

міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин; вип. 38 ч.1).

И.Павленко, Д.Вахниченко

Исследование влияния конструктивных параметров на изменение углов в опорах СПК.

В статье рассматривается влияние конструктивных параметров механизмов с параллельной кинематикой на функциональные возможности станка с параллельной кинематикой.

I.Pavlenko, D. Vakhnichenko

Research of influence of design data on corners in support MPK.

Influence of structural parameters of parallel structure mechanism on hexapod functional possibilities in the article.

Одержано 11.04.11

УДК 621.941.025-521

О.В. Лисенко, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Динамічна модель технологічної оброблювальної системи точіння з урахуванням компенсуючого пристрою

Запропонований принцип корекції динамічних характеристик технологічної оброблюваної системи при точінні за рахунок використання спеціальних компенсуючих пристроїв, вбудованих в інструмент, що дозволяє отримати позитивний ефект від застосування динамічних компенсаторів коливань з одночасним управлінням точністю формоутворення у поперечному перетині деталі.

динамічні характеристики, технологічна оброблювальна система, інструментальний пристрій

Вступ. В напрямку удосконалення процесу точіння за рахунок підвищення режимів різання, вибору оптимальних технологічних параметрів процесу досягнутий певний рівень, який наближається до свого максимуму. В той же час досягнення у напрямку цілеспрямованого регулювання динамічних властивостей технологічної оброблювальної системи (ТОС) є недостатніми, а резерви досить великими.

За даними виконаних досліджень та з практики машинобудівних виробництв, саме похибки обробки, викликані пружними деформаціями технологічної системи, є домінуючими у загальній похибці обробки. Особливо велика роль змінних у часі деформацій, які не завжди можна, а у багатьох випадках просто неможливо компенсувати простим розмірним підналагоджуванням технологічного ланцюга.

У теоретичному плані залишається актуальною проблема розробки концепції управління динамічними параметрами ТОС під час обробки за рахунок використання спеціальних компенсуючих пристроїв, чи вбудовування їх у найбільш чутливий елемент ТОС, яким є інструмент.

Постановка задачі. Розробити математичну модель процесу точіння, яка б разом з урахуванням замкненості процесу, що відбувається в пружній ТОС під час обробки, враховувала наявність спеціальних компенсуючих пристроїв, вбудованих у інструмент.

Розробити конструкції нових інструментальних пристроїв, що реалізують на практиці запропоновану концепцію управління динамічними параметрами ТОС під час різання.

Провести теоретичні та експериментальні дослідження впливу параметрів елементів ТОС на процес різання з метою виявлення найбільш чутливих параметрів та їх раціональних значень.

Мета роботи. Покращення динамічних характеристик ТОС для забезпечення точності форми деталі при точінні за рахунок спеціальних інструментальних пристроїв, які реалізують управління динамічними параметрами ТОС.

Основна частина. Метод управління динамічними характеристиками ТОС базується на виборі оптимального балансу параметрів динамічної системи ТОС при точінні [1], з одночасним перерозподілом пружних деформацій за осями координат в напрямку зменшення загальної динамічної похибки [2].

Запропонований принцип корекції динамічних характеристик всієї ТОС за рахунок спеціально введеного елемента у ланцюг проходження сигналу у замкненій пружній системі. Цей елемент відіграє роль, схожу з своєрідним фільтром, який крім корекції у напрямку динамічних характеристик (гасіння коливань ТОС при різанні), виконує ще й корекцію геометричних параметрів формоутворення, яка призначена для компенсації похибки від пружних деформацій ТОС, що виникають під час обробки.

Отже, було запропоновано використовувати позитивний ефект від застосування динамічних компенсаторів коливань з одночасним управлінням точністю формоутворення у поперечному перетині деталі. Ця ідея була реалізована у спеціальній конструкції різців, приклад якої представлений на рис. 1.

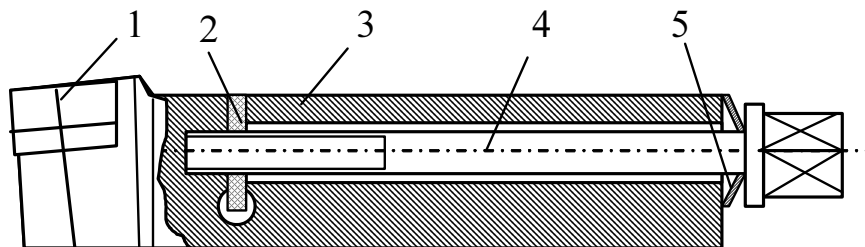


Рисунок 1 - Приклад конструкції інструментального пристрою

Різець складається з різальної твердосплавної непереточуваної пластини 1, державки 3 з поперечним пазом, в якому розміщений гумовий демпфер 3, гвинта 4 для регулювання попереднього натягу і тарілчастої пружини 5. Таким чином, за рахунок розподілу різця на дві маси, жорсткість з'єднання яких може регулюватися, а також завдяки вибраному центру повороту верхівки різця, що розташований нижче лінії центрів верстату, він виконує поставлену задачу.

