

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

УДК 621.9.06

Дмитрієв Д.О. д.т.н., Рачинський В.В., аспірант Півень С.М. аспірант

Херсонський національний технічний університет

ЗАСТОСУВАННЯ ВЕРСТАТІВ КАРКАСНИХ КОМПОНОВОК ДЛЯ ОБРОБКИ СКЛАДНИХ ДЕТАЛЕЙ ПОВЕРХНЕВИМ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ

В статті розглянуто існуючі підходи щодо технологічного забезпечення фінішної обробки поверхневим пластичним деформуванням. На основі чого обґрунтовано передумови застосування верстатів каркасних компоновок для даної технології. Наведено розроблений метод і результати оцінки напружено-деформованого стану верстатного та технологічного обладнання каркасних компоновок, що побудовано із застосуванням просторових шарнірно-стрижневих механізмів паралельної структури. Розглянуто технічну і технологічну здатність каркасних компоновок в умовах силового навантаження до застосування на фінішних операціях обробки складнопрофільних деталей і поверхонь методами поверхневого пластичного деформування.

Ключові слова: каркасні компоновки, силове навантаження, механізми паралельної структури, методи поверхневого пластичного деформування

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Поверхневе пластичне деформування (ППД) використовують для підвищення опору втоми й твердості поверхневого шару металу, а також для формування в цьому шарі внутрішніх напруг (головним чином напруг стиску) і утворенню регламентованого рельєфу мікронерівностей на поверхні [2, 9]. Радіальне биття деталі і відхилення геометричних розмірів обробного ролика викликає пружні відтиснення інструменту і зміни навантаження розвинутого пружним корпусом, які за нашими розрахунками знаходяться у межах 5%-10% для зусиль $P_{об}$ в діапазоні від 1,5 до 3,0 кН. При необхідності даний фактор можна враховувати за допомогою коливання величини контактного тиску в зоні обробки r_{min}^{max} , що розраховується відповідно до профілю і площи фактичного контакту ролика і заготівки. Розрахункові питання стосовно до ППД розглядалися достатньо широко [1, 2, 4, 9].

Згідно з сучасними уявленнями, величину пластичного вторгнення $h_{пл}$ можна отримати з рівняння фактичної площини контакту Ar інструменту з заготовкою. Тому, що величина пластичної деформації вихідної шорсткості обумовлюється формуванням фактичної площини контакту інструменту з поверхнею обробки, яка здатна сприймати робоче навантаження від ролика або шарика при його качанні або ковзанні. З урахуванням вихідної шорсткості зовнішніх поверхонь обертання Ar визначається такою залежністю [9]:

$$A_r = \frac{\Delta p}{HB} = A_a \frac{t_{m \text{ вих}}}{100} \left(\frac{h_{пл}}{R_{p \text{ вих}}} \right)^{v_{вих}},$$

де A_a – номінальна площа контакту ролику з заготовкою; $t_{m \text{ вих}}$ – значення відносної довжини опорної лінії вихідної шорсткості на рівні середньої; Δp – тиск на ділянці контакту, Па; HB – твердість деформованого матеріалу; $R_{p \text{ вих}}$ – висота згладжування вихідної шорсткості; $v_{вих}$ – параметр, що характеризує опорну поверхню профілю вихідної шорсткості заготівки за умови її несучої здатності.

В наукових дослідженнях, для оцінки несучої здатності шорсткості поширене застосування такий показник, як крива опорної поверхні, що будеться в відносних координатах $t_p=b\cdot e^y$ і параметри її початкової ділянки v і b (де t_p – відносна опорна довжина профілю на рівні p). Експериментальні дослідження [9] довели, що опорна крива задовільно описується рівнянням $t_p=100b(y/100)^v$ до рівня середньої лінії. Пронтегрував дане рівняння по y від 0 до R_p , отримано залежність для визначення параметру, що характеризує початкову ділянку кривої опорної лінії вихідного профілю шорсткості

$$v_{вих} = \frac{t_{m \text{ вих}} R_{p \text{ вих}}}{50 R_{a \text{ вих}}} - 1, \text{ тоді } \Delta h_{пл} = R_{p \text{ вих}} \left(\frac{\Delta p}{\Delta HB \cdot t_{m \text{ вих}} \Delta A_a} \right)^{\frac{1}{v_{вих}}}.$$

