

УДК 677.055

ДВОРЖАК В. М.

Київський національний університет технологій та дизайну

СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ КОЛИВАЛЬНОГО РУХУ ВУШКОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Мета. Вдосконалення методів дослідження цільових механізмів технологічних машин легкої промисловості із застосуванням прикладних CAD-програм.

Методика. Використані апарат векторної алгебри; аналітичний метод силового розрахунку плоских механізмів третього класу третього порядку на основі методу векторного перетворення координат; чисельний метод для розрахунку функцій положення характерних та особливих точок механізму третього класу третього порядку з оберतालними кінематичними парами.

Результати. Отримані математичні моделі, що описують силові характеристики механізму вушкових голок основов'язальної машини, побудованого на базі механізму третього класу третього порядку з оберतालними кінематичними парами, у вигляді векторів сил (реакцій) взаємодії ланок у місцях їх стикання та складових векторів цих реакцій у функції кута повороту ведучого кривошипа. Визначені вектори сил взаємодії ланок у місцях їх стикання та миттєві й граничні значення навантажень в кінематичних парах плоского шестиланкового механізму коливального руху вушкових голок основов'язальної машини, побудованого на базі механізму третього класу третього порядку з оберतालними кінематичними парами; визначені гранично допустимі діаметри цапф кінематичних пар ланок механізму в CAD-програмі; визначений момент, що врівноважує сили, які діють на ланку приведення.

Наукова новизна. Запропонований алгоритм аналітичного силового дослідження роботи плоского шестиланкового шарнірно-важільного механізму вушкових голок основов'язальної машини, синтезованого на базі механізму третього класу третього порядку з оберतालними кінематичними парами, з використанням апарату векторної алгебри. Створені програмні блоки для автоматизованого комп'ютерного розрахунку радіус-векторів особливих точок механізму, векторів тангенціальних, нормальних та результуючих сил взаємодії ланок у місцях їх стикання в CAD-програмі.

Практична значимість роботи полягає у використанні одержаних результатів при конструюванні механізмів третього класу третього порядку з оберतालними кінематичними парами та динамічному дослідженні подібних цільових механізмів машин легкої промисловості.

Ключові слова: силовий аналіз, механізм третього класу, механізм вушкових голок, основов'язальна машина.

Вступ. Одним із шляхів вдосконалення технологічних машин легкої промисловості є використання в них функціонально-досконалих механізмів здатних відтворювати складні закони руху робочих органів. У сучасних основов'язальних машинах використовуються переважно плоскі багатоланкові шарнірно-важільні механізми другого класу. Для забезпечення відтворення робочими органами законів руху із зупинками впродовж циклу петлетворення інколи застосовуються механізми вищих класів. Такі механізми, зокрема і механізми третього класу, є доволі гнучкими з точки зору реалізації різноманітних задач кінематики, оскільки при зміні деяких своїх геометричних параметрів вони дозволяють одержати різні закони руху веденої ланки, у тому числі закони її руху із зупинкою.

Успішному проведенню силового аналізу роботи побідних механізмів упродовж тривалого часу перешкоджала відсутність відповідних комп'ютерних методів дослідження; разом з тим комп'ютерному дослідженню кінематики механізмів третього класу з оберतालними кінематичними парами присвячено ряд робіт [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Визначення сил, що діють на ланки механізмів має велике практичне значення для розрахунків на міцність, жорсткість, вібростійкість, зносостійкість, довговічність, для визначення втрат енергії на тертя, енергетичного балансу машини тощо [7].

Ця робота є продовженням досліджень плоского шестиланкового механізму третього класу для приводу вушкових голок основов'язальної машини, синтез та кінематичний аналіз якого розглядався в роботі [5] з використанням програми Mathcad, і присвячується силовому аналізу механізму з використанням апарату векторної алгебри, який дозволяє зберегти алгоритм графічного методу дослідження з притаманною йому наочністю. Інструментом для силового дослідження механізму є аналітичний метод, що базується на векторному представленні параметрів, з його реалізацією в програмі Mathcad.

Постановка завдання. Завданням цього дослідження є створення математичних моделей векторів сил (реакцій) взаємодії ланок у місцях їх стикання для визначення миттєвих та граничних значень навантажень в кінематичних парах плоского шестиланкового механізму коливального руху вушкових голок основов'язальної машини, побудованого на базі механізму третього класу третього порядку; створення програмного коду на основі отриманих математичних моделей в програмі Mathcad.

Результати дослідження. Приймемо, що механізм розміщується у вертикальній площині XU правої декартової системи координат (далі ПСК) з початком в точці P_1 (рис. 1). Структуру механізму приймемо отриману в роботі [5]. Механізм зобразимо в положенні початку руху вушкових голок вперед після завершення зупинки за спинками крючкових голок (початок етапу прокладання ниток основи). До ланок механізму прикладемо: сили ваги G_i ($i = 1, 2..5$) та сили інерції F_i у відповідних точках центрів мас ланок S_i , моменти від сил інерції M_i . Узагальненою координатою механізму є кут φ_1 повороту ведучого кривошипа I .

