

Олександр Литвин, Андрій Гаврушкевич, Данііл Алексик

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАЛЬТІЙСЬКИХ МЕХАНІЗМІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

Актуальність теми дослідження. У сучасних поліграфічних машинах та технологічному обладнанні машинобудування широко використовуються механізми періодичного повороту, зокрема мальтійські, для автоматизації різних технологічних процесів. На показники продуктивності і якості процесів впливають особливості динамічних характеристик зазначених механізмів, тому тема дослідження є прикладною та актуальною. Розглядається математична модель та результати дослідження динамічних та силових параметрів мальтійських механізмів технологічних машин.

Постановка проблеми. Підвищення швидкодії механізму повороту обмежує значне зростання динамічних навантажень у його ланках. Це приводить до збільшення максимального значення крутного моменту на приводі, на ведучому валу в першій половині повороту. У процесі конструювання машин розробнику доводиться балансувати між продуктивністю і надійністю технічних систем. Розв'язок цієї проблеми неможливий без застосування методів математичного моделювання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Були розглянуті наукові публікації вітчизняних і закордонних авторів та методики автоматизованого проєктування вищевказаних механізмів.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. Немає надійних методик моделювання та дослідження динамічних параметрів мальтійських механізмів.

Постановка завдання. Мета – розробити математичну модель для дослідження коливальних процесів робочого органу з мальтійським механізмом повороту та з її допомогою дослідити динамічні та силові параметри та конкретизувати елементи конструкції.

Виклад основного матеріалу. Розглянуто методи дослідження механізмів повороту: інформаційні, аналітичні, моделювання.

Отримано аналітичні залежності для визначення передатних функцій мальтійських механізмів із круговими пазами хреста. Вибрано раціональну конструкцію механізму і його параметрів. Розроблено алгоритми і програми для моделювання в середовищі MatLAB.

Висновки відповідно до статті. У результаті математичного моделювання процесу повороту отримані графіки зміни моментів сил пружності при обертанні мальтійського механізму з прямими пазами та пазами у вигляді дуги кола, що дозволить внести зміни до геометричних параметрів ланок зазначених механізмів.

Ключові слова: математична модель; кінематичні характеристики; процес повороту; навантаження; динамічні навантаження; механізми періодичного повороту; надійність; довговічність.

Рис.: 6. Бібл.: 8.

Актуальність теми дослідження. Суттєвим фактором, який обмежує підвищення продуктивності, надійності, довговічності традиційних механізмів повороту, є значні динамічні навантаження в їх елементах.

Висвітлена в цій роботі тема є актуальною для галузі машинобудування, зокрема поліграфічного та фасувально-пакувального обладнання. При створенні нових і модернізації існуючих механізмів технологічного обладнання, зокрема авіабудування, виникає необхідність вибору варіанта конструкції механізму на основі оцінки величини динамічних навантажень різних ланок. Визначення кількісних характеристик процесу з врахуванням реальних фізичних факторів можна здійснити тільки на основі численно-аналітичних методів, що вимагає розробки відповідних моделей і методик розрахунків.

На показники продуктивності і якості процесів впливають особливості динамічних характеристик зазначених механізмів, тому тема дослідження є прикладною і актуальною.

Розглядається математична модель та результати дослідження динамічних та силових параметрів мальтійських механізмів технологічних машин.

Постановка проблеми. Описується проблема (задача), якій присвячене дослідження, важливість і актуальність її вирішення для певної галузі науки й техніки, зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.

Поворотні пристрої застосовують у верстатах автоматах, агрегатних верстатах та автоматичних лініях різного технологічного призначення. Найбільш комплексно роботу цих пристроїв зручно розглядати в технологічному обладнанні, в яких переміщення оброблюваних деталей і інструменту з позиції на позицію здійснюється за допомогою механізмів періодичного повороту. Серед таких використовують такі типи механізмів: кулачковий, кулісний, равликовий, мальтійський, зубчасто-важільний.

Найбільшого поширення серед поворотних отримали мальтійські механізми. Істотним фактором, що обмежує підвищення продуктивності, надійності й довговічності робочих органів із мальтійськими механізмами, є значні динамічні навантаження в його ланках.

