліджується шестиланковий механізм 3-го класу 3-го порядку за

класифікацією Асура та пропонується для застосування в якості приводного механізму робочих органів петлетворення основов'язальних машин.

Тому актуальним завдання є створення цільових механізмів основов'язальних машин нової структури з меншою кількістю рухомих ланок при збереженні законів руху робочих органів.

Постановка завдання

Метою роботи є метричний синтез та кінематичний аналіз кінематичної схеми шестиланкового механізму 3-го класу 3-го порядку для приводу вушкових голок основов'язальної машини «ОВ-7», використання якого дозволить зменшити кількість рухомих ланок та зменшити значення маса-інерційних параметрів механізму при збереженні необхідного закону руху робочих органів петлетворення.

Предметом дослідження є процес створення математичної моделі 6-ланкового шарнірно-важільного механізму III класу 3-го порядку основов'язальної машини. Дослідження виконувалися з використанням програми, створеної в середовищі математичного процесора *MathCAD* [1], методом векторного перетворення координат [1].

Результати досліджень

При створенні математичної моделі досліджуваного механізму за методом векторного перетворення координат позначення всіх вихідних і розрахункових параметрів були прийняті як у роботі [5].

Механізм, що досліджується, складається з механізму I класу I виду – кривошипа P_{1-2} , який обертається навколо осі Z проти годинникової стрілки. Початковий кут повороту φ_0 кривошипа відраховується від осі абсцис проти годинникової стрілки. До кривошипа P_{1-2} приєднується одна триповідкова група Асура 2-3-4-5-6-7 з повідками 3-2, 4-6 та 5-7 і базисною ланкою 3-4-5; у точках P_3 , P_4 , та P_5 базисна ланка 3-4-5 утворює обертальні кінематичні пари зі своїми повідками 3-2 (шатун), 4-6 (коромисло) та 5-7 (коромисло), які, у свою чергу, утворюють обертальні кінематичні пари: P_2 – «кривошип 1-2–шатун 2-3»; P_6 – «коромисло 4-6–стояк механізму»; P_7 – «коромисло 5-7–стояк механізму». Робоча точка механізму P_8 розміщується на відростку 7-8 коромисла 5-7. Кут U_{5-7-8} визначає положення відростка P_{7-8} відносно плеча коромисла P_{5-7} .

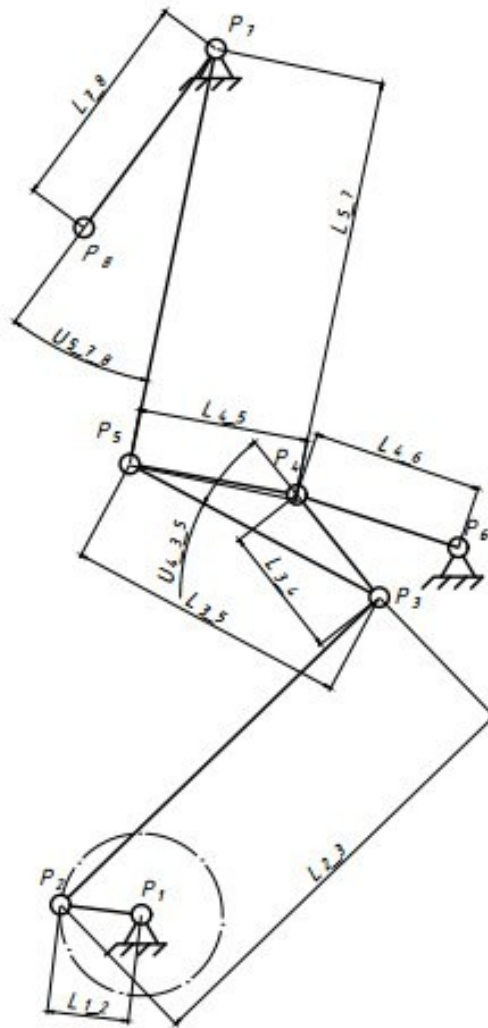


Рис. 1. Розрахункова схема механізму, що досліджується

Складаємо вектори-стовпчики координат стояків P_1 , P_6 , та P_7 (рис. 1):

