

# ЛАЗЕРНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ГРАВІЮВАННЯ З ЧИСЛОВИМ ПРОГРАМНИМ КЕРУВАННЯМ

Вінницький національний технічний університет

## Анотація

*Розглянуто функціональну схему пристрою для лазерного гравіювання з числовим програмним керуванням.*

*На основі аналізу відомих конструкцій пристроїв розроблено ряд варіантів структурних схем нових пристроїв з координатним переміщенням лазерної головки та предметного стола за допомогою різних типів приводів. Обґрунтовано раціональний тип приводу лазерної головки та предметного стола у вигляді узагальненої передачі гвинт-гайка. Розроблено динамічну та математичну моделі передачі гвинт-гайка.*

**Ключові слова:** лазерний пристрій, гравіювання, числове програмне керування, ЧПК, лазерне гравіювання, передача гвинт-гайка.

## Abstract

*The functional scheme of the device for laser engraving with computer numerical control is considered.*

*On the basis of analysis of known device designs, a number of variants of structural schemes of new devices with coordinate displacement of a laser head and a subject table with the help of different types of drives were developed. The rational type of drive of the laser head and the object table in the form of a generalized transmission of a screw-nut is substantiated. Dynamic and mathematical models of screw-nut transmission are developed.*

**Key words:** laser device, engraving, computer numerical control, CNC, laser engraving, screw-nut.

## Вступ

На сьогодні вже розроблено цілий ряд пристроїв для лазерного гравіювання але системних досліджень приводів для координатного переміщення лазерної головки чи предметного стола практично немає, принаймні у відкритому друку. Це обумовлює розроблення нових пристроїв для лазерного гравіювання з ЧПК актуальною інженерною задачею, а дослідження динаміки приводів координатного переміщення лазерної головки чи предметного стола, з метою створення науково обґрунтованої методики розрахунку таких приводів, є й певною науковою проблемою.

## Результати дослідження

Приводи координатного руху предметного стола можна також реалізувати за різними схемами та видами передач, наприклад, передачі гвинт-гайка, рейкової, пасової (зубчастим пасом) або їх комбінаціями тощо.

Для обґрунтування вибору раціональних схем приводів переміщення предметного стола чи лазерної головки розглянуто та проаналізовано декілька варіантів структурних схем цих приводів.

В результаті аналізу відомих пристроїв для лазерного гравіювання розроблено три варіанти структурних схем пристрою: з однокоординатним рухом лазерної головки в напрямку осі  $Oy$  та предметного стола в напрямку осі  $Ox$ ; з нерухомою лазерною головою та плоским рухом предметного стола в напрямку осей  $Oy$  та  $Ox$ ; з просторовим (маятниковим) рухом лазерної головки та однокоординатним рухом в напрямку осі  $Ox$  предметного стола.

Аналіз цих варіантів пристрою для лазерного гравіювання показав, що, з точки розу простоти конструктивної реалізації та оптимальної вартості, найбільш раціональною є структурна схема пристрою з однокоординатним рухом лазерної головки в напрямку осі  $Oy$  та предметного стола в напрямку осі  $Ox$ .

За методикою наведеною в роботах [1,2] та уточненою в роботах [3-5] вчених кафедри Галузевого машинобудування (ГМ) Вінницького національного технічного університету (ВНТУ) розроблено на основі структурної схеми динамічну модель приводу узагальненої передачі гвинт гайка.

Із теорії гвинтової пари [6,7] відомо, що лінійна швидкість  $v_i$  переміщення точки по твірній циліндра гвинта діаметром  $d_{2i}$  (середній діаметр нарізки гвинта) зв'язана з коловою швидкістю обертального руху  $v_{\omega_i} = 0,5\omega_i d_{2i}$  залежністю

$$v_i = v_{\omega_i} \operatorname{tg} \lambda_i,$$

де  $\operatorname{tg} \lambda_i = p_i \cdot z_i / \pi d_{2i}$  – кут підйому гвинтової лінії;  $P_i$  – крок нарізки;  $z_i$  – число заходів нарізки.