Мальтійський механізм, крім простоти конструкції, повинен задовольняти таким основним вимогам:

- поворот робочих органів за якомога менший час при припустимих значеннях навантажень, що виникають, і відсутності ударів;
- поворот робочих органів на необхідний кут із точністю, достатньою для забезпечення нормальної роботи механізму фіксації робочих органів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Кінематика мальтійських механізмів із радіальними пазами вивчається в теорії механізмів. Однак мальтійські хрести з круговими пазами в навчальній літературі не представлені. Наскільки відомо авторам із джерел [1-8], загалом нині немає закінчених теоретичних розробок з цієї проблеми. Велика кількість публікацій присвячена дослідженню окремих аспектів динамічних властивостей поліграфічних машин із поворотним робочим органом [1; 2]. Здебільшого увагу авторів привертають головні вузли, що визначають показники його динамічної якості. Дослідження в цьому напрямі мають фундаментальний характер [3].

Складовим елементом у сучасних фасувальних машинах є система внутрішньомашинного переміщення споживчої тари. У машинах роторного типу для приведення в рух карусельного столу широко використовується мальтійський механізм з електроприводом. Його дослідження наведені в [2]. Робота [3] присвячена проблемі підвищення продуктивності блокооброблювальних агрегатів та машин карусельного і конвеєрного типу брошурально-палітурного виробництва у приводах, в яких використовуються механізми періодичного повороту, зокрема, комбіновані мальтійські механізми.

Сучасні виробничі машини з використанням у приводах мальтійських механізмів характеризуються максимальним спрощенням кінематики, зниженням матеріалоемності основних вузлів. При цьому виникають різноманітні динамічні режими роботи. Зокрема, можливі автоколивальні й резонансні режими в області низьких частот (до 500 Гц). При цьому вони не забезпечують точної фіксованої зупинки робочого органу [4].

У роботі [5] запропоновані математичні моделі і їх програмна реалізація. У багатьох роботах запропоновані математичні моделі і їх програмна реалізація [5]. Механізми з мальтійським хрестом використовують при автоматизації, у робототехніці, механічних передачах, безперервних змінних передачах, годинниках, особливо коли йдеться про передачу сил і високих моментів. Вони використовуються замість або з передачами. У статті [6] наведена геометрія механізму, що складається з двох елементів, кінематика та сили, що виникають у цьому механізмі з верхньою муфтою четвертого класу. Розглянуті сили, які виникають усередині механізму пари, наведені результати також динамічних досліджень.

У статті [7] розглядається застосування мальтійського механізму при виготовленні зброї в оболонці або патронному конвеєрі за допомогою гідравлічного привода. Описана кінематика та динаміка цього механізму. Розроблена математична модель з одним ступенем вільності і друга модель, що має дві ступені вільності. Обидві моделі використовують механізм із різною функцією передачі. Наведено рівняння, що описують механічну та гідравлічну частини.

Авторами [8] розроблена комп'ютерна програма GEO7, яка дозволяє обчислювати розміри, кут роботи, швидкість та прискорення внутрішніх мальтійських механізмів. GEO7 створює креслення мальтійського колеса та приводного кривошипа як файли DXF або IGES, які використовуються з програмним забезпеченням CAD. Складові частини можна генерувати у вигляді STL-файлів, потім надрукувати на 3D-принтері та зібрати як функціонуючу модель мальтійського механізму.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. У літературних джерелах [1-8] не виявлено надійних методик моделювання та дослідження динамічних параметрів мальтійських механізмів. Тому є підстави вважати, що недостатня дослідженість цього питання зумовлюють необхідність проведення досліджень у цьому напрямі.

Постановка завдань. У роботі поставлено мету – розробити математичну модель для дослідження коливальних процесів робочого органу з мальтійським механізмом повороту та з її допомогою дослідити динамічні та силові параметри мальтійських механізмів технологічних машин.

Динамічні навантаження призводять до виникнення складних коливальних процесів у динамічній системі шпинделя і верстата в цілому. Ці коливальні процеси мають стохастичний характер і є суттєво нестационарними. Для усунення перелічених недоліків використовують динамічний розвантажувач. Дослідження таких процесів пов'язано зі значними труднощами і потребує розробки спеціальних методик і алгоритмів.

На сьогодні немає загальних підходів до моделювання нестационарних стохастичних процесів, що мають місце в робочих машинах. Найбільша ефективність автоматизації розрахунково-конструкторських робіт із застосуванням ЕОМ досягається тоді, коли розрахунки зведені до використання узагальнених динамічних моделей і невеликої кількості типових модулів, що дозволяють провести розрахунки характеристик якомога більшого числа механізмів. Тому теоретичне визначення причин і наслідків таких режимів роботи є надзвичайно актуальним завданням.

Виклад основного матеріалу. Досвід показує, що найбільша ефективність використання САПР досягається тоді, коли розрахунки приведені до використання узагальнених математичних моделей, що дозволяє обрати найкращий варіант механізму.