При точковому вихідному kontaktі, що перетворюється під дією навантаження в еліптичний, теорія Герца [1, 2] визначає розподілення контактного тиску по еліпсоїду з максимальним тиском в центрі $p_{max} = \frac{3\Delta P_{об}}{c\pi a'b'}$, де $\Delta P_{об}$ – зміни сили вдавлювання ролика H.

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Коефіцієнт c уявляє собою відношення між середнім тиском на ділянку контакту \bar{p} , що викликає пластичне течіння, і напруженням текучості σ_m , тобто $c = \frac{\bar{p}}{\sigma_m}$ [1].

Відповідно до геометрії ролика і деталі існують три можливі випадки, для яких згідно зі схемою розраховується A_{app} за формулами:

$$A_{app}(\Omega > 0) = \frac{a' \pi D_p \operatorname{arctg} \frac{2b'}{D_{pol}}}{4R_{np} 90^\circ}; \quad A_{app}(\Omega < 0) = \frac{b' \pi R_{zb}^2 \gamma}{2R_{zb} 90^\circ}; \quad A_{app}(\Omega = 0) = 2\pi R_{zb} \left(R_{np} - \frac{a'}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} \right),$$

де R_{zb} – зведений радіус ролика $R_{zb} = \sqrt{\frac{R_{np} D_p}{2}}$, мм; кут $\gamma = 90^\circ - \alpha + \xi$ визначає ширину

сліду накатуваної лунки з поздовжньою подачею і розраховується відповідно зі схемою поданою на рис.1; a' - розмір плями пластичного контакту ролика і деталі в напрямку поздовжньої подачі інструменту в сталому режимі; b' - розмір плями пластичного контакту ролика і деталі в напрямку качання ролика.

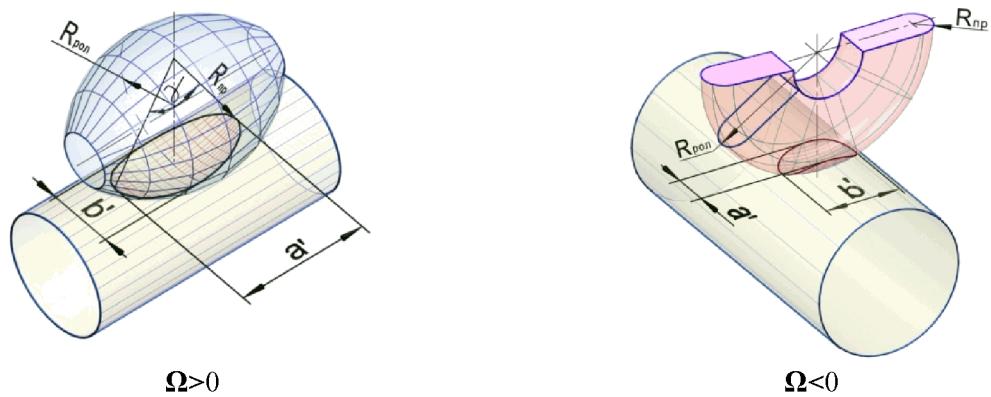


Рис. 1. Схема для розрахунку контурної площини пластичного контакту в зоні обробки

За даними Рижкова Е.В. параметр b' задовільно описується співвідношенням $\frac{a'}{b'} = (1 + 0,3\Omega) \frac{n_b}{n_a}$, де n_a і n_b – коефіцієнти [4, 9]; Ω - аргумент, що характеризує форму пластичного контакту.