Лінійну швидкість  $v_i$  та колову  $v_{\omega i}$  представимо у вигляді диференціальних залежностей

$$v_i = di/dt ; v_{\omega i} = 0,5(d\varphi_i/dt)d_{2i} ,$$

то передаточне число  $U_i$  можна визначити так:

$$di/dt = 0,5(d\varphi_i/dt)d_{2i}\operatorname{tg} \lambda_i ,$$

звідки

$$U_i = di/d\varphi_i = 0,5d_{2i}\operatorname{tg} \lambda_i = \operatorname{const} .$$

Для того, щоб на основі розробленої динамічної моделі узагальненої передачі гвинт-гайка можна було створити її математичну модель необхідно прийняти обґрунтовану структуру припущень, оскільки врахування всіх об'єктивних властивостей ланок і елементів (деталей) реальної системи приводу та передачі гвинт-гайка практично неможливо, оскільки математичне описання цих властивостей дуже складне та має колосальний обсяг, що вимагає для аналітичного аналізу такого роду математичної моделі надзвичайно потужної комп'ютерної техніки.

Зважаючи на те, як відмічено вище, що розглядуваний привод та передача гвинт-гайка за призначенням близька до кінематичного типу механізмів, то слід ввести під час розроблення математичної моделі цього приводу такі припущення:

- всі ланки приводу та передачі гвинт-гайка є абсолютно твердими тілами;
- в шарнірних та поступальних парах відсутні зазори та деформації поверхонь контакту;
- поверхні вищих кінематичних пар, які контактують між собою, точно виготовлені та не деформуються під час передачі зусиль і переміщень;
- сили в'язкого опору переміщенню рухомих ланок пропорційні їх швидкості (лінійній і кутовій) в першому степені;
- сили сухого тертя постійні протягом робочого циклу на направлені проти напрямку переміщення ланок;
- сили сухого тертя залежать тільки від сили нормального тиску на ланку та коефіцієнта тертя (зведеного коефіцієнта тертя і визначаються за законом Леонардо да Вінчі та Амонтона).

Зважаючи на те, що електродвигуни приводу гвинта передачі гвинт гайка в досліджуваному об'єкті в усталеному режимі працюють з постійною середньою кутовою швидкістю  $\omega_i$ , то початкову динамічну модель можна спростити, припустивши, що в період розгону гвинта передачі гвинт-гайка діє обертальний момент  $T_{1i}$ , який можна визначити за рекомендованою в роботі [6] залежністю

$$T_{1i} = T_i(J_{зв}/J_{0i})k_d ,$$

де  $T_i = P_i/\omega_i = \operatorname{const}$  – номінальний момент на валу електродвигуна приводу передачі, якщо вважати, що середні значення  $P_i = \operatorname{const}$  та  $\omega_i = \operatorname{const}$ , то  $T_i = \operatorname{const}$ ;  $J_{зв} = J_{0i}J_i/(J_{0i}+J_i)$  – зведений момент інерції мас ротора двигуна та гвинта передачі гвинт-гайка;  $k_d$  – коефіцієнт динамічності.

Для дорезонансної зони роботи приводу  $\omega_i \ll \omega_{0i} = (k_{\varphi i}/J_{зв})^{1/2}$  ( $\omega_{0i}$  – власна частота крутильних коливань системи двигун – муфта – передача гвинт-гайка) можна прийняти  $|k_d| \approx 1$  [5], тоді  $T_{1i} = T_i(J_{зв}/J_{0i})k_d$ , формула набуде вигляду

$$T_{1i} = T_i J_i / (J_{0i} + J_i) .$$

Динамічні моделі приводу узагальненої передачі гвинт-гайка в одній схемі поєднують ланки з обертальним рухом гайки. Відомо, що основним навантаженням гвинта вважається його осьове  $F_{ai}$  навантаження [6,7], яке визначає контактний тиск  $p_i$  на робочих поверхнях витків нарізки, що є критерієм її зносостійкості та роботоздатності передачі гвинт-гайка в цілому [6,7]:

$$p_i = F_{ai}/(\pi d_{2i} h_i n_i) \leq [p] ,$$

де  $h_i$ ,  $n_i$  – відповідно, робоча висота профіля та робоче число витків нарізки гайки.

Щоб спростити математичне описання динамічної моделі та математичну модель приводу узагальненої передачі гвинт-гайка, модель доцільно розділити на дві, де вихідний момент  $T_{2i}$  на гвинті створює осьову силу  $F_{ai}$ , яка навантажує гайку  $m_i$ .

