

УДК 621.9.06:004.94

О. О. Коваленко, к.т.н.
В. М. Селенков, інженер-дослідник

ЧИСЕЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМУ РІЗАННЯ ВЕРСТАТУ У СКЛАДІ САПР

Черкаський державний технологічний університет, м. Черкаси,

a.kovalenko@2upost.com, vmsele@mail.ru

У складі САПР, побудованій на базі програмного комплексу ALLTED спроектовано механічну систему – механізм різання верстату для виробництва керамічних виробів. Розроблена чисельна математична модель механізму, виконано його кінематичний та динамічний аналізи. З метою відтворення заданого закону руху вихідних ланок у складі визначені геометричні розміри деталей, для стабілізації динаміки визначено оптимальні масу та розміри маховика.

Ключові слова: верстат для різання бруса пластичного формування керамічної цегли, механізм різання, чисельна математична модель, САПР, програмний комплекс.

Вступ. В науково-дослідницькій та проектно-конструкторській роботі широко використовуються різноманітні САПР та пакети прикладних програм, що значно полегшує та підвищує ефективність процесу проектування [1]. В даній роботі розглянуті проблеми пошуку оптимальних параметрів обладнання, що проектується, з використанням САПР, побудованій на базі програмного комплексу (ПК) ALLTED [2, 3] для моделювання різноманітних за фізичною природою систем.

Постановка завдання. Об'єкт проектування – механізм різання верстату для виробництва керамічних виробів. Запропонована схема механізму різання спрощена, у порівнянні з тими, що традиційно використовуються (наприклад, у верстаті СКМ-163А), в ній відсутні пари тертя, які замінені жорсткими зв'язками, що дозволило відрізати за один робочий хід від 1 до 4 виробів, при цьому якість відрізу яких значно підвищується.

Метою проектування є визначення закону руху робочого органу, визначення геометричних розмірів ланок, що забезпечують заданий закон руху, дослідження кінематичних та динамічних характеристик та вибір оптимальних параметрів механізму.

Вирішення поставленого завдання. Кінематична схема механізму різання верстату для різання бруса пластичного формування показана на рис. 1.

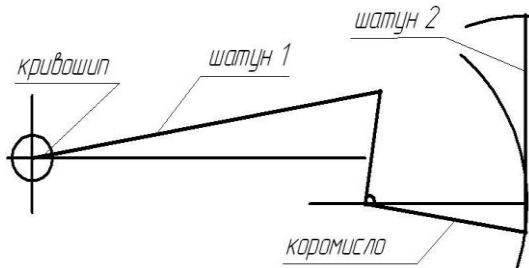


Рис. 1 Схема шатунно-коромислового механізму

Проектування механізму виконувалось у складі САПР ПК ALLTED. Для взаємодії з ПК ALLTED побудовано чисельну математичну модель (ММ) досліджуваного об'єкта, яка будується у вигляді еквівалентної схеми [4]. Загальна модель утворюється завдяки об'єднанню моделей складових елементів за допомогою зовнішніх вузлів.

На рис. 2 показана еквівалентна схема заміщення шарнірного чотирьохланкового механізму та кривошипно-шатунного механізму. Структура схеми однакова для обох механізмів, відрізняються лише їх функціональні нелінійні залежності, якими пов'язані вхідні та вихідні змінні.

$$I_{\dot{a}\ddot{\alpha}} = f(I_{\dot{a}\ddot{\delta}}, \varphi_{\dot{a}\ddot{\delta}}), \quad E_{\dot{a}\ddot{\delta}} = f(E_{\dot{a}\ddot{\alpha}}, \varphi_{\dot{a}\ddot{\alpha}})$$

де ${}^2_{\dot{a}\ddot{\alpha}}$ – моменти на вході відповідного механізму, $E_{\dot{a}\ddot{\delta}}$ – кутові швидкості вхідних ланок відповідних механізмів, ${}^2_{\dot{a}\ddot{\delta}}$ – момент та сила на виході відповідного механізму, $\dot{A}_{\dot{a}\ddot{\delta}}$ – кутова та лінійна швидкості вихідних ланок відповідних механізмів, $\varphi_{\dot{a}\ddot{\delta}}$ – кут повороту вхідних ланок відповідних механізмів.

Використовувані функціональні залежності докладно описані в літературі по теорії машин та механізмів [5]. Для забезпечення можливості використання чисельних методів, сталості процесів інтегрування в ці залежності введені певні обмеження, після чого вони були занесені до бібліотеки нелінійних функцій ПК ALLTED. Подальше їх використання виконується системою автоматично при розрахунках.

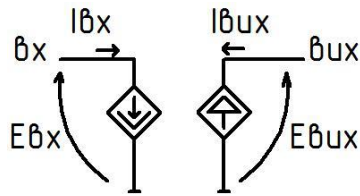


Рис. 2 Еквівалентна схема заміщення механізмів.