Силовий аналіз механізму проводиться на основі кінематичного розрахунку, результати якого отримані в роботі [5], а саме отримані радіус-вектори характерних точок механізму (радіус-вектори центрів кінематичних пар ланок P_j ($j = 1, 2..7$) та точок центрів мас ланок S_i), вектори лінійних прискорень точок центрів мас ланок V_i , вектори кутових прискорень ланок ε_i ,

Силовий аналіз механізму проводиться за такою послідовністю: визначення векторів сил інерції F_i та векторів моментів сил інерції M_i , що діють на рухомі ланки; складання обчислювальних блоків для визначення: радіус-векторів особливих точок SP_k , тангенціальних R_{τ_j} та нормальних R_{n_j} складових реакцій в оберտальних кінематичних парах; визначення моменту $M_{\Sigma I}$, що врівноважує прикладені сили до ведучого кривошипа; визначення граничних значень реакцій в кінематичних парах R_{max_j} та моменту $M_{\Sigma I_{max}}$; конструювання оберտальних кінематичних пар механізму (визначення діаметрів d_{u_j} та довжин цапф l_{u_j}).

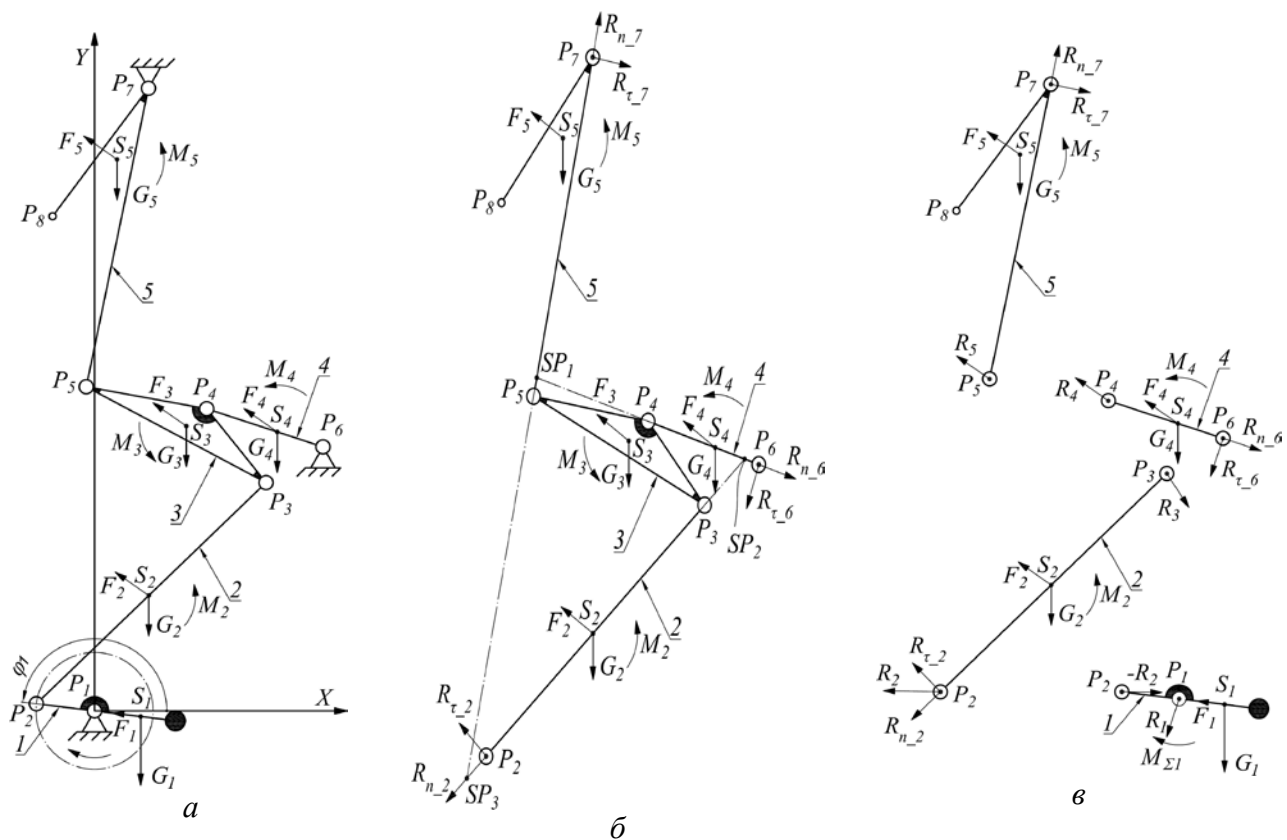


Рис. 1. Схеми плоского шестиланкового механізму третього класу для приводу вушків голок основ'язальної машини: а – кінематична з прикладеними силами та моментами; б – для визначення особливих точок механізму та тангенціальних та нормальних складових реакцій R_{τ_j} та R_{n_j} , що діють в крайніх кінематичних парах P_2 , P_6 та P_7 групи третього класу; в – для визначення реакцій R_j , що діють в кінематичних парах, утворених шатуном 3 з ланками 2, 4 та 5, та визначення реакції R_1 в кінематичній парі кривошипа 1 зі стояком та моменту $M_{\Sigma 1}$

Вектори сил тяжіння G_i , прикладених до ланок механізму, визначаються за загальним виразом (індекс i в позначенні параметрів вказує на номер ланки, $i = 1, 2, \dots, 5$):

$$G_i(\varphi_1) := -e_y \cdot m_i \cdot g; \quad (1)$$

де $e_y := (0 \ 1 \ 0)^T$ – орт осі ординат ПСК;

m_i – маса ланки;

g – прискорення вільного падіння.