Складені за принципом Д'Аламбера на основі цих динамічних моделей математичні моделі матимуть вигляд:

$$\begin{cases} J_i(d^2\varphi_i/d^2t) = T_{2i} = T_{1i} - c_{\varphi i}\varphi_i - 2(dc_{\varphi i}/dt) d_n \text{sign}(d\varphi_i/dt); \\ m_i(d^2i/d^2t) = F_{ai} - c_i (di/dt) - R_i \text{sign} (di/dt) - m_i g, \end{cases}$$

де  $c'_{\varphi i} = 0,5 F_{ai} f_{0i} = \text{const}$  – інтегральний коефіцієнт сухого тертя в одній підшипниковій опорі гвинта;  $f_{0i}$  – зведений коефіцієнт тертя в опорі;  $d_n$  – середній діаметр цапфи підшипника гвинта (для підшипників ковзання);  $(d\varphi_i/dt)$ ,  $(d^2\varphi_i/d^2t)$  – відповідно кутова швидкість і кутове прискорення гвинта в період розгону та вибігу;  $(di/dt)$ ,  $(d^2i/d^2t)$  – відповідно лінійні швидкість та прискорення гайки в період розгону та вибігу;  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння.

Дослідження та аналіз математичних моделей дозволяє оцінити динаміку приводу узагальненої передачі гвинт-гайка в періоди розгону та вибігу приводу.

З практичної точки зору більш доцільним є аналіз роботи приводу в усталеному режимі роботи, коли середня кутова швидкість гвинта  $\omega_i = \text{const}$  та  $V_i = 0,5 \omega_i d_{2i} \text{tg}\lambda_i = \text{const}$ . Якщо прийняти для гвинтової пари однозахідну ( $z=1$ ) трапецеїдальну нарізку з кроком  $p_{ii}$ , то для такої нарізки  $h_i = 0,5p_{ii}$  [8], а  $n_i = H_i/p_{ii}$ , де  $H_i$  – висота гайки [6]. Висоту гайки  $H_i$  можна за рекомендацією роботи [6] визначити як долю  $d_{2i}$ :

$$H_i = \psi_n d_{2i},$$

де  $\psi_n = 1,2 \dots 2,5$  [6] – коефіцієнт висоти гайки.

Враховуючи зроблені зауваження, знайдемо межове значення осьової сили за заданих середнього діаметра гвинта  $d_{2i}$  та матеріалів нарізки гвинта і гайки, наприклад загартована сталь-бронза ( $[p]=10 \dots 15 \text{ МПа}$  [8]):

$$F_{ai} \leq 0,5\pi [p] d_{2i}^2 \psi_n \approx 1,57[p] d_{2i}^2 \psi_n.$$

Оскільки для гравіювального пристрою привід передачі гвинт-гайка, як відмічалось раніше, більшою мірою є кінематичним приводом, а не силовим, то розміри нарізки гвинтової пари, наприклад діаметр  $d_{2i}$ , не великі. Для таких нарізок значення  $\psi_n$  рекомендується [6] вибирати ближче до  $\psi_n = 2,5$ . Призначаючи, наприклад  $\psi_n = 2,0$ , отримаємо

$$F_{ai} \leq 3,14 [p] d_{2i}^2.$$

Скориставшись залежністю, наведеною в роботі [7], визначимо потрібний обертальний момент на гвинті передачі гвинт-гайка:

$$T_{1i} \geq T_{ni} + 2T_{0i} = 0,5 F_{ai} [d_{2i} \text{tg}(\lambda_i + \rho'_i) + 2d_n f_{0i}],$$

де  $T_{ni} = 0,5 F_{ai} d_{2i} \text{tg}(\lambda_i + \rho'_i)$  – момент тертя в нарізці гвинтової пари;  $T_{0i} = 0,5 F_{ai} d_n d_{2i}$  – момент тертя в одній опорі (підшипнику), гвинта;  $\rho'_i = \text{arctg}f' = \text{arctg}(f/\cos\lambda)$  [7] – зведений кут тертя в нарізці;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання між матеріалами гвинтової пари;  $\alpha$  – половина кута профілю нарізки гвинтової пари (для стандартної трапецеїдальної нарізки  $\alpha = 15$  [8]).

За знайденим обертальним моментом  $T_{1i}$ , кутовою швидкістю  $\omega_i$  та орієнтовними значеннями к.к.д. муфти  $\eta_m$ , наприклад, пружної [8], знаходимо потрібну установчу потужність електродвигуна приводу передачі гвинт-гайка:

$$P_i = k_3 T_{1i} \omega_i \leq P_{дв},$$

де  $k_3 = 1,1 \dots 1,2$  – коефіцієнт запасу [9];  $P_{дв}$  – паспортна потужність електродвигуна приводу.

Структурна схема лазерного пристрою для гравіювання призначена для об'ємного процесу гравіювання, а для гравіювання на площині за двома координатами  $x$  та  $z$ , тобто у горизонтальній та вертикальній площинах.