Для виготовлення мальтійських механізмів зазвичай приймають такі технічні умови: на розміри R і L допуск $\pm 0,1$ мм; допустиме відхилення кроку розташування пазів (на зовнішній дузі хреста) $\pm 0,1$ мм; ширина паза хреста – по посадці $h8$; зовнішній діаметр ролика кривошипа - по посадці $H8$; непаралельність осей ролика і кривошипа – до $0,05$ мм на 100 мм; шорсткість робочих поверхонь пазів хреста – по 8-му квалітету.

У випадку виконання хреста складеним, допускається відхилення від перпендикулярності робочих площин накладного сектора хреста до опорної площини до $0,02$ мм по всій ширині.

Завдання полягає в розробці комп'ютерної моделі функціонування мальтійського механізму з пазами у вигляді дуги кола. Розроблена узагальнена нелінійна трьохмасова динамічна модель механізмів повороту робочого органу, що містить мальтійський механізм (будь-якого типу і з різною кількістю пазів) і динамічний розвантажувач, з кінематичним збурюванням (рис. 1).

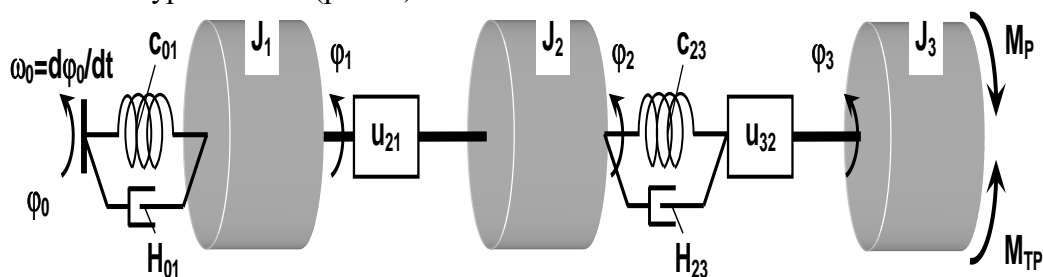


Рис. 1. Розрахункова динамічна схема механізму

Подвійними тонкими лініями на рис. 1 позначені ланки, прийняті абсолютно твердими, а потовщеними лініями – безінерційні пружні ланки. Прийняті також такі позначення: J_1 , J_2 , J_3 – приведені моменти інерції маси кривошипа мальтійського механізму, мас хреста мальтійського механізму та зубчастих передач і маси робочого органу відповідно; φ_0 , φ_1 , φ_2 і φ_3 – кути повороту ведучої ланки (черв'ячного колеса на розподільному валу) і мас і

кривошипа мальтійського механізму, мас хреста мальтійського механізму та зубчастих передач і маси робочого органу відповідно; C_{01} , C_{23} – жорсткості пружних ланок, розташованих між ведучою ланкою та кривошипом і між мальтійським хрестом і робочим органом; H_{01} , H_{23} – коефіцієнт демпфування; U_{21} – кінематична передаточна функція першого порядку мальтійського механізму; U_{32} – передаточне відношення зубчастих передач, розташованих між хрестом і робочим органом; M_{mp} – момент сил «сухого» тертя, прикладених до робочого органу; M_p – момент, що створюється динамічним розвантажувачем; Z – число пазів мальтійського хреста; Z_{po} – число позицій робочого органу; t – поточний час; M_g – приведений момент приводу повороту.

Зазори в рухомих з'єднаннях не враховуються, щоб не спотворювати закономірності зміни сил, що діють на ланки механізмів, зумовлених їхніми кінематичними характеристиками. У цьому випадку по характеру зміни сил можливо визначити моменти часу, у яких відбувається перерозподіл зазорів у механізмі, що робить істотний вплив на процес повороту робочого органу. У динамічну модель не включені маси ланок привода.

Рівняння руху мас динамічної моделі, отримані з рівнянь Лагранжа другого роду, мають вигляд:

$$\begin{aligned} \varphi_1 = \{ & C_{01}(\varphi_0 - \varphi_1) + H_{01}(\varphi_0 - \varphi_1) - (C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3 / U_{32}) + H_{23}(\varphi_2 - \varphi_3 / U_{32}) + \\ & + J_2 U_{21} \varphi_1^2) U_{21} \} / (J_1 + J_2 U_{21}^2), \quad (1) \\ \varphi_3 = & \left[[C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3 / U_{32}) + H_{23} \left(\varphi_2 - \frac{\varphi_3}{U_{32}} \right)] / U_{32} - M_{tr} \text{sign} \varphi_3 + M_p / J_3, \right. \end{aligned}$$