Коефіцієнти n_a і n_b визначаються в залежності від аргументу $\Omega = \frac{k_o - k_n}{k}$, де k_o –

зведена кривизна ролика і деталі в площині обкатування (качання ролика); k_n - зведена кривизна ролика і деталі в площині подачі; k – повна зведена кривизна тіл, що стикаються в точці контакту.

Складова висоти профілю шорсткості, що обумовлюється коливальним рухом інструменту відносно поверхні обробки при оздоблюально-зміцнюючий обробці, визначено в роботі [9] виразом:

$$h_{kol} = \frac{h_{pl\ max} - h_{pl\ min}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\lambda_{pol}^2}{\omega^2}\right)^2 + T_h^2 \lambda_{pol}^2}},$$

де $h_{pl\ max}$ і $h_{pl\ min}$ – максимальна і мінімальна величини пластичного вторгнення ролика; ω – частота власних коливань ролика; T_h – стала часу демпфування.

Дані дослідження і наведені закономірності є базовими принципами технологічної підготовки методів ППД. В якості верстатного забезпечення для методів ППД (зокрема, накатці та вигладжування) використовують універсальне або спеціальне металооброблювальне обладнання, в тому числі з ЧПК. В роботі розглянуто можливість використання для багатокоординатних процесів ППД просторових шарнірно-стрижневих механізмів з паралельною структурою (МПС) [3]. Для такого обладнання постає проблема забезпечення

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

необхідного рівня жорсткості (податливості) технологічної системи і, до того ж, розширення функціональних можливостей робочого органу, наприклад збільшення ступенів вільності, швидкості, робочого простору, гнучкості для обробки ППД складно-профільних поверхонь.

Постановка мети дослідження. Метою роботи є обґрутування перспективи застосування верстатів з МПС в технологіях ППД. Тут основним є попереднє визначення характерних зусиль в процесі обробки у зв'язку з необхідністю орієнтування шарнірних механізмів у просторі в локаціях з найвищою жорсткістю паралельної структури. Існуючі способи прогнозування висоти мікрорельефу в контакті шарика з заготовкою, основані на теоретичних розрахунках відповідно з положеннями теорій пружності і пластичності. При цьому дане визначення за статичних умов деформування не відповідає комплексу чинників, що впливають в динамічному kontaktі інструмента і заготовки (рис.2).

Викладення основного матеріалу дослідження. Для уточнення силових факторів в процесі обробки необхідно розглядати модель «оброблювана деталь – інструмент» в цілому. В якості найбільш простого і наближеного до верстатних умов способу вирішення цієї проблеми можна запропонувати обкатування без поздовжньої подачі з вимірюванням розмірів профілю накатаної лунки [4]. Так, під час обкатування відбиток ролика на поверхні деталі перетворюється в слід, що уявляє пластично деформовану контактну лунку. Ширина і кривизна сліду в площині осьового перерізу ролика практично співпадають з шириною і кривизною відновленого відбитку. Із вмиканням поздовжньої подачі слід ролика на циліндричній поверхні деталі приймає гвинтову форму. А лунка шириною a' розгортається по гвинтовій лінії з кроком, що дорівнює подачі $S_{\text{позд}}$. Так як за традиційно прийнятими режимами величина подачі значно менша ніж ширина лунки, при обкатуванні відбувається перекриття слідів, а ролик має дотик з кожною точкою поверхні обробки декілька разів (рис.3). Дане перекриття пропонується оцінювати кратністю докладання навантаження $K_{\text{d.h.}}$ при обкатуванні, яке складе:

$$K_{\text{d.h.}} = \frac{S_{\text{позд}} \cos \theta}{n \cdot (a - L)},$$

де θ – кут підйому гвинтової лінії, $\theta = \arctg \frac{S_{\text{позд}}}{\pi D_d}$; L – інтервал між слідами утворених лунок,

$$L = \frac{S_{\text{позд}}}{n} \cdot \cos \theta; n \text{ – кількість деформуючих роликів (для багато роликових інструментів).}$$

