

УДК 621.941.1

Ю.М. Кузнецов, д.т.н., проф.
 Національний технічний університет України "КПІ"
 Д.О. Дмитрієв, к.т.н., ст. викл.
 Херсонський державний технічний університет

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОБРОБКИ НЕЖОРСТКИХ ВАЛІВ ТИСКОМ НА ТОКАРНОМУ ВЕРСТАТІ

В статті розв'язується задача оцінки пружних переміщень осі довгомірного вала при обробці шляхом обкатування роликом за токарною схемою. Проаналізовано умови закріплення і виконано комп'ютерний розрахунок очікуваної поздовжньої форми деталі залежно від режимів обробки і параметрів технологічної системи.

Постановка проблеми. Фінішні операції верстатної обробки складають більшість витрат будь-якого технологічного процесу виготовлення металевих деталей. Обробка поверхневим пластичним деформуванням (ППД) належить до високоякісних фінішних методів, але відбувається в надзвичайно важких умовах з низькою продуктивністю. Тобто разом із високими можливостями методів механічного оздоблювання і зміцнення поверхонь процес верстатної обробки ППД досить незручний з боку великих навантажень на систему верстат–пристосування–інструмент–деталь. На відміну від токарної обробки шляхом різання, де максимальним є значення складової P_z і співвідношення складових сил різання хоч і коливається, але переважно складає $P_z:P_y:P_x = 1:0.4:0.25$, обробка ППД за токарною схемою характеризується підвищеним значенням складової P_y і відповідним співвідношенням $P_z:P_y:P_x = 0,03:1:0,3$. Цим і обумовлюються знижені швидкості при обкатуванні (30–90 м/хв.) порівняно з обробкою точінням. Складова P_y при обкатуванні фактично є зусиллям поперечного навантаження на ролик $P_{об}$, потрібного для забезпечення необхідної шорсткості оброблюваної деталі [1].

З точки зору підвищення продуктивності обробки і якості поверхні деталей найкраще збільшувати до певної межі й стабільно підтримувати зусилля деформування, ніж збільшувати кількість циклів деформування за рахунок низької поздовжньої подачі [2]. Але таку умову важко забезпечити при невисокій жорсткості технологічної системи, що висуває ряд обмежень для технолога при виборі устаткування, схем закріплення деталі, підготовки технологічних баз і призначенні режимів обробки довгомірних деталей.

При обробці довгомірних валів на токарному верстаті можна виділити три основні схеми установки:

- а) в затискному патроні з підтисканням задньою бабкою;
- б) в центрах передньої та задньої бабок з люнетом;
- в) в затискному патроні з підтисканням задньою бабкою при обробці багатороликівими інструментами люнетного типу.

Від схеми встановлення залежить точність і якість деталі, що оброблюється. Але основні підходи для описання формоутворення деталей фактично не розглядали давильні операції на токарному верстаті [3], зокрема обробку інструментами копіювального типу.

Мета дослідження. Описати функціонування технологічної системи при обробці нежорстких валів з повним урахуванням статичних і динамічних деформацій елементів верстата і пристосувань.

Основна частина. Для вирішення проблеми розроблені два варіанти навантаження силами (рис. 1):

- а) різання;
- б) підпружинений ролик.

Було враховано змінну жорсткість деталі C_d з переміщенням інструмента вздовж її осі, додаткові пружні переміщення центра задньої бабки y_2 і передньої опори y_1 (затискного патрона), сила стиску центра задньої бабки $P_{зч}$. Шпиндель верстата розглянуто як умовний пружно-фрикційний шарнір [4] з радіальною C_p , осьювою C_o , поворотною C_n жорсткістю та моментом тертя M_T у шарнірі.

В реальному випадку опори 1 і 2 мають пружні переміщення (рис.2), які вносять додаткову складову y_c'' (не враховуючи кут повороту ϑ_{II} опори 1):

$$y_c'' = \frac{x}{l}(\Delta_1 - \Delta_2) + \Delta_2, \tag{1}$$

де Δ_1 – пружне переміщення опори в точці 1 $\Delta_1 = \frac{R_1}{C_{y1}} = \frac{P_y}{C_{y1}} \cdot \frac{x}{l}$ з урахуванням реакції R_1 і піддатливості затискного патрона з радіальною жорсткістю $C_{y1} = C_p$;

Δ_2 – пружне переміщення опори в точці 2 $\Delta_2 = \frac{R_2}{C_{y2}} = \frac{P_y}{C_{y2}} \cdot \frac{l-x}{l}$ з урахуванням реакції R_2 і піддатливості центра задньої бабки з радіальною жорсткістю C_{y2} ;

l – довжина вала;

x – поточна координата інструмента вздовж осі деталі;

P_y – радіальна навантажувальна сила.