де $\varphi_0 = \omega t$; $\varphi_0 = \omega = const$ – кутова швидкість ведучої ланки; $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$ – функція положення мальтійського механізму.

$$U_{21} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}, \quad U_{21}' = \frac{dU_{21}}{d\varphi_1}, \quad \varphi_2 = \varphi_1 u_{21}, \quad U_{32} = \frac{Z}{Z_{po}}. \quad (2)$$

Перше рівняння системи (1) отримане з рівняння обертального руху тіла з перемінним моментом інерції (рівняння Лагранжа другого роду для узагальненої координати у виді кута) [6]:

$$J_{n1} \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dJ_{n1}}{d\varphi_1} = M_g - M_c, \quad (3)$$

де J_{n1} – приведений до розподільчого валу момент інерції механізму.

$$J_{n1} = J_1 + J_2 U_{21}^2, \quad \omega_1 = \varphi_1, \quad \frac{dJ_{n1}}{d\varphi_1} = 2J_2 U_{21} \frac{dU_{21}}{d\varphi_1}, \quad (4)$$

$$M_g = C_{01}(\varphi_0 - \varphi_1) + H_{01}(\varphi_0 - \varphi_1), \quad (5)$$

$$M_c = [C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3 / U_{32}) + H_{23}(\varphi_2 - \varphi_3 / U_{32})] U_{21}. \quad (6)$$

Визначення величин кінематичних характеристик мальтійських механізмів, розвантажувального моменту, вихідних параметрів динамічної моделі (приведених моментів інерції мас, жорсткостей пружних ланок, коефіцієнтів демпфування і моменту сил тертя) подано нижче.

$$c_{\varphi n} = \sum \left[c_i \left(\frac{f_i}{\varphi_n} \right)^2 + c_{\varphi i} \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_n} \right)^2 \right], \quad H_{\varphi i} = \frac{\delta}{\pi} \sqrt{c_{\varphi i} (J_i + J_{i+1} u_{\varphi i}^2)} \frac{1}{\varepsilon + u_{\varphi i}^2},$$

$$\varepsilon = (0.05 \dots 0.1) \sqrt{\frac{J_1}{J_2 + J_3 u_{32}^2}}, \quad M_{TP} = \frac{G_{PO} R_{PO} \mu_0}{1 + K_{TP} R_{PO} \frac{d\varphi_3}{dt}},$$

$$M_P = \frac{\mu (J_2 + J_3 u_{32}^2) \frac{du_{21}}{dt} \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \right)^2 \sin^\tau \left(\frac{\pi}{T_n} t \right) \eta^{\text{sign} \left(\frac{du_{21}}{dt} \right)}}{u_{32}}$$

Математична модель приводу повороту робочого органу має такий вигляд:

$$\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = \frac{c_{01} (\varphi_0 - \varphi_1) + H_{01} \left(\frac{d\varphi_0}{dt} - \frac{d\varphi_1}{dt} \right)}{J_1 + J_2 u_{32}^2} -$$

$$\frac{\left(c_{23} \left(\varphi_2 - \frac{\varphi_3}{u_{32}} \right) + H_{23} \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \frac{1}{u_{32}} \right) + J_2 \frac{du_{12}}{dt} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right)^2 \right) u_{12}}{J_1 + J_2 u_{32}^2},$$

$$\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} = \frac{\left(c_{23} \left(\varphi_2 - \frac{\varphi_3}{u_{32}} \right) + H_{23} \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \frac{1}{u_{32}} \right) \right) \frac{1}{u_{312}} - M_{TP} \text{sign} \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \right) + M_P}{J_3}.$$

Кінематична функція мальтійського механізму з пазами у вигляді дуги кола наведена на рис. 2.

Формули (4)...(6) встановлюють зв'язок між кутом повороту водила й кутом повороту, кутовий швидкістю і кутовим прискоренням хреста на обох фазах руху. Розглянемо визначення кінематичних передавальних функцій мальтійського механізму за допомогою розрахункової схеми замінюючого кулісного механізму.