Вектори сил інерції $F_i(\varphi_1)$ моментів від сил інерції $M_i(\varphi_1)$, що діють на ланки, визначаються за загальними виразами:

$$F_i(\varphi_1) := -m_i \cdot A_{Si}(\varphi_1); \quad M_i(\varphi_1) := -J_{Si} \cdot \varepsilon_i(\varphi_1); \quad (2)$$

де $A_{Si}(\varphi_1)$ – вектор лінійного прискорення центра мас ланки;

J_{Si} – центральний осьовий момент інерції ланки;

$\varepsilon_i(\varphi_1)$ – вектор кутового прискорення ланки.

Вектори реакцій $R_j(\varphi_1)$ прикладаються в центрах кінематичних пар механізму та розкладаються на складові: тангенціальні $R_{\tau_j}(\varphi_1)$, які спрямовуються перпендикулярно до ліній ланок, та нормальні $R_{n_j}(\varphi_1)$, які спрямовуються уздовж ліній ланок (індекс j в позначенні параметрів вказує на номер радіус-вектора кінематичної пари P_j , $j = 1, 2, \dots, 7$).

Для визначення тангенціальних складових реакцій в кінематичних парах механізму

$R_{\tau_j}(\varphi_1)$ складемо програмний блок, користуючись рекомендаціями [9]:

$$R_{\tau}(P_1, P_2, S, F, M) := \begin{cases} P_{1_2} \leftarrow P_2 - P_1 \\ m \leftarrow \text{rows}(S) \\ \text{for } i \in 1..m \\ P_{1_{s_i}} \leftarrow S_i - P_1 \\ eR_{\tau} \leftarrow \rho_Z(P_{1_2}, -90^\circ, 1) \\ M_{\Sigma} \leftarrow \left[\sum_{i=1}^m (P_{1_{s_i}} \times F_i) \right] + M \\ R_{\tau} \leftarrow eR_{\tau} \cdot \frac{(M_{\Sigma})_Z}{|P_{1_2}|} \end{cases} ; \quad (3)$$

Використовуючи вираз програмного блоку (3), записуються вирази для визначення векторів тангенціальних складових реакцій, що діють в точках P_2 , P_6 та P_7 , окремо розглядаючи рівновагу ланок 2, 4 та 5 під дією моментів від сил, що діють на ланки, відносно відповідних точок P_3 , P_4 та P_5 :

$$R_{\tau_2}(\varphi_1) := R_{\tau}(P_3(\varphi_1), P_2(\varphi_1), PS_2(\varphi_1), PF_2(\varphi_1), M_2(\varphi_1)); \quad (4)$$

$$R_{\tau_6}(\varphi_1) := R_{\tau}(P_4(\varphi_1), P_6, PS_4(\varphi_1), PF_4(\varphi_1), M_4(\varphi_1)); \quad (5)$$

$$R_{\tau_7}(\varphi_1) := R_{\tau}(P_5(\varphi_1), P_7, PS_5(\varphi_1), PF_5(\varphi_1), M_5(\varphi_1)); \quad (6)$$

де $PS_2(\varphi_1)$, $PS_4(\varphi_1)$, $PS_5(\varphi_1)$ – тензори координат точок прикладання сил, що діють на ланки (компонентами тензорів є радіус-вектори точок прикладання сил тяжіння та сил інерції, тобто $S_2(\varphi_1)$, $S_4(\varphi_1)$ та $S_5(\varphi_1)$):

$$PS_2(\varphi_1) := \begin{pmatrix} S_2(\varphi_1) \\ S_2(\varphi_1) \end{pmatrix}; \quad PS_4(\varphi_1) := \begin{pmatrix} S_4(\varphi_1) \\ S_4(\varphi_1) \end{pmatrix}; \quad PS_5(\varphi_1) := \begin{pmatrix} S_5(\varphi_1) \\ S_5(\varphi_1) \end{pmatrix};$$

$PF_2(\varphi_1)$, $PF_4(\varphi_1)$, $PF_5(\varphi_1)$ – тензори сил, що діють на ланки:

$$PF_2(\varphi_1) := \begin{pmatrix} G_2 \\ F_2(\varphi_1) \end{pmatrix}; \quad PF_4(\varphi_1) := \begin{pmatrix} G_4 \\ F_4(\varphi_1) \end{pmatrix}; \quad PF_5(\varphi_1) := \begin{pmatrix} G_5 \\ F_5(\varphi_1) \end{pmatrix}.$$