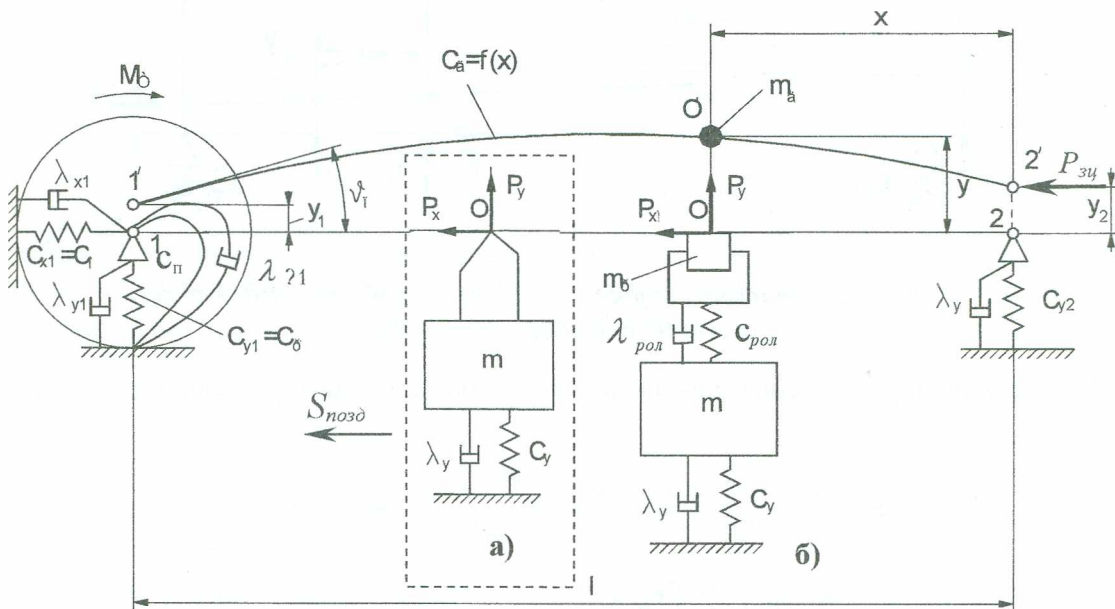


Рис. 1. Розрахункова схема динамічної моделі процесу токарної обробки: а) точінням; б) з використанням ППД

Виконавши перетворення, отримуємо:

$$y_c'' = P_y \left[\frac{x^2}{C_{y1} \cdot l^2} + \frac{(l-x)^2}{C_{y2} \cdot l \cdot x} \right]. \tag{2}$$

За двоопорною схемою встановлення довгомірного вала існує додатковий згинаючий момент від осьової сили стиску центра задньої бабки верстата:

$$M_{зц} = P_{зц} (\Delta_2 - \Delta_1), \tag{3}$$

де $P_{зц}$ – навантаження від задньої бабки в осьовому напрямку.

Використавши рівняння пружної лінії для жорстко закріпленої консольної балки, навантаженої згинаючим моментом [5], отримуємо:

$$y_c''' = \frac{P_{зц} (\Delta_2 - \Delta_1) \cdot l^2}{2E \cdot I_x} \left(1 - \frac{x}{l} \right)^2. \tag{4}$$