За  $\omega_i = \text{const}$  та  $V_i = \text{const}$  знайдена нами залежність матиме вигляд

$$U_i = i/\varphi_i = 0,5 d_{2i} \text{tg}\lambda_i = \text{const}.$$

Для  $i = x; z$ , отримаємо:

$$U_x = x/\varphi_x = 0,5 d_{2x} \text{tg}\alpha_x = \text{const};$$

$$U_z = z/\varphi_z = 0,5 d_{2z} \text{tg}\alpha_z = \text{const},$$

звідки

$$\begin{cases} x = \varphi_x U_x = 0,5 \varphi_x \text{tg}\lambda_x; \\ z = \varphi_z U_z = 0,5 \varphi_z d_{2z} \text{tg}\lambda_z, \end{cases}$$

де  $x$  та  $z$  – переміщення лазера по горизонталі та вертикалі, синхронізовані з кутовими переміщеннями гвинтів передач гвинт-гайка ( $f_x$ ) та ( $f_z$ );  $d_{2x}$ ,  $d_{2z}$  – відповідно, середні діаметри нарізки гвинтів передач;  $\lambda_x$ ,  $\lambda_z$  – кути підйому гвинтової лінії в гвинтових парах передач.

### Висновки

1. За результатами аналізу відомих конструкторських розв'язків лазерних пристроїв для гравіювання з ЧПК і типів лазерів, що використовуються в лазерних головках пристроїв розроблено та проаналізовано варіанти структурних схем пристроїв з різними комбінаціями координатного програмованого руху предметного стола та лазерної головки.

2. Установлено, що найбільш раціональною є схема, де плоский координатний рух лазерного променя забезпечується однокоординатним незалежним рухом предметного стола (напряв  $Ox$ ) та лазерної головки (напряв  $Oy$ ). З метою дослідження динамічних процесів під час координатного переміщення предметного стола та лазерної головки пристрою розроблено динамічну, а на її основі математичну моделі приводу узагальненої передачі гвинт-гайка з урахуванням обґрунтованих припущень, що спрощують процес моделювання.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Асташев В. К. Динамика машин и управление машинами: Справочник/ Асташев В. К., Бабицкий В. И., Вульфсон И. И., и др.; под ред. Г. В. Крейна. – М. : Машиностроение, 1988. – 240 с.
2. Бочаров Ю.А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин // Машины и технологии обработки металлов давлением: Сб. науч. трудов МВТУ №330. – М., 1980. – С.12–40.
3. Искович-Лотоцкий Р. Д. Генераторы импульсов тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброуданих технологічних машин: монографія / Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р.– Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2008. – 171 с.
4. Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода: монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця: ВНТУ, 2015. – 164 с.
5. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт, практичних занять і самостійної роботи студентів з дисципліни «Математичне моделювання та оптимізація процесів в рухомих з'єднаннях машин» для студентів спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» для всіх форм навчання / Уклад. Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий – Вінниця: ВНТУ, 2017. – 81 с.
6. Решетов Д. Н. Детали машин : учеб. для студентов машиностроит. И механических спец. вузов / Решетов Д. Н. – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
7. Иосилевич Г. Б. Детали машин: учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов / Г. Б. Иосилевич – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
8. Сторожев В. П. Механические передачи /Сторожев В. П. – К.: Алерта, 2005. – 783 с.
9. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 томах / В. М. Ануриев; под. ред. И. Н. Жестковой. – [8-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 2001 : Т. 1. – 920 с.
10. Киркач Н. Ф. Баласанян Р. Н. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособ, 3-е изд., перераб. и доп. – Харьков: изд-во «Основа» при ХТУ, 1991, в 2-х кн. 1 кн. – 136 с.; 2 кн. – 142.

**Нестерук Дмитро Олегович** – студент групи ІГМ-16м, факультет машинобудування та транспорту ФМТ, Вінницький національний технічний університет, Вінниця.

Науковий керівник: **Обертюх Роман Романович** – доктор філософії, професор, професор кафедри галузевого машинобудування, Вінницький національний технічний університет, Вінниця.

**Nesteruk Dmytro O.** – department of mechanical engineering and transport, Vinnytsia national technical university, Vinnytsia.

Supervisor: **Obertyuk Roman R.** – ph. d. (eng.), professor, professor of the chair of branch-wise mechanical engineering, Vinnytsia national technical university, Vinnytsia.