$$P_1 := \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix}; \quad P_6 := \begin{pmatrix} X_6 \\ Y_6 \\ Z_6 \end{pmatrix}; \quad P_7 := \begin{pmatrix} X_7 \\ Y_7 \\ Z_7 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Визначаємо матрицю $T_Z(\alpha)$ 2D повороту вектора r навколо осі Z :

$$T_Z(\alpha) := \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Складаємо функцію ρ_Z 2-D повороту вектора r навколо осі Z :

$$\rho_Z(r, \alpha, l) := T_Z(\alpha) \cdot \text{Ort}(r) \cdot l, \quad (3)$$

де l – довжина вектора r після повороту його на кут α ;

$Ort(r)$ – орт вектора r .

Вектор значень кута φ_1 задаємо у вигляді ранжируваної змінної:

$$\varphi_1 := \varphi_0, \varphi_0 + \Delta\varphi_1 \cdot \varphi_{max}, \quad (4)$$

де $\varphi_0 = 0$ – перше (початкове) значення кута φ_1 повороту кривошипа;

φ_{max} – кінцеве значення кута φ_1 ; $\varphi_{max} := \varphi_0 + Rotation \cdot n \cdot 360^\circ$, де n – кількість обертів кривошипа;

$\Delta\varphi_1$ – крок значень кута φ_1 ; $\Delta\varphi_1 := \frac{\varphi_{max} - \varphi_0}{N_{положень}}$, де $N_{положень}$ – кількість положень

досліджуваного механізму.

Для випадку, коли початкове значення кута встановлення кривошипа механізму не дорівнює нулю, введемо в розгляд значення φ_{M0} повороту кривошипа, використання якого дозволить будувати графіки досліджуваних функцій положення, швидкостей та прискорень від нульового значення, яке фактично буде відрізнятися від початкового положення кривошипа на величину φ_{M0} за умови, що початковий кут повороту кривошипа $\varphi_0 = 0$. З урахуванням цього, запишемо вираз, який визначатиме миттєве значення кута повороту $\varphi_{M1}(\varphi_1)$ (узагальнену координату) для механізму, що досліджується:

$$\varphi_{M1}(\varphi_1) := \varphi_1 + \varphi_{M0}. \quad (5)$$

Вектори-ланки та вектори-точки механізму I класу I виду визначаємо з урахуванням функції повороту вектора (3).

Вектор функції положення кривошипа (вектор-ланка P_{1-2}):

$$P_{1-2}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{M1}(\varphi_1), L_{1-2}), \quad (6)$$

де e_X – орт осі координат X [1];

$\varphi_{M1}(\varphi_1)$ – кут повороту ведучої ланки – кривошипа $I-2$; напрямок повороту кута φ_1 проти годинникової стрілки задається у *MathCAD* змінною $Rotation = 1$.

Згідно з виразом (6) визначаються координати точки P_2 у системі координат з початком у точці P_1 .

У загальному випадку, коли точка P_1 не лежить на початку координат, координати точки P_2 визначають за наступним виразом:

$$P_2(\varphi_1) := P_1 + P_{1-2}(\varphi_1). \quad (7)$$

Умовно зупиняємо кривошип $I-2$ та розглядаємо два чотириланковики $2-3-4-6$ та $2-3-5-7$ та для них складаємо векторні рівняння замкнутості контурів:

$$P_{6-2}(\varphi_1) + P_{2-3}(\varphi_1) + P_{3-4}(\varphi_1) = P_{6-4}(\varphi_1), \quad (8)$$

$$P_{7-2}(\varphi_1) + P_{2-3}(\varphi_1) + P_{3-5}(\varphi_1) = P_{5-7}(\varphi_1), \quad (9)$$

де $P_{6-2}(\varphi_1)$ та $P_{7-2}(\varphi_1)$ – вектори змінної довжини, які визначаються з відповідних виразів (10) і (11):

$$P_{6-2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_6, \quad (10)$$

$$P_{7-2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_7. \quad (11)$$

Для визначення кутів φ_{2-3} , φ_{3-4} , φ_{4-6} та φ_{5-7} спроекуємо векторні рівняння (8) та (9) на осі координат.