Спрощено можна прийняти пружну систему різця як таку, що замінюється важільною системою з деякою віссю повороту O_p важеля постійною довжиною ℓ_1 (рис. 2). У такому разі заданими вихідними даними, що визначають положення системи можна вважати радіус деталі R_d , і відстань $EO_p = h_p$ між центром O_d обертання деталі та центром повороту важеля O_p за напрямком осі Z .

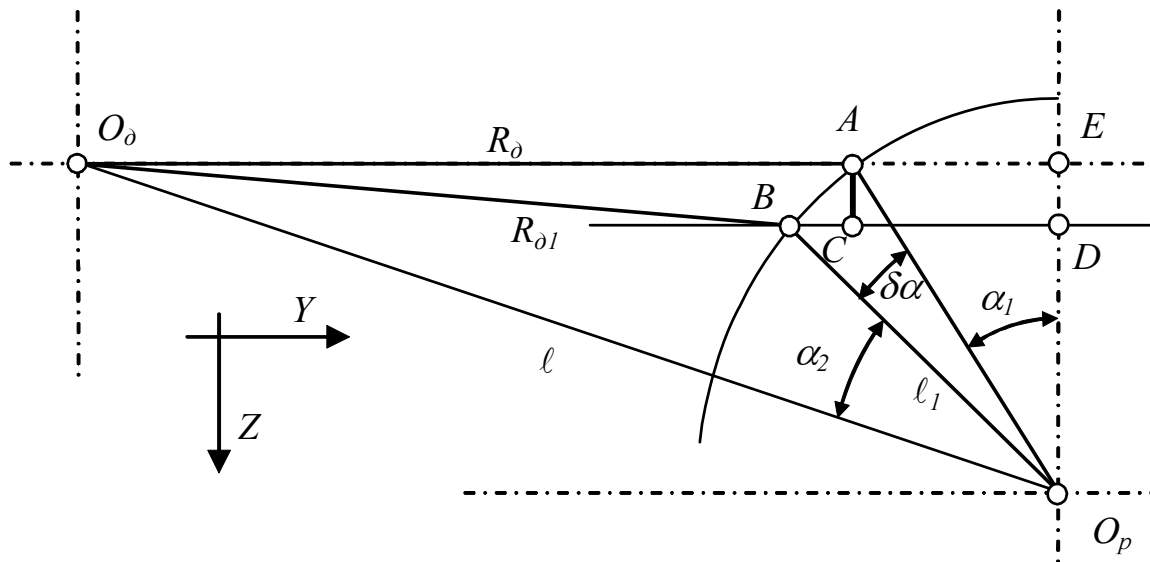


Рисунок 2 - Розрахункова схема компенсації похибки обробки

Виходячи з прийнятої кінематичної схеми, що заміщує діючу пружну систему, вважаємо, що при деформації у напрямку вісі Z така важільна система зберігається, а вершина різця рухається за дугою кола радіусом ℓ_l і переміщується з точки A у точку B . При цьому радіус деталі, що обробляється змінюється з R_d до R_{dl} . Таким чином, з геометричних співвідношень (рис. 2) визначається міжцентрова відстань:

$$\ell = \sqrt{(R_\partial + AE)^2 + h_p^2}, \quad (1)$$

де $AE = \sqrt{\ell_1^2 - h_p^2}$ – катет $\triangle AEO_p$.

Крім того, вихідний кут повороту важеля:

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{h_p}{\ell_1}\right). \quad (2)$$

Якщо при деформації $\mathcal{E} = AC$ у напрямку осі Z вершина різця рухається за дугою коли радіусом ℓ_I навколо центру O_p , із прямокутного ΔBDO_p маємо:

$$\delta\alpha = \arccos\left(\frac{h_p - \delta z}{\ell_1}\right) - \alpha_1. \quad (3)$$

Таким чином, можна дістати новий кут α_3 , що визначає стан кінематичної схеми при деформації:

$$\alpha_2 = \arcsin \left(\frac{AE + \frac{d}{2}}{\ell} \right) - \alpha_1 - \delta\alpha. \quad (4)$$

Тепер, за теоремою косинусів з $\Delta O_d B O_p$ можна визначити новий, скоректований радіус деталі:

$$R_{d1} = \sqrt{\ell^2 + \ell_1^2 - 2\ell\ell_1 \cos(\alpha_2)}. \quad (5)$$

Для визначення оптимальних параметрів динамічної системи ТОС [3], вона повинна бути доповнена процесом різання, причому за всіма координатами по яких розкладається сила різання. На рис. 3 представлена така система за координатою Y , де, в силу замкненості ТОС, маємо: $H_\phi = H_z - \delta_y$ (H_ϕ – фактична глибина різання, H_z – задана глибина різання, δ_y – пружна деформація за координатою Y).