Вихідними даними будуть $K_{\text{d.h.}}$, n , θ , a . На стадії проектування технологічного процесу для операцій ППД нормувальним параметром повинна виступати поздовжня подача, тому зручніше буде залежність, отримана після перетворень:

$$K_{\text{d.h.}} = \frac{S_{\text{позд}} \cos \theta}{(n \cdot a - S_{\text{позд}} \cos \theta)}, \quad S_{\text{позд}} = \frac{K_{\text{d.h.}} \cdot n \cdot a}{\cos \theta \cdot (1 + K_{\text{d.h.}})}.$$

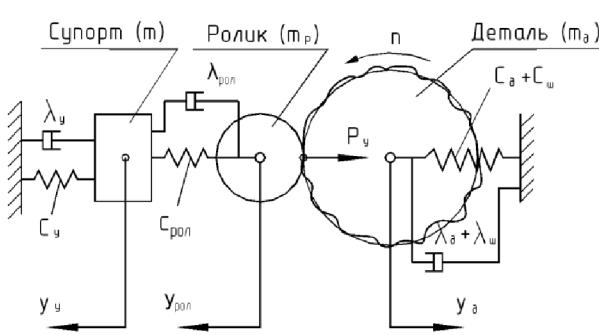


Рис. 2. Спрощена динамічна модель пружної системи супорт-ролик-деталь при токарній обробці з використанням ППД

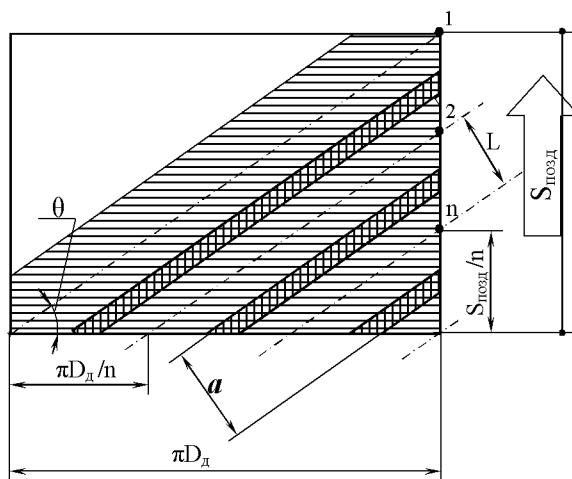


Рис.3. Перекриття слідів роликів на циліндричній розгортці елементарної ділянки (a – ширина сліду, L – крок між слідами).

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Для подальшого аналізу можливостей застосування верстатів з МПС для ППД необхідно проаналізувати зворотній зв'язок в системі «деталь – інструмент – просторова структура верстату з МПС» з врахуванням обмежень, що накладає компонетика обладнання на жорсткості характеристики та параметри рухливості. Таким чином метою дослідження є оціночне формулювання силових навантажень від інструменту з врахуванням випадкових коливань параметрів обробки, якісна оцінка відклику просторової паралельної структури на прикладі верстату СФВПК-4 з МПС та кількісні порівняльні розрахунки відклику різних просторових структур за моделями та алгоритмами авторської лінійки програмних продуктів Tools Glide [6], Tools Response та Tools Apps [7].

Відхилення від ідеальної форми заготовки дають додаткові навантаження на інструмент, що формує вектор навантажень Р+ΔР (рис. 2).

Випадкові коливання δy призведуть до розмаху сили притискання ролика з амплітудою

$$\Delta P_{y_0} = C_{pol} \delta y (h_{nll\max} - h_{nll\min})$$

де C_{pol} – жорсткість корпусу оправки ролика; $h_{nll\max}$, $h_{nll\min}$ – відповідно максимальне і мінімальне пластичне вторгнення ролика в оброблювану деталь.

Величину пластичного вторгнення може бути розраховано як $h_{nll} = R_{np}(1 - \cos \zeta)$, де R_{np} – профільний радіус ролика; ζ – кут в плані контакту ролика і деталі $\zeta = \arcsin \frac{a}{2R_{np}}$.