Для розв'язку векторних рівнянь скористаємося в *MathCAD* обчислювальним блоком *Given-Find*, прийнявши початкові значення $\varphi_{2-3-0} = 100$, $\varphi_{3-4-0} = 100$, $\varphi_{4-6-0} = -100$ та $\varphi_{5-7-0} = -100$:*Given*

$$P_{6-2}(\varphi_1) + \begin{bmatrix} l_{2-3} \cdot \cos(\varphi_{2-3-0}) \\ l_{2-3} \cdot \sin(\varphi_{2-3-0}) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l_{3-4} \cdot \cos(\varphi_{2-3-0} + U_{3-4-0}) \\ l_{3-4} \cdot \sin(\varphi_{2-3-0} + U_{3-4-0}) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{4-6} \cdot \cos(\varphi_{4-6-0}) \\ l_{4-6} \cdot \sin(\varphi_{4-6-0}) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (12)$$

$$P_{7-2}(\varphi_1) + \begin{bmatrix} l_{2-3-0} \cdot \cos(\varphi_{2-3-0}) \\ l_{2-3-0} \cdot \sin(\varphi_{2-3-0}) \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l_{3-5-0} \cdot \cos(\varphi_{3-4-0} + U_{4-3-5}) \\ l_{3-5-0} \cdot \sin(\varphi_{3-4-0} + U_{4-3-5}) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{5-7-0} \cdot \cos(\varphi_{5-7-0}) \\ l_{5-7-0} \cdot \sin(\varphi_{5-7-0}) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (13)$$

$$\begin{pmatrix} \varphi_{2-3}(\varphi_1) \\ \varphi_{3-4}(\varphi_1) \\ \varphi_{4-6}(\varphi_1) \\ \varphi_{5-7}(\varphi_1) \end{pmatrix} := \text{Find}(\varphi_{2-3-0}, \varphi_{3-4-0}, \varphi_{4-6-0}, \varphi_{5-7-0}). \quad (14)$$

У виразі обчислювального блока *Given-Find* кут U_{4-3-5} – це кут між векторами P_{3-4} та P_{3-5} (додатний напрямку кута U_{4-3-5} відраховується від вектора P_{3-4} до вектора P_{3-5} проти годинникової стрілки). Для його визначення використаємо функцію для визначення кута між векторами за теоремою косинусів [1]:

$$U_{4-3-5}(\varphi_1) := T \cos(L_{3-5}, L_{3-4}, L_{4-5}). \quad (15)$$

Оскільки для групи III класу 3-го порядку максимальне число складань може дорівнювати шести та для виявлення так званого дефекту галуження кінематичної схеми, для визначення конкретного складання даної групи слід виконати візуалізацію та анімацію її кінематичної схеми у *MathCAD* (рис. 2).

Вектор функцію положення повідка 2-3 (вектор-ланка P_{2-3}) визначаємо з використанням функції повороту вектора (3) та функції кута повороту першого повідка

$\varphi_{2-3}(\varphi_1)$, визначеного за виразом (14):

$$P_{2-3}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{2-3}(\varphi_1), L_{2-3}). \quad (16)$$