Для визначення нормальних складових реакцій $R_{n_j}(\varphi_1)$ в кінематичних парах механізму спочатку складемо програмний блок для визначення радіус-вектора так званої особливої точки механізму [10]. В якості особливої точки механізму приймемо точку миттєвого центра обертання шатуна 3 (базисної ланки). Програмний блок для визначення радіус-вектора особливої точки механізму має вигляд [8]:

$$SP(P_1, P_2, P_3, P_4) := \begin{cases} P_{1_2} \leftarrow P_2 - P_1 \\ P_{3_4} \leftarrow P_4 - P_3 \\ P_{1_3} \leftarrow P_3 - P_1 \\ x \leftarrow \frac{-P_{1_2X} \cdot P_{3_4X} \cdot P_{1_3Y} - P_{1_2Y} \cdot P_{3_4X} \cdot P_{1X} + P_{1_2X} \cdot P_{3_4Y} \cdot P_{3X}}{P_{1_2X} \cdot P_{3_4Y} - P_{1_2Y} \cdot P_{3_4X}} \\ y \leftarrow \frac{P_{1_2Y} \cdot P_{3_4Y} \cdot P_{1_3X} + P_{1_2X} \cdot P_{3_4Y} \cdot P_{1Y} - P_{1_2Y} \cdot P_{3_4X} \cdot P_{3Y}}{P_{1_2X} \cdot P_{3_4Y} - P_{1_2Y} \cdot P_{3_4X}} \\ SP \leftarrow (x \quad y \quad 0)^T \end{cases} \quad (7)$$

З використанням виразу (7) визначається радіус-вектор особливої точки $SP_1(\varphi_1)$ – точка перетину ліній ланок 4 та 5:

$$SP_1(\varphi_1) = SP(P_6, P_4(\varphi_1), P_7, P_5(\varphi_1)). \quad (8)$$

Слід зазначити, що вираз програмного блоку (7) також дозволяє визначити радіус-вектори й інших двох особливих точок: $SP_2(\varphi_1)$ – точки перетину ліній ланок 2 та 4; $SP_3(\varphi_1)$ – точки перетину ліній ланок 2 та 5:

$$SP_2(\varphi_1) = SP(P_2(\varphi_1), P_3(\varphi_1), P_6, P_4(\varphi_1)); \quad SP_3(\varphi_1) = SP(P_2(\varphi_1), P_3(\varphi_1), P_7, P_5(\varphi_1)).$$

Складемо програмний блок для визначення векторів нормальних складових реакцій $R_{n_j}(\varphi_1)$ в кінематичних парах механізму, розглядаючи рівновагу всієї групи третього класу під дією моментів сил відносно особливої точки:

$$RSP_n(SP, P_1, P_2, S, F, M) := \left. \begin{array}{l} P_{SP_2} \leftarrow P_2 - SP \\ P_{1_2} \leftarrow P_2 - P_1 \\ m \leftarrow \text{rows}(S) \\ \text{for } i \in 1..m \\ P_{SP_S_i} \leftarrow S_i - P_{SP} \\ M_\Sigma \leftarrow \left[\sum_{i=1}^m (P_{SP_S_i} \times F_i) \right] + M \\ RSP_n \leftarrow \text{Ort}(P_{1_2}) \cdot \frac{(M_\Sigma)_Z}{\left| (P_{SP_2} \times \text{Ort}(P_{1_2}))_Z \right|} \end{array} \right. \quad (9)$$

Використовуючи програмний блок (9), визначимо вектор нормальної складової реакції $R_{n_2}(\varphi_1)$ в кінематичній парі P_2 :

$$R_{n_2}(\varphi_1) := RSP_n(SP_1(\varphi_1), P_3(\varphi_1), P_2(\varphi_1), PS_\Sigma(\varphi_1), PF_\Sigma(\varphi_1), M_\Sigma(\varphi_1)); \quad (10)$$

де $PS_\Sigma(\varphi_1)$ – тензори координат точок прикладання сил, що діють на ланки групи третього класу; $PF_\Sigma(\varphi_1)$ – тензори сил, що діють на ланки групи третього класу:

$$PS_\Sigma(\varphi_1) := [S_2(\varphi_1) \ S_3(\varphi_1) \ S_4(\varphi_1) \ S_4(\varphi_1) \ S_2(\varphi_1) \ S_3(\varphi_1) \ S_4(\varphi_1) \ S_5(\varphi_1) \ P_2(\varphi_1) \ P_6 \ P_7]^T;$$

$$PF_\Sigma(\varphi_1) := [G_2 \ G_3 \ G_4 \ G_5 \ F_2(\varphi_1) \ F_3(\varphi_1) \ F_4(\varphi_1) \ F_5(\varphi_1) \ R_{\tau_2}(\varphi_1) \ R_{\tau_6}(\varphi_1) \ R_{\tau_7}(\varphi_1)]^T.$$