Виходячи зі схеми кінематичного руху ролика, нові створені нерівності будуть

$$R_{zob} = R_{np}(1 - \sin \alpha), \text{ де } \alpha = \arccos \frac{S_{позд}}{2R_{np}}.$$

В кінцевому вигляді величина R_{zochik} у сталому режимі становить:

$$R_{zochik} = R_{zob} - R_{np}(\cos \zeta - \sin \alpha), \quad R_{zochik} = (R_{zob} - h_{nll}) + R_{np}(1 - \sin \alpha).$$

У випадку $(R_{zob} - h_{nll}) \leq 0$ перший член цієї формули втрачає значимість і надалі розрахунок необхідно проводити без нього.

Для аналізу відклику каркасної системи МПС на розглянуті навантаження Р+ΔР необхідно виконати декомпозицію задачі на окремі етапи з врахуванням (або без врахування, в залежності від ступеню наближення) властивостей деяких груп елементів або окремих ланок (рис. 4).

Аналітичний аналіз таких конструкцій є досить складним завданням, з іншого боку використання систем автоматизованого проектування загального призначення (ANSYS, COMSOL Multiphysics та ін.) також потребує значних часових затрат на формування геометричної моделі, аналіз і завдання зв'язків тощо, особливо з врахуванням достатньої гнучкості, та, як наслідок, варіативності компоновок каркасного обладнання. Достатньо зручно проводити моделювання роботи обладнання з МПС в різних умовах з використанням спеціалізованих програмних пакетів, таких як лінійка програмних продуктів Tools Glide [6], Tools Response та Tools Apps [7], що розробляються на кафедрі основ конструювання (нині транспортних систем та технічного сервісу) Херсонського національного технічного університету.

Вказана лінійка призначена для генерування кінематики та аналізу статичного та динамічного відкликів глайд-обладнання без обмежень на форму зовнішніх навантажень, що можуть бути задані як довільні функції часу та внутрішніх параметрів системи з підтримкою зворотнього зв'язку. Для аналізу відклику конструкції на робочі зовнішні навантаження в усьому діапазоні технологічного процесу обробки система відокремлює статичні та динамічні навантаження – проходить наскрізний обмін даними між відповідними модулями: кінематика (пряма або зворотня задачі) – статичний відтик (формування тензорів коефіцієнтів жорсткості) – динамічний відтик [10-12]. Бібліотека скінченних елементів пристосована для задач такого типу, з підтримкою можливості з'єднання компонентів шарнірами різних типів, бібліотеки останніх можуть бути поповнені додатковими об'єктами.