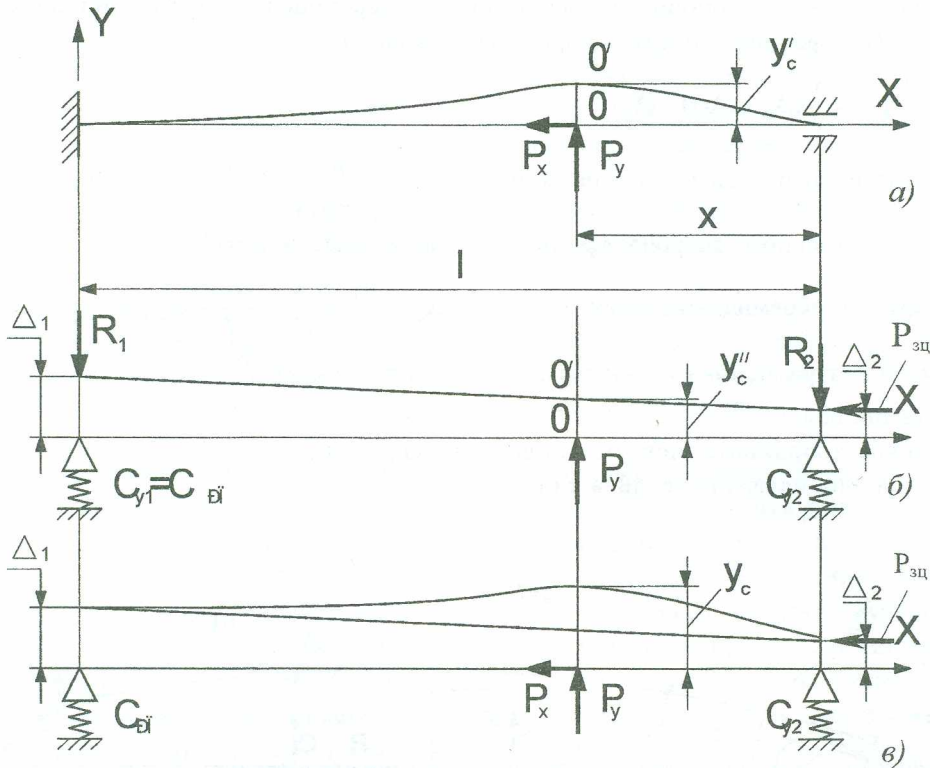


Рис. 2. Статичні пружні лінії довговірної деталі для різних варіантів зацемлення опор

Враховуючи пружні відтискання опор, отримуємо для реальної схеми рівняння пружної лінії:

$$y_c = y'_c + y''_c + y'''_c = \frac{P_y l}{2P_x} \left[\frac{\sin \alpha \cdot x}{\alpha \cdot l} - \frac{x}{l} + \frac{1 - \cos \frac{\alpha \cdot l}{2}}{\alpha \cdot l \cdot \sin \frac{\alpha \cdot l}{2}} (1 - \cos \alpha \cdot x) \right] + P_y \left[\frac{x^2}{C_{y1} \cdot l^2} + \frac{(l-x)^2}{C_{y2} \cdot l \cdot x} \right] + \left[\frac{P_{зц} (\Delta_2 - \Delta_1) \cdot l^2}{2E \cdot I_x} \left(1 - \frac{x}{l} \right)^2 \right], \tag{5}$$

де $\alpha = \sqrt{\frac{P_x}{E \cdot I_x}}$; E – модуль пружності матеріалу заготовки; I_x – момент інерції поперечного перерізу вала; P_x – складова сили обробки в осьовому напрямку.

Перша складова y'_c в формулі описує статичну пружну лінію осі деталі від власної жорсткості з жорстким зацемленням в патроні та вільним в задньому центрі. Використовуючи рівняння (5), можна для різних значень x (від 0 до l) визначити $y'_c = f(x)$ (рис. 3).

Наведена жорсткість супорта, за обраною схемою обробки, буде дорівнювати при послідовному з'єднанні:

$$C_{суп} = \frac{C_y \cdot C_{рол}}{C_y + C_{рол}}, \tag{6}$$

де $C_{рол}$ – жорсткість корпусу оправки ролика; C_y – вихідна жорсткість супорта.

Для оцінки впливу параметрів заготовки на динамічну жорсткість системи шпindelь-патрон-інструмент-деталь силу $P_y = P_0 + \Delta P_y$ перенесено на лінію осі пружно-фрикційного шарніра і додатково прикладено момент $M_p = P_y(l-x)$.

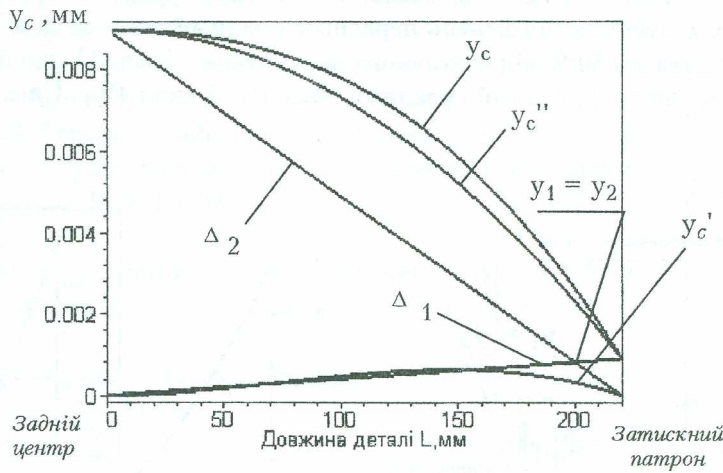


Рис. 3. Складові статичних пружних переміщень Δ_1 , Δ_2 , y_c' , y_c'' і сумарне відтиснення деталі y_c (для $d = 80$ мм, $l = 220$ мм) при обробці:
 а) точінням; б) шляхом обкатування роликом