З виразів (4) та (10) визначаємо вектор реакції $R_2(\varphi_1)$ в кінематичній парі P_2 :

$$R_2(\varphi_1) := R_{\tau_2}(\varphi_1) + R_{n_2}(\varphi_1). \quad (11)$$

Для визначення нормальних складових векторів реакцій $R_{n_j}(\varphi_1)$ в інших кінематичних парах (P_6 та P_7) складемо програмний блок, розглядаючи рівновагу всієї групи третього класу під дією всіх сил, користуючись рекомендаціями [9]:

$$R_n(P_1, P_2, P_3, R_\Sigma, P) := \begin{cases} P_{1_2} \leftarrow P_2 - P_1 \\ P_{1_3} \leftarrow P_3 - P_1 \\ \text{if } P = P_2 \\ Rn_2 \leftarrow \frac{(R_\Sigma \times \text{Ort}(P_{1_3}))_Z}{(\text{Ort}(P_{1_2}) \times \text{Ort}(P_{1_3}))_Z} \cdot \text{Ort}(P_{1_2}) \\ Rn_2 \\ \text{if } P = P_3 \\ Rn_3 \leftarrow \frac{(R_\Sigma \times \text{Ort}(P_{1_2}))_Z}{(\text{Ort}(P_{1_3}) \times \text{Ort}(P_{1_2}))_Z} \cdot \text{Ort}(P_{1_3}) \\ Rn_3 \end{cases} \quad (12)$$

Використовуючи програмний блок (12), визначимо вектори нормальних складових реакцій $R_{n_6}(\varphi_1)$ та $R_{n_7}(\varphi_1)$ в кінематичних парах P_6 та P_7 :

$$R_{n_6}(\varphi_1) := R_n(SP_1(\varphi_1), P_6, P_7, R_\Sigma(\varphi_1), P_6); \quad (13)$$

$$R_{n_7}(\varphi_1) := R_n(SP_1(\varphi_1), P_6, P_7, R_\Sigma(\varphi_1), P_7); \quad (14)$$

де $R_\Sigma(\varphi_1)$ – вектор всіх сил, які діють на групу третього класу (за винятком $R_{n_6}(\varphi_1)$ та $R_{n_7}(\varphi_1)$):

$$R_\Sigma(\varphi_1) := -(R_2(\varphi_1) + R_{\tau_6}(\varphi_1) + R_{\tau_7}(\varphi_1) + G_2 + G_3 + G_4 + G_5 + F_2(\varphi_1) + F_3(\varphi_1) + F_4(\varphi_1) + F_5(\varphi_1)).$$

З відповідних виразів (5) та (13) і (6) та (14) визначаємо вектори реакцій $R_6(\varphi_1)$ та $R_7(\varphi_1)$ в кінематичних парах P_6 та P_7 :

$$R_6(\varphi_1) := R_{\tau_6}(\varphi_1) + R_{n_6}(\varphi_1). \quad (15)$$

$$R_7(\varphi_1) := R_{\tau_7}(\varphi_1) + R_{n_7}(\varphi_1). \quad (16)$$

Вектори реакцій $R_3(\varphi_1)$, $R_4(\varphi_1)$ та $R_5(\varphi_1)$ в кінематичних парах P_3 , P_4 та P_5 визначаються з рівнянь сил, що діють на окремі ланки 2, 4 та 5 відповідно:

$$R_3(\varphi_1) := -(R_2(\varphi_1) + G_2 + F_2(\varphi_1)). \quad (17)$$

$$R_4(\varphi_1) := -(R_6(\varphi_1) + G_4 + F_4(\varphi_1)). \quad (18)$$

$$R_5(\varphi_1) := -(R_7(\varphi_1) + G_5 + F_5(\varphi_1)). \quad (19)$$

Перевіркою коректного розрахунку реакцій може служити рівняння сил, що діють на шатун 3 (базисну ланку), сума яких має дорівнювати нулю, тобто:

$$-R_3(\varphi_1) - R_4(\varphi_1) - R_5(\varphi_1) + G_5 + F_5(\varphi_1) = (0 \ 0 \ 0)^T. \quad (20)$$

Розглянемо рівновагу ведучої ланки та визначимо реакцію $R_1(\varphi_1)$ з боку стояка кривошипа I:

$$R_1(\varphi_1) := -(G_1(\varphi_1) + F_1(\varphi_1) - R_{\tau_2}(\varphi_1)). \quad (21)$$

Визначимо момент $M_{\Sigma I}(\varphi_1)$, що врівноважує сили, що діють на кривошип I:

$$M_{\Sigma I}(\varphi_1) := S_1(\varphi_1) \times G_1(\varphi_1) + S_1(\varphi_1) \times F_1(\varphi_1) - P_2(\varphi_1) \times R_{\tau_2}(\varphi_1). \quad (22)$$

Слід зауважити, що векторний добуток $M_{F_1}(\varphi_1) = S_1(\varphi_1) \times F_1(\varphi_1)$ у випадку

рівномірного обертання кривошипа I дорівнює: $M_{F_1}(\varphi_1) = (0 \ 0 \ 0)^T$.

Конструювання кінематичних пар попередньо вимагає визначення мінімально допустимих діаметрів цапф рухомого з'єднання ланок. Цапфу представимо у вигляді консольної балки круглого перерізу. Прийmemo довжини цапф l_{u_j} для j -ої кінематичної пари. Тоді діаметри цапф кінематичних пар d_{u_j} визначимо з виразу відомої з опору матеріалів умовою міцності на згин:

$$d_{u_j} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot R_{\max_j} \cdot \frac{l_{u_j}}{2}}{\pi \cdot [\sigma]}}. \quad (23)$$

де R_{\max_j} – максимальне значення реакції в j -й кінематичній парі;

σ – допустиме напруження на згин.

$$R_{\max_j} := R_j(\text{Maximize}(R_{j_max}, \varphi_{R1})), \quad (24)$$

де *Maximize* – функція в Mathcad [11] для визначення екстремуму функції;

R_{j_max} – модуль вектора реакції в j -й кінематичній парі, $R_{j_max}(\varphi_1) := |R_j(\varphi_1)|$,

φ_{Rj} – аргумент функції *Maximize*, який визначає початкове значення кута кривошипа I , в околиці якого здійснюється пошук R_{\max_j} .