Загальна математична модель повинна бути доповнена диференціальними рівняннями, що описують рух двомасової системи [3] за схемою рис. 3. Для розрахунку складових P_z , P_y і P_x сили різання, що входять до моделі, користуємось методикою, представленою для вихідної ТОС [4]. Крім того, оскільки така модель є суттєво нелінійною і високого порядку (13-ий порядок), вона не має аналітичного розв'язку і повинна бути представлена у формі Коши, що передбачає використання ПЕОМ у відповідності до загального алгоритму [4].

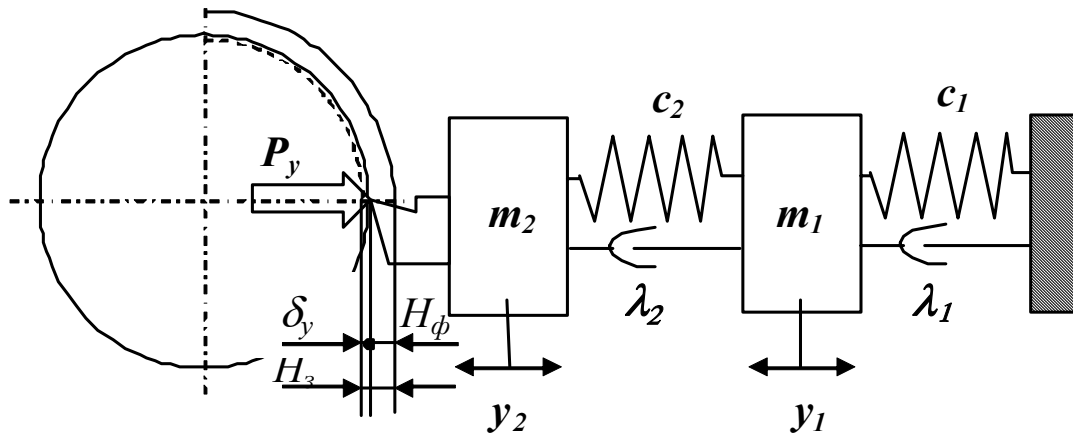


Рисунок 3 - Динамічна модель двомасової системи з процесом різання

Таким чином, математична модель, що задовольняє вимогам, має вигляд:

$$\left. \begin{aligned}
 H_{\delta} &= H_{\varphi} - y_2 - \delta z + \delta y; \\
 sy_1 &= a_5 P_y - a_6 (y_1 - y_3) - a_7 (y_2 - y_4); \\
 sy_2 &= y_1; \\
 sy_3 &= a_5 (y_1 - y_3) + a_9 (y_2 - y_4) - a_1 y_3 - a_2 y_4; \\
 sy_4 &= y_3; \\
 sy_5 &= a_8 P_x - a_6 (y_5 - y_7) - a_{10} (y_6 - y_8); \\
 sy_6 &= y_5; \\
 sy_7 &= a_8 (y_5 - y_7) + a_{11} (y_6 - y_8) - a_1 y_7 - a_3 y_8; \\
 sy_8 &= y_7; \\
 S_{\delta} &= S_{\varphi} - 18,85 y_5 d / V_{\delta}; \\
 sy_9 &= a_5 P_z - a_6 (y_9 - y_{11}) - a_{12} (y_{10} - y_{12}); \\
 sy_{10} &= y_{11}; \\
 sy_{11} &= a_8 (y_9 - y_{11}) + a_{13} (y_{10} - y_{12}) - a_1 y_{11} - a_4 y_{12}; \\
 sy_{12} &= y_{11}; \\
 V_{\delta} &= V_{\varphi} - 60 y_9; \\
 \delta z &= \sqrt{(d/2)^2 + y_{10}^2} - d/2; \\
 \delta \alpha &= \arccos[(h_p - y_{10})/\ell_1] - \alpha_1; \\
 \alpha_2 &= \arcsin[(d/2 + AE)/\ell] - \alpha_1 - \delta \alpha; \\
 \delta y &= d/2 - \sqrt{\ell^2 + \ell_1^2 - 2\ell\ell_1 \cos \alpha_2}.
 \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