При заданих коефіцієнтах нерівномірності радіальної δC_p і поворотної δC_{Π} жорсткості затискного патрона розмах їх максимальних значень:

$$\Delta C_p = \Delta C_{y1} = 2C_p \frac{\delta C_p}{2 - \delta C_p}, \quad \Delta C_{\Pi} = 2C_{\Pi} \frac{\delta C_{\Pi}}{2 - \delta C_{\Pi}}. \quad (7)$$

В результаті виникає додатковий припуск на обробку, який визначається нерівномірностями радіальної ΔC_p і поворотної ΔC_{Π} жорсткості, нерівномірністю жорсткості супорта ΔC_y , відхиленням від круглості заготовки δd та її радіальним биттям Δp :

$$\delta y = P_y \left[\frac{\Delta C_p}{C_p^2} + \frac{\Delta C_{\Pi} \cdot (l - x)}{C_{\Pi}^2} + \frac{\Delta C_y}{C_y^2} \right] + 0,5(\delta d + \Delta p). \quad (8)$$

Випадкові коливання δy призведуть до розмаху сили обробки. В умовах обробки ППД випадкові коливання складуться:

$$P_{y0} = P_{\text{обмак}} - P_{\text{обмін}} = C_{\text{рол}} \cdot \delta y \cdot (h_{\text{пл max}} - h_{\text{пл min}}), \quad (9)$$

де $h_{\text{пл max}}$, $h_{\text{пл min}}$ – відповідно максимальне і мінімальне пластичне вторгнення ролика в оброблювану деталь.

При гармонічному законі дії сили $\Delta P_y = P_{y0} \cdot \cos \omega_3 t$ диференціальне рівняння руху з врахуванням в'язкого тертя [6]:

$$\Delta \ddot{y}_p + 2n\Delta \dot{y}_p + p_p^2 \Delta y_p = \frac{\Delta P_{y0}}{m} \cos \omega_3 t, \quad (10)$$

а при дії моменту $\Delta M_p = \Delta M_{p0} \cos \omega_3 t$ (де $\Delta M_{p0} = \Delta P_{y0} (l - x)$) диференціальне рівняння повороту осі заготовки з урахуванням моменту сухого тертя M_T в пружно-фрикційному шарнірі має вигляд:

$$I_3 \Delta \ddot{\vartheta}_{\Pi} + C_{\Pi} \Delta \dot{\vartheta}_{\Pi} + M_T \text{sign} \Delta \dot{\vartheta}_{\Pi} = \Delta M_{p0} \cos \omega_3 t. \quad (11)$$

Розв'язки рівнянь (10) і (11) дають:

$$\Delta y_p = A_p \cos(\omega_3 t + \varphi_c), \quad \Delta \vartheta_{\Pi} = A_m \cos(\omega_3 t + \varphi_m). \quad (12)$$

Таким чином сукупний приріст динамічного відтискання осі деталі при обраній схемі й умові $\varphi_c = \varphi_m = \varphi$ складає:

$$\Delta y_{\delta} = \Delta y_p + \Delta y_m = \Delta y_p + \Delta \vartheta_{\Pi} (l - x) = [A_p + A_m (l - x)] \cos(\omega_3 t + \varphi), \quad (13)$$

де A_p – амплітуда коливань динамічної складової відтискання деталі;

A_m – амплітуда коливань кута повороту деталі.

Комп'ютерна реалізація моделі показала, що в міру руху, інструмента існує ділянка зрівняння пружних статичних відтиснень передньої і задньої опор де динамічні коливання осі деталі можуть складати до 50 % від статичного переміщення (рис. 4), що підсилюється зміною знака згинаючого моменту від осьової складової сили $P_{об}$ і сили $P_{зц}$ (рис. 5).