З використанням синтезованих та визначених в роботі [5] метричних та кінематичних параметрів механізму, що досліджується, визначені миттєві та максимальні значення реакцій в семи кінематичних парах за виразами (11), (15) – (19), (21) та (24): $R_{\max_1} = 232,74$ Н; $R_{\max_2} = 1039,52$ Н; $R_{\max_3} = 647,28$ Н; $R_{\max_4} = 299,37$ Н; $R_{\max_5} = 161,28$ Н; $R_{\max_6} = 286,49$ Н; $R_{\max_7} = 146,43$ Н, а також мінімально допустимі діаметри цапф за виразом (23): $d_{u_1} = 4,91$ мм; $d_{u_2} = 8,09$ мм; $d_{u_3} = 6,91$ мм; $d_{u_4} = 5,34$ мм; $d_{u_5} = 4,35$ мм; $d_{u_6} = 5,26$ мм; $d_{u_7} = 4,21$ мм. Таким чином, найбільш навантаженою є кінематична пара P_2 , утворена кривошипом I та шатуном 2.

З використанням функції *Maximize* та відповідно до графіка на рис. 1 визначене максимальне значення моменту $M_{\Sigma I_max}$ та кут кривошипа I , на якому він досягається.

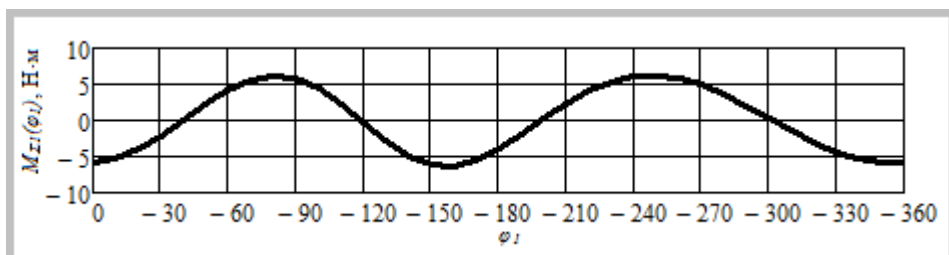


Рис. 2. Графік моменту $M_{\Sigma I}(\varphi_1)$, що врівноважує сили, що діють на кривошип 1

Максимальний за модулем момент $M_{\Sigma I}(\varphi_1)$, що врівноважує сили, що діють на кривошип I , становить $M_{\Sigma I_max} = -6,34$ Н·м, та досягається на куті повороту кривошипа $\varphi_1 = -157,21^\circ$. Отримані результати можуть бути використані при динамічному аналізі механізму при визначенні узагальненої сили в рівнянні руху механізму.

Висновки. Представлений метод комп'ютерного розрахунку дозволяє просто та наочно описувати силові характеристики роботи шарнірно-важільних механізмів вушкових

голок, побудованих на базі плоского шестиланкового механізму третього класу з обертальними кінематичними парами. Для врахування технологічних та інших зусиль, які можуть бути прикладені до ланок механізму, достатньо їх представити у вигляді векторів сил або векторів моментів та включити до відповідних виразів (4) – (6), (11), (13), (14), (17) – (19), (21), (22). Метод легко піддається формалізації та алгоритмізації в будь-яких сучасних математичних пакетах та мовах програмування та дозволяє застосовувати різні методи оптимізації для поставленого технічного завдання.

Результати можуть використовуватись для дослідження динаміки подібних механізмів в САД-програмах та розрахунків на міцність, жорсткість, вібростійкість, зносостійкість, довговічність, для визначення втрат енергії на тертя та енергетичного балансу.

Література

1. Кіницький Я. Т. Аналітичне дослідження кінематики механізмів III класу з використанням системи Mathcad / Я. Т. Кіницький, М. В. Марченко, В. О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – № 6. – С. 7-10.
2. Дворжак В. М. Схемотехнічне моделювання механізмів основов'язальних машин зі структурними групами III класу. Повідомлення 1. [електронний ресурс] / В. М. Дворжак, Б. В. Орловський, Б. М. Петрів, М. Г. Залюбовський // Технології та дизайн. – 2012. – № 4. – Режим доступу до журн.: http://archive.nbu.gov.ua/ejournals/td/2012_4/index.html.
3. Дворжак В. М. Схемотехнічне моделювання механізмів основов'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.nbu.gov.ua/ejournals/td/2013_2/index.html.
4. Орловський Б. В. Схемотехнічне моделювання механізмів основов'язальних машин з трьома ступенями вільності зі структурними групами III класу IV порядку / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, І. В. Савченко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – № 3. – С. 174-181.
5. Дворжак В. М. Розробка і дослідження механізму коливального руху вушкових голок для основов'язальної машини / В. М. Дворжак, Ю. Ю. Чудінович, С. Г. Чмихало. //