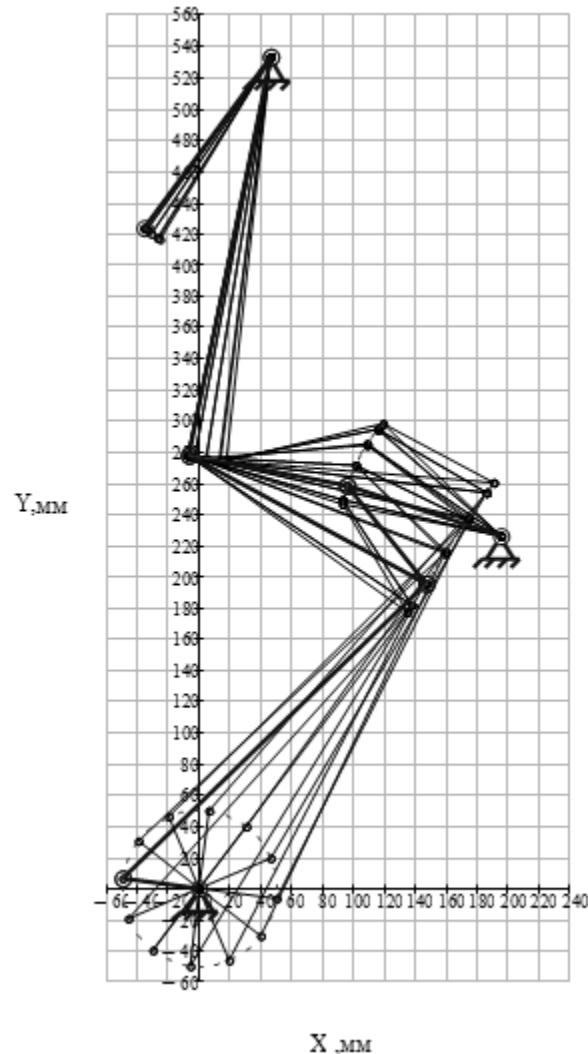


Рис. 2. Графік візуалізації в *MathCAD* кінематичної схеми механізму, що досліджується із зображеними на ньому 12 положеннями

Функцію положення кінематичної пари «перший поводок 2-3» та «базисна ланка 3-4-5» визначаємо як вектор-точку P_3 , тобто як суму вектора-точки P_2 та вектора-ланки першого повідка P_{2-3} :

$$P_3(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) + P_{2-3}(\varphi_1). \quad (17)$$

Вектор функцію положення елемента 3-4 (вектор-ланка P_{3-4}) базисної ланки визначаємо з використанням функції повороту вектора (3) та функції кута повороту $\varphi_{2-3}(\varphi_1)$ елемента 3-4 базисної ланки, визначеного за виразом (14):

$$P_{3-4}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{3-4}(\varphi_1), L_{3-4}). \quad (18)$$

Функцію положення кінематичної пари «другий поводок 6-4» та «базисна ланка

3-4-5» визначаємо як вектор-точку P_4 , тобто як суму вектора-точки P_3 та вектора-ланки P_{3-4} елемента 3-4 базисної ланки:

$$P_4(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) + P_{3-4}(\varphi_1). \quad (19)$$

Вектор функцію положення елемента 3-5 (вектор-ланка P_{3-5}) базисної ланки визначаємо з використанням функції повороту вектора (3) та кута U_{4-3-5} між елементами 3-4 та 3-5 базисної ланки зі спільною вершиною у точці 3:

$$P_{3-5}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{3-4}(\varphi_1), U_{4-3-5}, L_{3-5}). \quad (20)$$

Функцію положення кінематичної пари «третій повідок 7-5» та «базисна ланка 3-4-5» визначаємо як вектор-точку P_5 , тобто як суму вектора-точки P_3 та вектора-ланки P_{3-5} елемента 3-5 базисної ланки:

$$P_5(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) + P_{3-5}(\varphi_1). \quad (21)$$

Вектор функцію положення третього повідка 7-5 (вектор-ланка P_{7-5}) визначаємо як різницю векторів-точок P_5 та P_7 :

$$P_{7-5}(\varphi_1) := P_5(\varphi_1) - P_7. \quad (22)$$

В основов'язальній машині «ОВ-7» робочий орган петлетворення з робочою точкою P_8 належить третьому повідку 7-5 та розташовується на його відростку 7-8, який характеризується довжиною L_{7-8} та кутом U_{5-7-8} між третім повідком та його відростком. Запишемо вирази для визначення робочої точки P_8 у *MathCAD*.