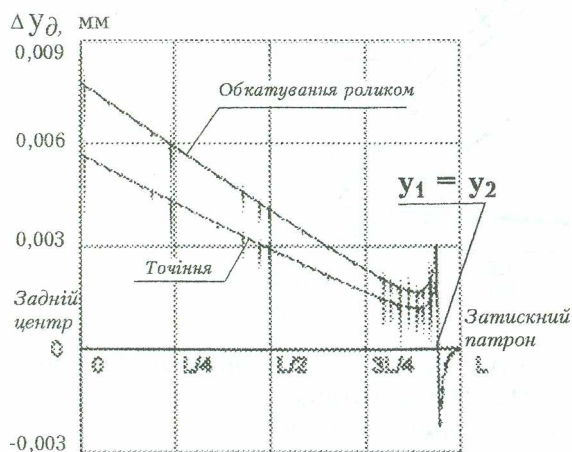


Рис. 4. Динамічні коливання осі деталі за двоопорною схемою закріплення

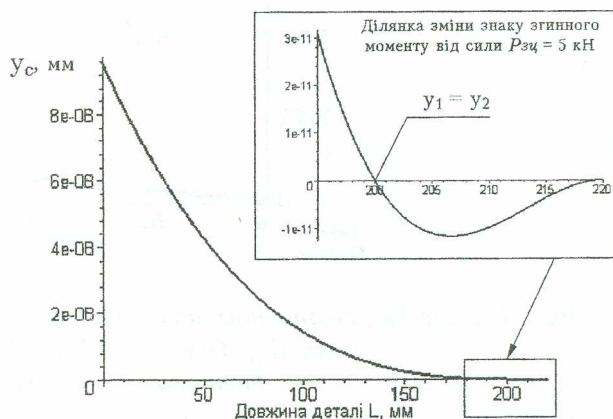


Рис. 5. Пружні статичні переміщення осі деталі від дії моменту $M_{зц} = P_{зц} (y_2 - y_1)$

Найбільш повний розв'язок може бути отримано розв'язанням рівняння пружної осі стержня на поздовжньо-поперечне згинання з двома ділянками. На правій ділянці поздовжнє зусилля дорівнює реакції задньої бабки, а на лівій сумі зусиль від заднього центра і проекції зусилля обробки. При цьому жорсткість пружних опор враховується граничними умовами. Також методом початкових параметрів можна розв'язати задачу на вимушені коливання від гармонічного навантаження [7]. Але наведені залежності без ускладнень відображають картину пружних відтискань елементів технологічної системи з придатним для інженерних розрахунків наближенням.

Висновки. Розроблена динамічна модель має два ступені свободи: це – відтиснення в радіальному напрямку ΔU_p і відтиснення від кута повороту $\Delta \theta_p$ осі деталі відносно центра передньої опори. Розрахунок виконується з урахуванням нерівномірності радіальної і поворотної жорсткості патрона та супорта і змін розмаху сили P_y від радіального биття заготовки. Таким чином, наведене математичне описання враховує піддатливість місць закріплення в затискному патроні передньої бабки і центрі задньої, силу стиску центра задньої бабки, пружність пристосування для обкатування роликом, що дозволяє при різних схемах і режимах обробки більш точно визначати і прогнозувати розміри, форму і якість поверхні деталей в поздовжньому і поперечному напрямках. Для запропонованої математичної моделі розроблено програмне забезпечення в середовищі математичних обчислень Maple 6.0 з візуалізацією результатів при різних параметрах технологічної системи.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Гавриш А.П., Киричок П.О., Підберезний М.П. Зміцнення металевих поверхонь деталей машин та механізмів. – КПІ: Дніпровський металургійний комбінат. – К.: Наук. думка, 1995. – 174 с.
2. Автаназів І.С., Гавриш А.П., Киричок П.О., Мельничук П.П., Попов Є.С., Тречко В.В. Підвищення надійності деталей машин поверхневим пластичним деформуванням. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 516 с.
3. Пашкевич М.Ф., Пашкевич В.М., Пашкевич А.М. Дослідження похибок форми при то- чінні валів // Вісник ЖДТУ. – Житомир. – 2003. – №2 (26). – Том II. – С. 136–139.

4. Кузнецов Ю.Н. Анализ динамической системы шпиндель-патрон-деталь токарного автомата // Вестник машиностроения. – 1990. – № 8. – С. 42–47.
5. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.: Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
6. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с.
7. Шевченко Ф.Л. Будівельна механіка. Спеціальний курс. Динаміка пружних стержневих систем. – Донецьк: РІА ДонДТУ, 2000.

КУЗНЕЦОВ Юрій Миколайович – доктор технічних наук, професор кафедри конструювання верстатів та машин Національного технічного університету України "КПІ".

Наукові інтереси:

– створення нових верстатів-автоматів, верстатів з ЧПК, верстатних комплексів нового покоління за модульним принципом.

Тел. (с.): (044)-441-12-84.

ДМИТРИЄВ Дмитро Олексійович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри основ конструювання Херсонського державного технічного університету.

Наукові інтереси:

– забезпечення якості оздоблювально-зміцнювальних операцій в технології машинобудування.

Тел. (с.): (0552)-32-69-36.

E-mail: dmitr_da@ukr.net

Подано 28.06.2004