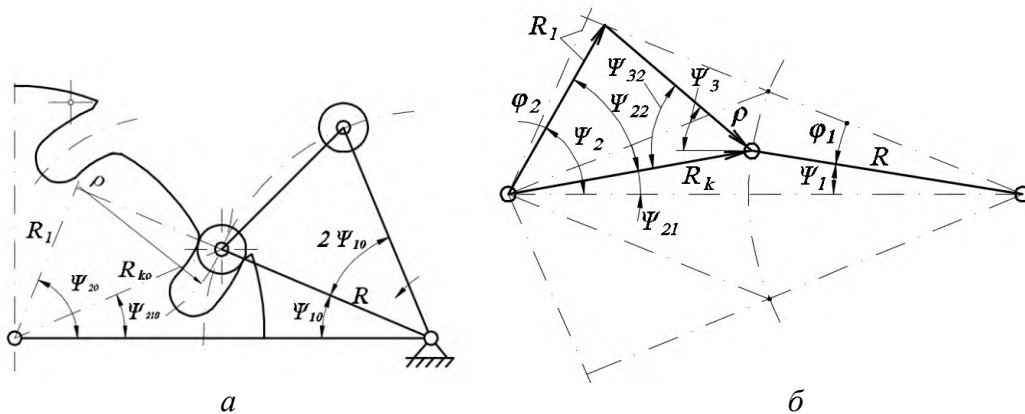


Рис. 2. Кінематична функція мальтійського механізму з пазами у вигляді дуги кола

$$R_k = \sqrt{R^2 + A^2 - 2RA \cos(\Psi_1)}, \quad \Psi_1 = \Psi_{10} - \varphi_1,$$

$$\Psi_2 = \arctg \frac{R \sin(\Psi_1)}{A - R \cos(\Psi_1)} + \arccos \left(\frac{R_k^2 + R_1^2 - \rho^2}{2R_k R_1} \right),$$

$$\Psi_3 = \arccos \left(\frac{\rho^2 + R_k^2 - R_1^2}{2R_k \rho} \right) - \arctg \frac{R \sin(\Psi_1)}{A - R \cos(\Psi_1)},$$

$$u_{21} = -\frac{R \sin(\Psi_1 - \Psi_3)}{R_1 \sin(\Psi_2 + \Psi_3)}, \quad \frac{du_{21}}{dt} = \frac{\rho u_{31}^2 + R_1 u_{21}^2 \cos(\Psi_2 + \Psi_3) + R \cos(\Psi_1 - \Psi_3)}{R_1 \sin(\Psi_2 + \Psi_3)}$$

Розроблені алгоритми розрахунку динамічних процесів реалізовані у вигляді структурної математичної моделі повороту мальтійського механізму.

Структурна математична модель реалізована засобами системи SIMULINK пакету MATLAB. Розрахункова процедура пакета MATLAB для визначення динамічних характеристик приводу з мальтійським механізмом наведена на рис. 3, а на рис. 4 та 5 представлено візуальну математичну модель процесу.

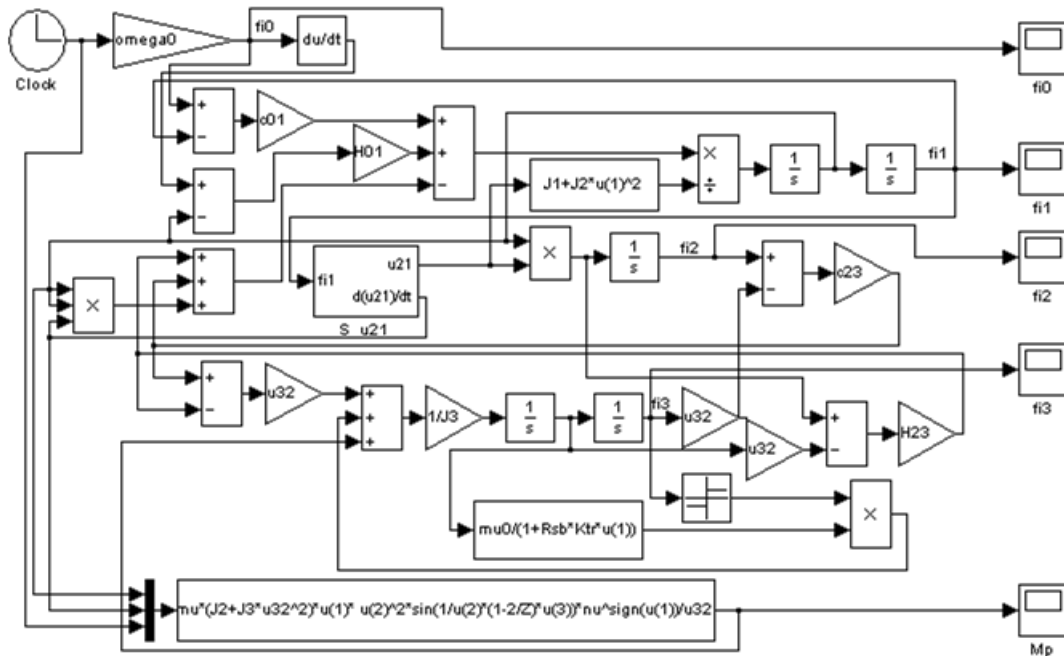


Рис. 3. Розрахункова процедура для визначення динамічних характеристик приводу



Рис. 4. Розрахункова кінематична функція мальтійського механізму з прямими пазами