References

1. Kinytskyy, Ya. T., Marchenko, M. V. & Kharzhevskyy, V. O. (2013). *Analitychne doslidzhennya kinematyky mekhanizmiv III klasu z vykorystannnyam systemy Mathcad*. [Analytical study of kinematics of mechanisms of the III class using the system Mathcad]. Khmelnytsky: KhNU. Tekhnichni nauky, 6, 7-10 [in Ukrainian].
2. Dvorzhak, V. M., Orlovskyy, B. V., Petriv, B. M. & Zaliubovskyy, M. H. (2012). *Skhemotekhnichne modeliuвання mekhanizmiv osnovoviazalnykh mashyn zi strukturnymy hrupamy III klasu*. Povidomlennia 1. [Circuit modeling of the mechanisms of warp machines with third-class structural groups. Priority 1]. Kyiv: Tekhnolohiyi ta dyzayn, 4. Retrieved from: http://archive.nbu.gov.ua/ejournals/td/2012_4/index.html [in Ukrainian].
3. Dvorzhak, V. M., Orlovskyy, B. V., Petriv, B. M. & Zaliubovskyy, M. H. (2013). *Skhemotekhnichne modeliuвання mekhanizmiv osnovoviazalnykh mashyn zi strukturnymy hrupamy III klasu*. Povidomlennia 2. [Circuit modeling of the mechanisms of warp machines with third-class structural groups. Priority 2]. Kyiv: Tekhnolohiyi ta dyzayn, 2. Retrieved from: http://archive.nbu.gov.ua/e-journals/td/2013_2/index.html [in Ukrainian].
4. Orlovskyy, B. V., Dvorzhak, V. M. & Savchenko, I. V. (2013). *Skhemotekhnichne modeliuвання mekhanizmiv osnovoviazalnykh mashyn z tromya stupeniamy vilnosti zi strukturnymy hrupamy III klasu IV poriadku*. [Schematic modeling of the mechanisms of three-degree-knotting machines with fourth-order third-class structural groups]. Khmelnytsky: KhNU. Tekhnichni nauky, 3, 174-181 [in Ukrainian].
5. Dvorzhak, V. M., Chudinovych, Yu. Yu., & Chmykhalo, S. H. (2017). *Rozrobka i doslidzhennia mekhanizmu kolyvalnoho rukhu vushkovykh holok dlia osnovoviazalnoi mashyny* [Design and study of the mechanism of oscillatory movement of ear needles for the knitting machine]. Kyiv: Tekhnolohiyi ta dyzayn, 3.

Технології та дизайн. – 2017. – № 3. – Режим доступу:

http://nbuv.gov.ua/UJRN/td_2017_3_14.

6. Мацюк И. Н. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов высоких классов в программе Mathcad. [электронный ресурс] / И. Н. Мацюк, В. М. Третьяков, Э. М. Шляхов // Теория механизмов и машин. – 2012. – № 1. Том 10. – С. 65-70. – Режим доступа до журн.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.

7. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad / Я. Т. Кіницький, В. О. Харжевський, М. В. Марченко. – Хмельницький : ХНУ, 2014. – 295 с.

8. Орловський Б. В. Метричний синтез оберненого кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини. Повідомлення 1 [електронний ресурс] / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, Є. С. Радченко // Технології та дизайн. – 2011. – № 1. – Режим доступу до журн.: http://www.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2011_1/2011-1.html.

9. Котов А. В. Применение векторного анализа при проектировании рычажных механизмов / А.В. Котов, Ю.В. Чупрынин // Научно-технический прогресс в с.-х. производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Минск, 2007. – С. 32–37.

10. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

11. Макаров Е. Г. Инженерные расчеты в MathCAD. / Е. Г. Макаров – СПб. : Питер, 2005. – 448 с.

Retrieved from: http://nbuv.gov.ua/UJRN/td_2017_3_14 [in Ukrainian].

6. Matsyuk, I. N., Tretyakov, V. M. & Shlyahov, E. M. (2012). *Kinematicheskiy analiz ploskih ryichazhnyih mehanizmov vyisokih klassov v programme Mathcad [Kinematic analysis of flat lever mechanisms of high classes in the Mathcad program]*. Theory of mechanisms and machines, 1, V 10, 65-70. Retrieved from: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html> [in Russian].

7. Kinytskyi, Ya. T., Kharzhevskiy, V. O. & Marchenko, M. V. (2014). *Teoriia mekhanizmv i mashyn v systemi Mathcad [Theory of mechanisms and machines in the Mathcad system]*. Khmel'nitsky: KhNU [in Ukrainian].

8. Orlovskyy, B. V., Dvorzhak, V. M. & Radchenko, Ye. S. (2011). *Metrichnyy syntez obrnenoho kulisnogo mekhanizmu nytkoprytyahuvacha shveynoi mashyny. Povidomlennya 1 [Metric synthesis is wrapped in a wedge-shaped manner to the mechanism of the sewing machine. Priority 1]*. Kyiv: Tekhnolohiyi ta dyzayn, 1. Retrieved from: http://www.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2011_1/2011-1.html [in Ukrainian].