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

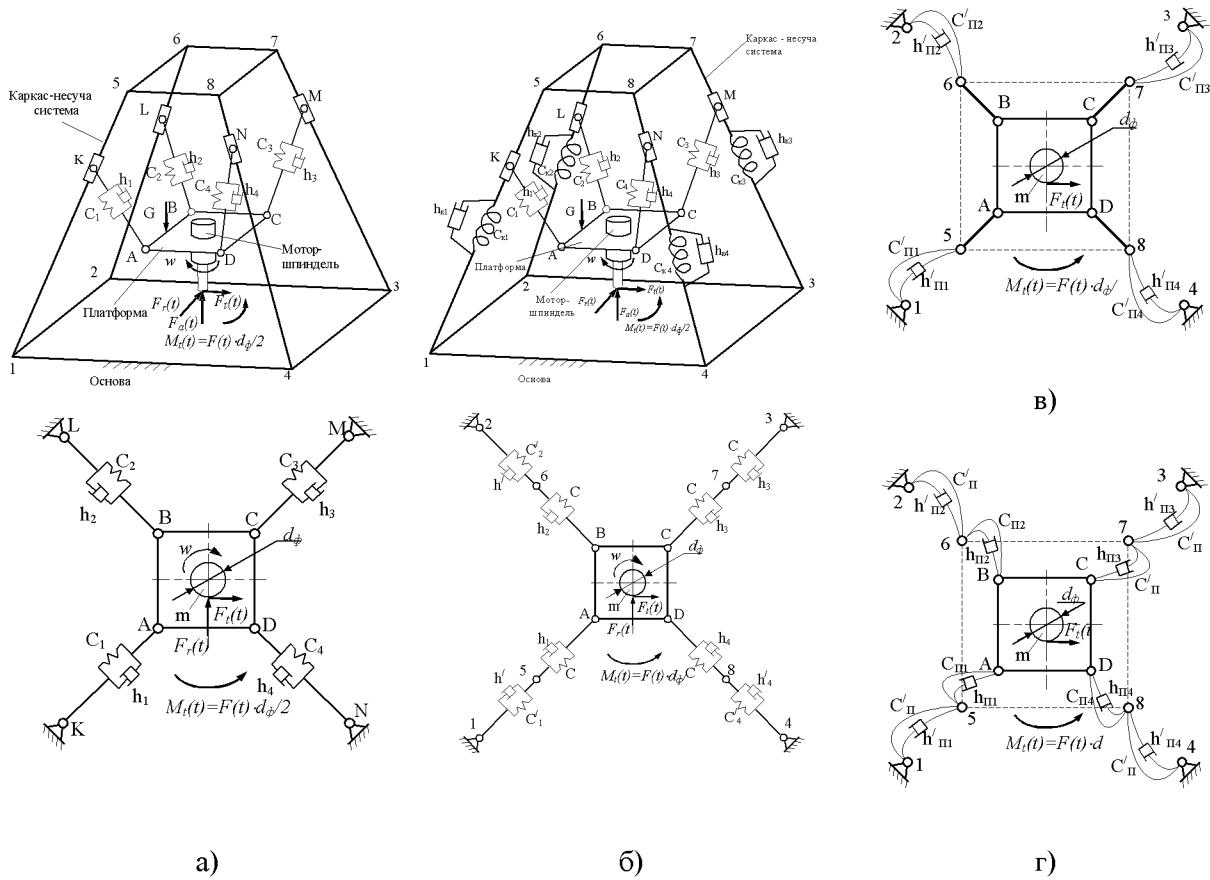


Рис. 4. Приклади декомпозиції загальної динамічної моделі на окремі розрахункові схеми каркасної компоновки верстату СФВПК-4 з МПС:

- врахування тільки лінійної податливості стрижневої системи рухомих ланок МПС;
- врахування лінійної податливості ребер каркасу і МПС;
- врахування тільки поворотної податливості ребер каркасу;
- врахування поворотної податливості МПС і ребер каркасу

Модель деформування просторових консольних елементів має вигляд

$$\begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix}^{\{CONS\}} = \begin{bmatrix} \frac{L^3}{3EI_y} & 0 & 0 & 0 & \frac{L^2}{2EI_y} & 0 \\ 0 & \frac{L^3}{3EI_x} & 0 & -\frac{L^2}{2EI_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{L}{EF} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{L^2}{2EI_x} & 0 & \frac{L}{EI_x} & 0 & 0 \\ \frac{L^2}{2EI_y} & 0 & 0 & 0 & \frac{L}{EI_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{L}{GI_p} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_x \\ Q_y \\ Q_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}^{\{CONS\}}.$$

Модель деформування балочних елементів:

$$\begin{aligned} \mathbf{u}^{\{BEAM\}}_1 &= \hat{\mathbf{C}}_Q^u \mathbf{Q}_1^{\{BEAM\}} + \hat{\mathbf{C}}_M^u \mathbf{M}_1^{\{BEAM\}} + (\boldsymbol{\Theta}_0 \times \mathbf{L})^{\{BEAM\}} + \mathbf{u}_0^{\{BEAM\}}, \\ \boldsymbol{\Theta}^{\{BEAM\}}_1 &= \hat{\mathbf{C}}_Q^\varphi \mathbf{Q}_1^{\{BEAM\}} + \hat{\mathbf{C}}_M^\varphi \mathbf{M}_1^{\{BEAM\}} + \boldsymbol{\Theta}_0^{\{BEAM\}}. \end{aligned}$$