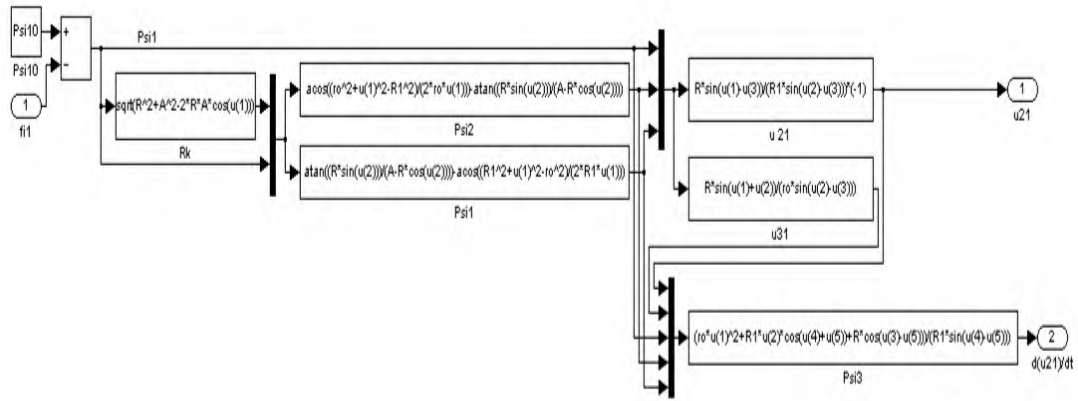


Рис. 5. Розрахункова кінематична функція мальтійського механізму з пазами у вигляді дуги кола

У результаті математичного моделювання процесу повороту отримані графіки зміни моментів сил пружності при обертанні на 60° мальтійським механізмом з прямими та пазами у вигляді дуги кола (рис. 6).

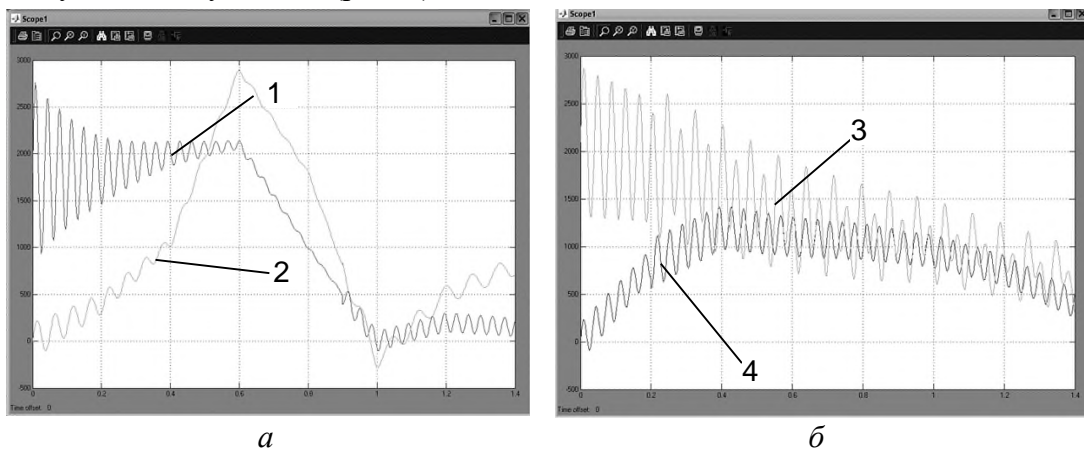


Рис. 6. Графіки зміни моментів сил пружності при обертанні робочого органу на 60° мальтійським механізмом із прямими пазами (а) та з пазами у вигляді дуги кола (б): 1, 3 – на валу кривошипа; 2, 4 – на осі шпindelного барабана

Розглянуто методи дослідження механізмів поворот, інформаційні, аналітичні, моделювання.

Отримано аналітичні залежності для визначення передатних функцій мальтійських механізмів із круговими пазами хреста. Вибрано раціональну конструкцію механізму і його параметрів. Розроблено алгоритми і програми для моделювання на в середовищі MatLAB.