9. Kotov, A.V. & Chupryinin, Yu.V. (2007). *Primenenie vektornogo analiza pri proektirovanii ryichazhnyih mehanizmov [Application of vector analysis in the design of link mechanisms]*. Scientific and technical progress in agricultural production '07: Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (2007) – Int. scientific-practical conf. (pp 32-37) - Minsk [in Russian].

10. Artobolevskiy, I. I. (1988). *Teoriya mehanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]*. Moscow: Nauka [in Russian].

11. Makarov, E. G. (2005). *Inzhenernye raschety v MathCAD. [Engineering calculations in MathCAD]*. St. Petersburg: Piter [in Russian].

DVORZHAK VOLODYMYR

ORCID <http://orcid.org/0000-0002-1693-9106>

Researcher ID <http://www.researcherid.com> P-5907-2018

Kyiv National University of Technologies and Design

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА КАЧАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ УШКОВЫХ ИГЛ ОСНОВОВЯЗАЛЬНЫХ МАШИН ДВОРЖАК В. М.

Київський національний університет технологій і дизайну

Цель. Совершенствование методов проектирования целевых механизмов технологических машин легкой промышленности с применением прикладных САД-программ.

Методика. Используются аппарат векторной алгебры; аналитический метод силового расчета плоских механизмов третьего класса третьего порядка на основе метода векторного преобразования координат; численный метод для расчета функций положения характерных и особых точек механизма третьего класса третьего порядка с вращательными кинематическими парами.

Результаты. Получены математические модели, описывающие силовые характеристики

механизма ушковых игл основязальных машины, построенного на базе механизма третьего класса третьего порядка с вращательными кинематическими парами, в виде векторов сил (реакций) взаимодействия звеньев в местах их соприкосновения и составляющих векторов этих реакций в функции угла поворота ведущего кривошипа. Определены векторы сил взаимодействия звеньев в местах их соприкосновения и мгновенные и предельные значения нагрузок в кинематических парах плоского шестиланкового механизма колебательного движения ушковых игл основязальных машин, построенного на базе механизма третьего класса третьего порядка с вращательными кинематическими парами; определены предельно допустимые диаметры цапф кинематических пар звеньев механизма в САД-программе; определен момент, уравновешивающий силы, действующие на звено приведения.

Научная новизна. Предложен алгоритм аналитического силового исследования работы плоского шестизвенного шарнирно-рычажного механизма ушковых игл основязальных машины, синтезированного на базе механизма третьего класса третьего порядка с вращательными кинематическими парами, с использованием аппарата векторной алгебры. Созданы программные блоки для автоматизированного компьютерного расчета радиус-векторов особых точек механизма, векторов тангенциальных, нормальных и результирующих сил взаимодействия звеньев в местах их соприкосновения в САД-программе.

Практическая значимость работы заключается в использовании полученных результатов при конструировании механизмов третьего класса третьего порядка с вращательными кинематическими парами и динамическом исследовании подобных целевых механизмов машин легкой промышленности.

Ключевые слова: силовой анализ, механизм третьего класса, механизм ушковых игл, основязальная машина.

POWER ANALYSIS OF THE MECHANISM OF THE PUMPING MOVEMENT OF THE EARTH NEEDLES OF BASIC KNITTING MACHINES DVORZHAK V. M.

Kyiv National University of Technologies and Design

Purpose. Improving methods of designing technological machines mechanisms of light industry in CAD-programs.

Methodology. Used vector algebra apparatus; analytical method for the force calculation of planar mechanisms of the third class of the third order on the basis of the method of vector transformation of coordinates; a numerical method for calculating the position functions of characteristic and singular points of a third-class third-order mechanism with rotating kinematic pairs.

Findings. Mathematical models were obtained describing the power characteristics of the mechanism of the ear needles of a basic machine, based on the mechanism of the third class of the third order with rotating kinematic pairs, in the form of force vectors (reactions) of the interaction of the links at the points of their contact and the constituent vectors of these reactions in the function of the leading crank. The vectors of the forces of interaction of the links at the points of their contact and the instantaneous and limiting values of the loads in the kinematic pairs of the flat six-link mechanism of oscillatory motion of the ear needles of the basic knitting machine, based on the mechanism of the third class of the third order with rotating kinematic pairs, are determined; the maximum permissible diameters of the axes of the kinematic pairs of mechanism members in the CAD program are determined; defined moment that balances the forces acting on the link of the cast.

Originality. The algorithm of analytical force study of the work of a flat six-link articulated lever mechanism of ear needles of a basic knitting machine synthesized on the basis of a third-class third-order mechanism with rotating kinematic pairs using a vector algebra apparatus is proposed. Software blocks have been created for the automated computer calculation of the radius vectors of the special points of the mechanism, the vectors of the tangential, normal, and the resultant forces of the interaction of the links at the points of contact in the CAD program.

Practical Value is to use the results obtained in the design of third-class third-order mechanisms with rotary kinematic pairs and the dynamic study of similar target mechanisms of light industry machinery.

Keywords: force analysis, third-class mechanism, mechanism of eye needles, warp knitting machine.