тертя в приводі, $J\ddot{\theta}$ - обгінна муфта, $\tilde{N}_3, \tilde{N}_4, \tilde{N}_5$ - моменти інерції та маси ланок механізмів, $G\delta_3, G\delta_4, G\delta_5$ - витрати на тертя в шарнірах механізмів, $4\dot{E}\dot{I}$ - чотирьохланковий механізм, $\dot{E}\dot{O}\dot{I}$ - кривошипно-шатунний механізм, $J\delta^3\zeta$ - сила різання.

Еквівалентна схема чисельної ММ всього механізму показана на рис. 3. Елементи схеми моделюють:

$J\ddot{\alpha}$ - вхідний момент електродвигуна, C_i - момент інерції маховика, $G\delta\ddot{\alpha}$ - витрати на

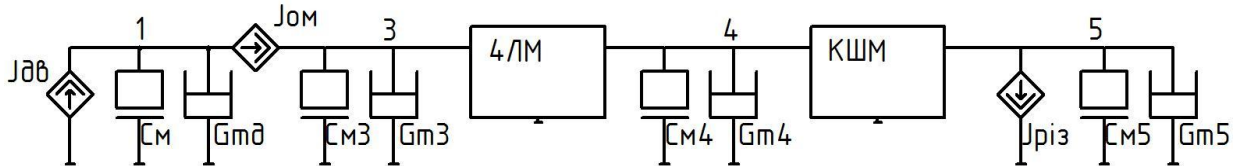


Рис. 3 Еквівалентна схема чисельної математичної моделі повного механізму.

Для спрощення, допоміжні елементи, що визначають інтегральні величини (кути, переміщення), перерахунок радіан в градуси на схемі не показані.

Результати розрахунків. На рис. 4 показана кінематична залежність руху вихідної ланки (шатун 2 - DISPL) від кута обертання вхідної ланки (кривошип - INPANG) спроектованого механізму. В результаті підбору геометричних розмірів ланок механізму одержаний кінематичний закон відповідає зазначеному.

При моделюванні динаміки механізму, очікувано було отримано нерівномірний закон руху, оскільки на динамічні характеристики мали вплив нелінійні передаточні коефіцієнти механізмів, змінні сили інерції ланок та сила різання.

З метою компенсації таких відхилень, що призводять до ударних навантажень на двигун та скорочують ресурс механізму в цілому, на валу кривошипа встановлений маховик.

На рис. 5-7 показані результати багатоваріантних аналізів, при яких досліджувався вплив моменту інерції маховика на діапазон коливання швидкості вхідної ланки, та характер руху вихідної ланки. Зі збільшенням маховика коливань швидкості зменшуються (з 90% до 11%), але при цьому потрібен додатковий час на розгін, що зменшує середню швидкість та продуктивність верстату.

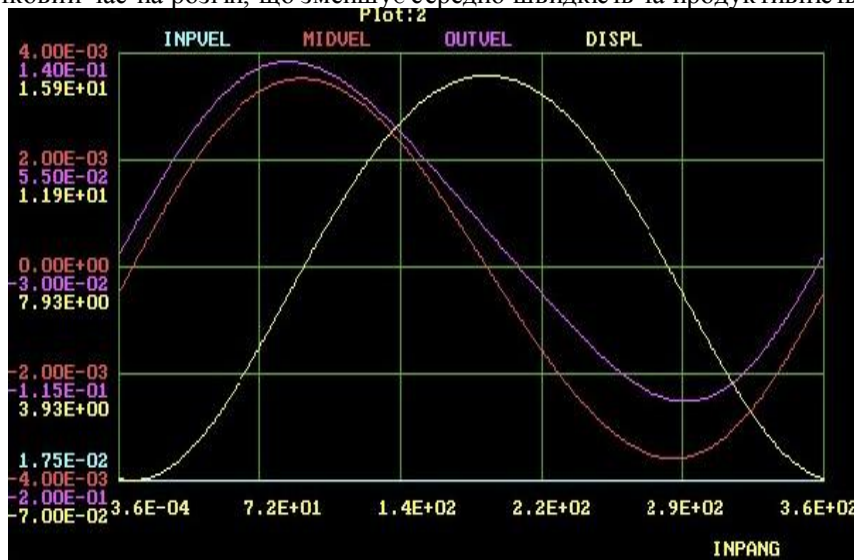


Рис. 4 Кінематична залежність руху вихідної ланки (шатун 2 - DISPL) від кута обертання вхідної ланки (кривошип - INPANG)

Тому мова йде про оптимальне значення моменту інерції маховика, яке задовольняє декілька критеріїв (плавність і рівномірність руху, продуктивність верстата, матеріалоемність). Остаточну масу і розміри маховика (прийнятний момент інерції знаходиться в діапазоні 1,75-0,9 кг·м²) за результатами розрахунків підбрано таким чином, щоб його кінетичної енергії вистачало на виконання процесу різання бруса та при цьому забезпечувалась рівномірність та плавність руху ланок механізму.