Висновки відповідно до статті. У статті розроблено узагальнену динамічну модель механізмів повороту, що включають мальтійські механізми різних типів і динамічний розвантажувач, що враховує пружність ланок і їх дисипативні характеристики. Отримано аналітичні залежності для визначення передаточних функцій мальтійських механізмів із круговими пазами хреста. Розроблено алгоритми та програми для моделювання. Аналіз результатів моделювання (рис. 6 та рис. 7) дозволяє зробити висновок про більш плавну зміну моменту на елементах механізму, відсутність пікових до 3000 Нм моментів на валу кривошипа, зменшення до 500 Н м моменту на осі робочого органу. Розроблені методи вдосконалення механізмів повороту, які забезпечують підвищення надійності й довговічності роботи. Подальше використання передбачає створення віртуальних конструкцій для різних галузей машинобудування.

Список використаних джерел

1. Пасіка В. Р. Теоретичні основи синтезу комбінованих механізмів зі змінною довжиною вхідної ланки на базі вихідних важільних і мальтійських механізмів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02 / Національний університет «Львівська політехніка». Львів, 2011. 40 с.
2. Токарчук С. В., Гавва О. М. Синтез плоских мальтійських механізмів з водилом змінної довжини в приводах пакувальних машин. *Харчова промисловість*. 2007. № 5. С. 83–86.
3. Полюдов О. М., Кандяк Н. М. Енергосилові параметри комбінованого мальтійського механізму. *Науковий вісник НЛТУ*. Львів : НЛТУ. 2010. № 20.1. С. 268–274.
4. Пасіка В. Р. Застосування механізмів зі змінною довжиною кривошипа у поліграфічному машинобудуванні. Наукові записки. *Загальне та поліграфічне машинобудування*. 2012. № 4 (41). С. 177–178.
5. Литвин О. В., Вдовиченко М. В. Вдосконалення мальтійських механізмів для машин поліграфічного виробництва. *Матеріали XXVII Міжнарод. наук.-практ. конф. з пробл. вид.-поліграф. галузі*, 30 лист. 2018 р. Київ : УкрНДІСВД, 2018. С. 53–56.
6. Petrescu F. I. T., Abu-Lebdeh T. M., Apicella A. (2018). Presentation of a Mechanism with a Maltese Cross (Geneva Driver). *American Journal of Engineering and Applied Sciences*. 891-900. DOI: 10.3844/ajeassp.2018.891.900.
7. Dynamics of shell conveyer with Maltese cross Jiri Balla, Van Yen Duong, Zbynek Krist. *International Journal of Mechanics*. 7(2):81-89. April 2013.
8. *Hexagon Mechanical Engineering Software*. URL: http://www.hexagon.de/index_e.htm.

References

1. Pasika, V. R. (2011). *Teoretychni osnovy syntezy kombinovanykh mekhanizmiv zi zminnoiu dovzhynoiu vkhidnoi lanky na bazi vykhidnykh vazhilynykh i maltiiskykh mekhanizmiv* [Theoretical bases of synthesis of combined mechanisms with variable length of input link on the basis of output leverage and Malta mechanisms] (Doctor's thesis). Lviv Polytechnic National University, Lviv [in Ukrainian].
2. Tokarchuk, S. V., Havva, O. M. (2007). Syntez ploskykh maltiiskykh mekhanizmiv z vodylom zminnoi dovzhyny v pryvodakh pakuvalnykh mashyn. [Synthesis of flat Maltese mechanisms with variable length vehicle in packing machine drives]. *Kharchova promyslovist – Food Industry*, 5, 83-86 [in Ukrainian].
3. Poliudov, O. M., Kandiak, N. M. (2010). Enerhosylovi parametry kombinovanoho maltiiskoho mekhanizmu [Energy-power parameters of the combined Malta mechanism]. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho lisotekhnichnoho universytetu Ukrainy – Scientific bulletin National Academy of Sciences of Ukraine*, 20.1, 268 – 274.
4. Pasika, V. R. (2012). Zastosuvannia mekhanizmiv zi zminnoiu dovzhynoiu kryvoshypa u polihrafichnomu mashynobuduvanni [Application of mechanisms with variable crank length in printing machine building]. *Naukovi zapysky. Zahalne ta polihrafichne mashynobuduvannia – Proceedings. General and printing mechanical engineering*, 4 (41), 177–178.
5. Lytvyn, O. V., Vdovychenko, M. V. (2018). Vdoskonalennia maltiiskykh mekhanizmiv dlia mashyn polihrafichnoho vyrobnytstva [Improvement of Maltese structures for the printing industry]. *XXVII Mizhnarodna nauково-praktychna konferentsiia z problem vydavnycho-polihrafichnoi haluzi [XXVII International scientific and practical conference on problems of publishing and printing industry]* (Kyiv, November 30, 2018). Kyiv: UkrNDISVD [in Ukrainian].
6. Petrescu, F. I. T., Abu-Lebdeh, T. M., Apicella, A. (2018). Presentation of a Mechanism with a Maltese Cross (Geneva Driver). *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 891-900. DOI: 10.3844/ajeassp.2018.891.900.
7. Dynamics of shell conveyer with Maltese cross Jiri Balla, Van Yen Duong, Zbynek Krist (April 2013). *International Journal of Mechanics*, 7(2):81-89.
8. *Hexagon Mechanical Engineering Software*. Retrieved from http://www.hexagon.de/index_e.htm.