Вектор функцію положення відростка 7-8 (вектор-ланка P_{7-8}) третього повідка визначаємо з використанням функції повороту вектора (3) та кута U_{5-7-8} :

$$P_{7-8}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{7-5}(\varphi_1), U_{5-7-8}, L_{7-8}). \quad (23)$$

Функцію положення робочої точки P_8 визначимо як суму вектора-точки P_7 та вектора-ланки P_{7-8} :

$$P_8(\varphi_1) := P_7 + P_{7-8}(\varphi_1). \quad (24)$$

Перехід від коливального руху важеля – відростка 7-8 третього повідка – до робочої точки 8 здійснюється за залежністю $S = R \cdot \psi$ [0], де R – відстань від робочої точки до осі коливання; ψ – кут повороту важеля.

Згідно з [1] визначимо кут коливання відростка 7-8, використовуючи вбудовану в *MathCAD* функцію $atan2(x, y)$:

$$\psi_{7-8}(\varphi_1) := atan2(P_{7-8}(\varphi_1)_Y, P_{7-8}(\varphi_1)_Z) \cdot deg^{-1}, \quad (25)$$

Переміщення робочої точки визначиться з наступного виразу:

$$S_8(\varphi_1) := [P_{7-8}(\varphi_1) \cdot \psi_{7-8}(\varphi_1) - P_{7-8}(\varphi_0) \cdot \psi_{7-8}(\varphi_0)] \cdot deg. \quad (26)$$

Параметри механізму, за якими проводилися дослідження: $P_{1X} = 0$ мм; $P_{1Y} = 0$ мм; $P_{1Z} = 0$ мм; $P_{6X} = 195$ мм; $P_{6Y} = 226$ мм; $P_{6Z} = 0$ мм; $P_{7X} = 46$ мм; $P_{7Y} = 533$ мм; $P_{7Z} = 0$ мм; $L_{1-2} = 50$ мм; $L_{2-3} = 272,5$ мм; $L_{3-4} = 81$ мм; $L_{3-5} = 174$ мм; $L_{4-6} = 104,5$ мм; $L_{5-7} = 261$ мм; $L_{4-5} = 104,5$ мм; $L_{7-8} = 136,8$ мм; $U_{4-3-5} = 23,158^\circ$; $U_{5-7-8} = -25^\circ$.

Згідно з виразом (26) побудований графік функції положення робочої точки механізму основов'язальної машини (рис. 3). При цьому геометричні параметри механізму при його метричному синтезі були підібрані таким чином, щоб робоча точка реалізувала закон руху із зупинкою.



Рис. 3. Графік переміщення робочої точки механізму III класу

Згідно з графіком функції положення робочої точки зупинка відбувається приблизно на 240° кута повороту ведучої ланки, а закінчується на 360° ; фазовий кут зупинки становить біля 120° .

Висновки

Отримані математичні вирази вказують на те, що новий шарнірно-важільний механізм III класу для приводу вушкових голок основов'язальної машини «ОВ-7» забезпечує необхідний закон руху робочої точки.

Список використаних джерел

1. Гарбарук В. Н. Проектирование трикотажных машин: [ученик для студентов вузов, обучающихся по специальности «Машины и аппараты текстильной промышленности»] / В. Н. Гарбарук – М. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние 1980. – 472 с.