де коефіцієнти моделі розраховуються за формулами: $a_1 = \lambda_1/m_1$; $a_3 = c_{y1}/m_1$; $a_3 = c_{x1}/m_1$; $a_4 = c_{z1}/m_1$; $a_5 = 1/m_3$; $a_6 = \lambda_3/m_3$; $a_7 = c_{y3}/m_3$; $a_8 = \lambda_3/m_1$; $a_9 = c_{y3}/m_1$; $a_{10} = c_{x3}/m_3$; $a_{11} = c_{x3}/m_1$; $a_{13} = c_{z3}/m_3$; $a_{13} = c_{z3}/m_1$. Всі індекси і позначення відповідають схемі за рис. 3.

Представлена таким чином математична модель системи дозволяє проводити імітаційні дослідження з метою встановлення найбільш раціональних конструктивних і динамічних параметрів запропонованих інструментальних пристроїв при їх проектуванні і оцінці ефективності.

Такі дослідження обов'язково повинні бути проведені принаймні з двох аспектів: по-перше – визначення співвідношень динамічних параметрів, що забезпечать максимальне гасіння коливань; по-друге – визначення геометричних розмірів, що компенсують похибку від пружної деформації.

Висновки.

1. Запропонований принцип корекції динамічних характеристик всієї ТОС за рахунок спеціально введеного елемента у ланцюг проходження сигналу у замкненій пружній системі.

2. Введений елемент відіграє роль, крім корекції у напрямку динамічних характеристик (гасіння коливань ТОС при різанні), виконує ще й корекцію геометричних параметрів формоутворення, яка призначена для компенсації похибки від пружних деформацій ТОС, що виникають під час обробки.

3. Розроблена математична модель системи зі спеціальним інструментальним пристроєм (з вбудованим елементом), дозволяє проводити імітаційні дослідження з метою встановлення найбільш раціональних конструктивних і динамічних параметрів запропонованих інструментальних пристроїв при їх проектуванні та оцінці ефективності.

Список літератури

1. Петраков Ю.В. Теорія автоматичного управління в металообробці: Навч. посібник.— К.: ІЗМН, 1999.— 212 с.
2. Петраков Ю.В., Лисенко О.В. Управління динамічними характеристиками технологічної оброблювальної системи при точінні // Збірник наукових праць КДТУ. Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. — Кіровоград, 2003.— Вип. 12.— С. 41-48
3. Лисенко О.В. Розробка динамічної моделі технологічної оброблювальної системи точіння з урахуванням багатомасовості // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського.— Кременчук: КДПУ, 2008.— Вип. 6/2008 (53) частина І.— С. 74-76.
4. Петраков Ю.В., Лисенко О.В. Моделювання динамічних характеристик процесу токарного точіння // Збірник наукових праць КДТУ. Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. — Кіровоград, 2002.— Вип. 11.— С. 257-263

А. Лысенко

Динамическая модель технологической обрабатывающей системы точения с учетом компенсирующего устройства

Предложен принцип коррекции динамических характеристик технологической обрабатываемой системы при точении за счет использования специальных компенсирующих устройств, встроенных в инструмент, что позволяет получить положительный эффект от применения динамических компенсаторов колебаний с одновременным управлением точностью формообразования в поперечном сечении детали.

O. Lysenko

A dynamic model of technological processing system turning the light compensating device

The principle of correction of dynamic characteristics of technological processing system when turning due to the use of special compensating devices, built-in tool that allows you to get positive effects from the use of dynamic compensators vibrations while running up forming a cross-sectional details.

Одержано 08.04.11

УДК 321.30.06

М.М. Підгаєцький, доц., канд.техн.наук, К.К.Щербина, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Особенности регулирования радиального размера вдвдлковх рдзальнх нструментв з допомогою оболонкової форми під дією гдростатичного тиску

В статі розглядається використання оболонкової форми під дією гдростатичного тиску, як механізму регулювання радіального розміру вдвдлкового нструменту та особливості розрахунку оболонкової форми на основі осі симетричної деформації оболонок обертання.

оболонкова форма, механізм регулювання радіального розміру, вдвдлковий нструмент, гдростатичний тиск

При вдвдлковій обробці отворів виникає необхідність налагодження нструменту на заданий розмір для забезпечення точності першого, другого класу. Вченими, науковцями та фахівцями-практиками на сьогоднішній день розроблено ряд конструкцій вдвдлкових нструментв з можливістю регулювання радіального розміру, наприклад хонінгувальні головки, алмазні розвертки та інші [1,2,3].