Oleksandr Lytvyn, Andrii Havrushkevych, Aleksyk Daniil

MODELING AND RESEARCH OF DYNAMIC PARAMETERS OF MALTHIAN MECHANISMS OF TECHNOLOGICAL MACHINES

Urgency of the research. Modern printing machines and technological equipment of mechanical engineering are widely used mechanisms of periodic rotation, including Malta, for automation of various technological processes. The performance and quality of processes are influenced by the features of the dynamic characteristics of these mechanisms, so the topic of the study is applicable and relevant. The mathematical model and the results of the study of the dynamic and power parameters of the Malta mechanisms of technological machines are considered.

Target setting. Increasing the speed of the turning mechanism limits the significant increase in the dynamic loads in its links. This leads to an increase in the maximum torque value on the drive shaft on the drive shaft in the first half of the turn. In the process of designing machines, the developer has to balance the performance and reliability of technical systems. This problem cannot be solved without the use of mathematical modeling methods.

Actual scientific researches and issues analysis. Scientific publications of domestic and foreign authors and methods of automated design of the above mechanisms were considered.

Uninvestigated parts of general matters defining. The methods of investigation of the mechanisms of rotation are considered: information, analytical, modeling.

Analytical dependencies were obtained to determine the transfer functions of the Maltese mechanisms with circular grooves of the cross. The rational design of the mechanism and its parameters is selected. Algorithms and programs for modeling on MatLAB environment have been developed.

The research objective. As a result of mathematical modeling of the process of rotation, the graphs of change of moments of forces of elasticity at rotation of the Maltese mechanism with straight grooves and grooves in the form of a circle arc are obtained, which will allow to make changes to the geometrical parameters of the links of these mechanisms.

The statement of basic materials. The methods of investigation of the mechanisms of turn are considered: information, analytical, modeling.

Analytical dependencies were obtained to determine the transfer functions of the Maltese mechanisms with circular grooves of the cross. The rational design of the mechanism and its parameters is selected. Algorithms and programs for modeling on MatLAB environment have been developed.

Conclusions. As a result of mathematical modeling of the process of rotation, the graphs of change of moments of forces of elasticity at rotation of the Maltese mechanism with straight grooves and grooves in the form of a circle arc are obtained, which will allow to make changes to the geometrical parameters of the links of these mechanisms.

Keywords: mathematical model; kinematic characteristics; the process of turning; load; dynamic loads; mechanisms of periodic rotation; reliability; durability.

Fig.: 8. References: 15.

Литвин Олександр Валеріанович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри конструювання машин, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (просп. Перемоги, 37, корп. 1, м. Київ, 03056, Україна).

Lytvyn Oleksandr – PhD in Technical Science, Associate Professor, Associate Professor of Machine Building Technology and Wood Processing Department, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute» (37 Peremohy Av., 03056 Kyiv, Ukraine).

E-mail: litvinkpi@gmail.com

SCOPUS Author ID: 7005803557

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0137-9177>

Гаврушкевич Андрій Юрійович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри конструювання машин, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (просп. Перемоги, 37, корп. 1, м. Київ, 03056, Україна).

Havrushkevych Andrii – PhD in Technical Science, Associate Professor, Associate Professor of Machine Building Technology and Wood Processing Department, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute» (37 Peremohy Av., 03056 Kyiv, Ukraine).

E-mail: gavrushkevich78@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9275-0711>

Алексик Данііл Ігорович – студент кафедри конструювання машин, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (просп. Перемоги, 37, корп. 1, м. Київ, 03056, Україна).

Aleksyk Daniil – student of Machine Building Technology and Wood Processing Department, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute» (37 Peremohy Av., 03056 Kyiv, Ukraine).

E-mail: dalexik@gmail.com