2. Дворжак В. М. Схемотехнічне моделювання механізмів основ'язальних машин зі структурними групами III класу. Повідомлення 1. [електронний ресурс] / В. М. Дворжак, Б. В. Орловський, Б. М. Петрів, М. Г. Залюбовський // Режим доступу до журн.: http://archive.nbuu.gov.ua/e-journals/td/2012_4/index.html
3. Дворжак В. М. Схемотехнічне моделювання механізмів основ'язальних машин зі структурними групами III класу. Повідомлення 2. [електронний ресурс] / В. М. Дворжак, Б. В. Орловський, Б. М. Петрів, М. Г. Залюбовський // Технології та дизайн. – 2013. – № 2. – Режим доступу до журн.: http://archive.nbuu.gov.ua/e-journals/td/2013_2/index.html
4. Кошель С. О. Аналіз плоских механізмів з структурними групами 3-го класу / С. О. Кошель, Г. В. Кошель // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2012. – № 4. – С. 22-25.
5. Майданюк Т. А. Схемотехнічне моделювання механізму голок основ'язальної машини. [електронний ресурс] / Т. А. Майданюк, Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Технології та дизайн. – 2012. – № 2. – Режим доступу до журн.: http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/td/2012_2/index.html
6. Макаров Е. Г. Инженерные расчеты в MathCAD. Учебный курс. / Е. Г. Макаров – СПб. : Питер, 2005. – 448 с. – ISBN 5-94723-530-7.
7. Мацюк И. Н. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов высоких классов в программе MathCAD. [електронний ресурс] / И. Н. Мацюк, В. М. Третьяков, Э. М. Шляхов // Теория механизмов и машин. – 2012. – № 1. Том 10. – С. 65-70. – Режим доступу до журн.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>
8. Орловський Б. В. Схемотехнічне моделювання кінематичних схем механізмів з двома ступенями вільності основ'язальних машин / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2010. – № 1. – С. 33-42.
9. Пат. 84693 Україна, МПК D 04 B 23/00. Основ'язальна машина / Орловський Б. В., Дворжак В. М., Орловський Я. Б.; заявник і патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – № а 200506679 ; заявл. 07.07.2005 ; опубл. 25.11.2008, Бюл. № 22.

References

1. Harbaruk V. N. Proektyrovanye trykotazhnykh mashyn: [uchenyk dlia studentov

- vuzov, obuchaiushchyksia po spetsyalnosti «Mashyny y apparaty tekstylnoi promyshlennosti»] / V. N. Harbaruk – M. : Mashynostroenye, Lenynhr. otd-nye 1980. – 472 s.
2. Dvorzhak V. M. Skhemotekhnichne modeliuвання mekhanizmiv osnovoviazalnykh mashyn zi strukturnymy hrupamy III klasu. Povidomlennia 1. [elektronnyi resurs] / V. M. Dvorzhak, B. V. Orlovskiy, B. M. Petriv, M. H. Zaliubovskiy // Rezhym dostupu do zhurn.: http://archive.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2012_4/index.html
 3. Dvorzhak V. M. Skhemotekhnichne modeliuвання mekhanizmiv osnovoviazalnykh mashyn zi strukturnymy hrupamy III klasu. Povidomlennia 2. [elektronnyi resurs] / V. M. Dvorzhak, B. V. Orlovskiy, B. M. Petriv, M. H. Zaliubovskiy // Tekhnolohii ta dyzain. – 2013. – № 2. – Rezhym dostupu do zhurn.: http://archive.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2013_2/index.html
 4. Koshel S. O. Analiz plaskykh mekhanizmiv z strukturnymy hrupamy 3-ho klasu / S. O. Koshel, H. V. Koshel // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu. – 2012. – № 4. – S. 22-25.
 5. Maidaniuk T. A. Skhemotekhnichne modeliuвання mekhanizmu holok osnovoviazalnoi mashyny. [elektronnyi resurs] / T. A. Maidaniuk, B. V. Orlovskiy, V. M. Dvorzhak // Tekhnolohii ta dyzain. – 2012. – № 2. – Rezhym dostupu do zhurn.: http://www.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2012_2/index.html
 6. Makarov E. H. Ynzhenerye raschety v MathCAD. Uchebnyi kurs. / E. H. Makarov – SPb. : Pyter, 2005. – 448 s. – ISBN 5-94723-530-7.
 7. Matsiuk Y. N. Kynematycheskyi analiz ploskykh rychazhnykh mekhanyzmov vysokykh klassov v prohramme MathCAD. [elektronnyi resurs] / Y. N. Matsiuk, V. M. Tretiakov, E. M. Shliakhov // Teoryia mekhanyzmov y mashyn. – 2012. – № 1. Tom 10. – S. 65-70. – Rezhym dostupu do zhurn.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>
 8. Orlovskiy B. V. Skhemotekhnichne modeliuвання kinematychnykh skhem mekhanizmiv z dvoma stupeniamy vilnosti osnovoviazalnykh mashyn / B. V. Orlovskiy, V. M. Dvorzhak // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu. – 2010. – № 1. – S. 33-42.
 9. Pat. 84693 Ukraina, MPK D 04 B 23/00. Osnovoviazalna mashyna / Orlovskiy B. V., Dvorzhak V. M., Orlovskiy Ya. B.; zaiavnyk i patentovlasnyk Kyivskiy natsionalnyi universytet tekhnolohii ta dyzainu. – № a 200506679 ; zaiavl. 07.07.2005 ; opubl. 25.11.2008, Biul. № 22.