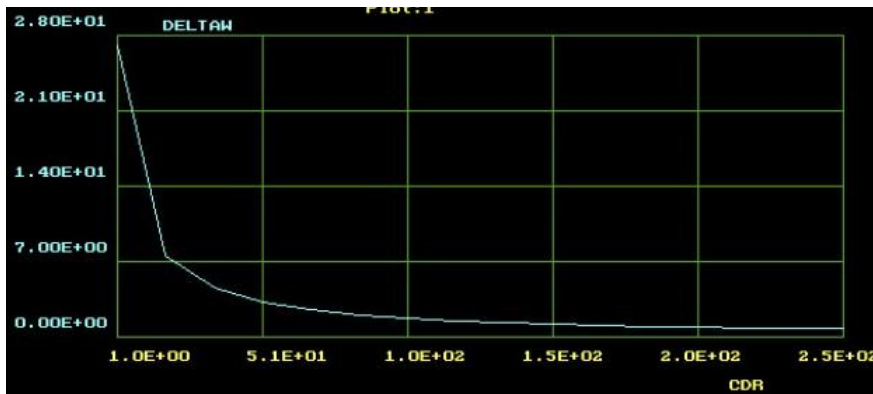


Рис. 5 Нерівномірність в залежності від маси маховика

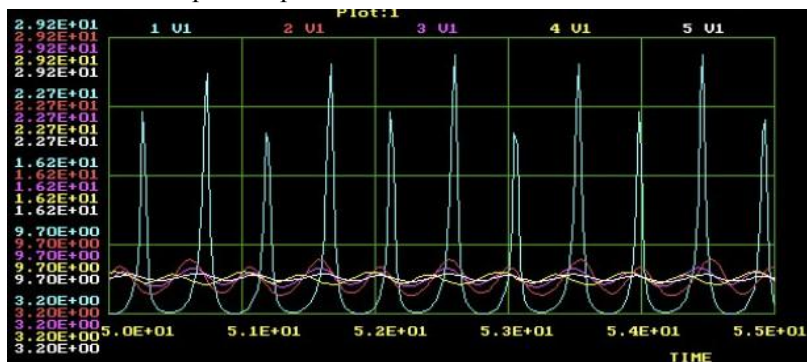


Рис. 6 Характер зміни вхідної швидкості при п'яти значеннях мас маховика

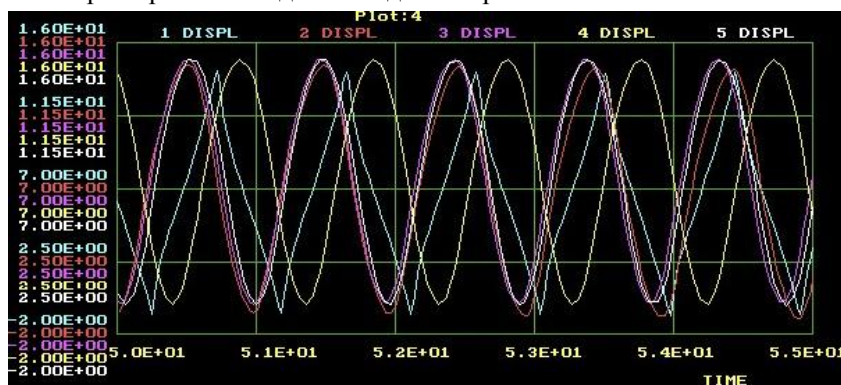


Рис. 7 Закон руху вихідної ланки при п'яти значеннях мас маховика

Висновки. Таким чином, розроблена чисельна математична модель дозволяє всебічно досліджувати механізм і визначати його оптимальні параметри за допомогою програмного комплексу під час проектування обладнання.

Побудовані графіки кинематичної залежності руху вихідної ланки від вхідної.

Досліджена динаміка механізму, побудовані графіки зміни швидкостей, моментів, сил, та переміщень при різних режимах роботи та навантаження. При виконанні багатоваріантного аналізу та оптимізації визначені геометричні розміри ланок механізму та оптимальний діапазон значень моменту інерції маховика.

Список літературних джерел

1. Ракитин В.И., Первушин В.Е. Практическое руководство по методам вычислений с приложением программ для персональных компьютеров. М.: Высшая школа, 1998. – 383 с.
2. Оптимальное схмотехническое проектирование в машиностроении: Учеб. пособие/ А.И.Петренко, В.В.Ладогубец, В.В.Чкалов – К.: УМК ВО, 1989 – 164 с.
3. NetALLTED optimization procedure [Електронний ресурс]: режим доступу <http://allted.kpi.ua>
4. Автоматизация схмотехнического проектирования в машиностроении: Учеб. пособие/ А.И.Петренко, В.В.Ладогубец, В.В.Чкалов – К.: УМК ВО, 1988 – 180 с.
5. Теория машин и механизмов: Учебю для вузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк. 1987. – 496 с.: ил.