Разработка и исследование механизма колебательного движения ушных игл для основовязальной машины

Дворжак В. М., Чудинович Ю. Ю., Чмихало С. Г.

Цель. Целью работы является метрический синтез и кинематический анализ кинематической схемы шестиланкового механизма 3-го класса 3-го порядка для привода ушных игл основовязальной машины «ОВ-7».

Методика. Использование этого метода позволит уменьшить количество подвижных звеньев и уменьшить значение масса-инерционных параметров механизма при сохранении необходимого закона движения рабочих органов петлетворения.

Результаты. Полученные математические выражения для обеспечения необходимого закона движения рабочей точки нового шарнирно-рычажного механизма III класса для привода ушных игл основовязальной машины «ОВ-7».

Научная новизна. Предложенный аналитический метод исследования шарнирно-рычажных механизмов, на основе которого проведено компьютерное моделирование целевого механизма со структурными группами Ассура 3-го класса с соосными вращающимися кинематическими парами.

Практическая значимость. Работа заключается в использовании полученных результатов исследований при проектировании целевых типовых механизмов машин отрасли.

Ключевые слова. Структурная группа Ассура III класса, шарнирно-рычажный механизм, основовязальная машина, ушная игла, закон движения с остановкой

Development and research of the oscillatory motion mechanism of guide needles for the warp-knitting machines

Dvorzhak V. M., Chudinovich Y. Y., Chmyhalo S. G.

Kyiv National University of Technologies and Design

Purpose. Mission of work are metric synthesis and kinematic analysis of kinematic scheme of the third-class third-order six-link mechanism for drive of guide needles for the warp-knitting machines.

Methodology. Using of this method provides an opportunity to decrease the number of moving links and to decrease value of mass-inertial parameters of the mechanism while retaining required law of motion to dwell for operating elements of knitting.

Finding. Mathematical expressions for assuring of the required law of motion of the operation point of the new third-class track-bar mechanism for drive of guide needles for the warp-knitting machine «МК-7» are achieved.

Originality. Analytical method of track-bar mechanisms research is supposed, on the basis of which computer modeling of special purpose mechanism with Assura structural group third class with coaxial reversible kinematic pair is conducted.

Practical value. Practical implications of work consist in using of received results of the research in the engineering design of special purpose typical mechanisms of machines belong to the industry.

Keywords: structural group III class, track-bar mechanism, warp-knitting machine, guide needle, law of motion to dwell