Модель жорсткої платформи:

$$\mathbf{u}_{PLG} = \boldsymbol{\Theta} \times \mathbf{r}^{\{PLG\}} + \mathbf{u}_C.$$

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

$$\begin{aligned}
 \theta_x^{\{PLG\}} &= -\frac{1}{\Delta} [(x_{J2} - x_{J3})u_{Jz1} - (x_{J1} - x_{J3})u_{Jz2} + (x_{J1} - x_{J2})u_{Jz3}]^{\{PLG\}}, \\
 \theta_y^{\{PLG\}} &= -\frac{1}{\Delta} [(y_{J2} - y_{J3})u_{Jz1} - (y_{J1} - y_{J3})u_{Jz2} + (y_{J1} - y_{J2})u_{Jz3}]^{\{PLG\}}, \\
 \theta_z^{\{PLG\}} &= -\frac{u_{Jx2}^{\{PLG\}} - u_{Jx1}^{\{PLG\}}}{y_{J2} - y_{J1}}, \\
 u_{cx}^{\{PLG\}} &= u_{Jx1}^{\{PLG\}} + \theta_z^{\{PLG\}} y_{J1}^{\{PLG\}}, \\
 u_{cy}^{\{PLG\}} &= u_{Jy1}^{\{PLG\}} - \theta_z^{\{PLG\}} x_{J1}^{\{PLG\}}, \\
 u_{cz}^{\{PLG\}} &= \frac{1}{\Delta} [(x_{J2}y_{J3} - x_{J3}y_{J2})u_{Jz1} - (x_{J1}y_{J3} - x_{J3}y_{J1})u_{Jz2} + \\
 &\quad + (x_{J2}y_{J1} - y_{J1}x_{J2})u_{Jz3}]^{\{PLG\}} \\
 \Delta &= [x_{J1}y_{J2} - x_{J1}y_{J3} - y_{J1}x_{J2} - x_{J2}y_{J3} + x_{J3}y_{J1} - x_{J3}y_{J2}]^{\{PLG\}}.
 \end{aligned}$$

де \mathbf{u} – вектор переміщення вузла, ϕ – відносний кут повороту вузла, L – довжина консольного і балочного елементу, E – модуль пружності, G – модуль зсуву, I – статичні моменти інерції перетинів елементів, \mathbf{Q} , \mathbf{M} – поперечні зусилля і моменти в перетинах консольних та балочних елементів, $\hat{\mathbf{C}}_Q^u$, $\hat{\mathbf{C}}_M^u$ – блоки матриці жорсткості, $\mathbf{r}_j = [x_j, y_j, z_j]$ – радіус-вектор вузла в системі координат рухомої платформи.

Для визначення локацій та напрямків з заданою жорсткістю модуль Tools Response дозволяє отримувати в автоматичному режимі форми тензорних еліпсоїдів та еліпсоїдів податливостей для всього циклу обробки, при цьому проводиться визначення змінної динамічної величини пружного переміщення робочого органу стрижневої системи в місці навантаження з отриманням компонент тензору приведених коефіцієнтів жорсткості (лінійної та крутальної). Розрахунок тензорного еліпсоїду проводиться за рівнянням $(\hat{\mathbf{T}}\mathbf{r})\mathbf{r} = 1$, де \mathbf{T} - тензор податливостей, \mathbf{r} – радіус-вектор.

Для визначення вібраційних відкликів в системі Tools Apps [7] проводиться імпортування в останню компонент тензору приведених коефіцієнтів жорсткості та розраховуються коливання, які формують розміри та форму деталі, з врахуванням випадкових факторів за (2)-(7). Для n -ступеневого механізму математична модель перетворюється до вигляду

$$\mathbf{I}(\mathbf{q}) \frac{d^2\mathbf{q}}{dt^2} + \mathbf{h}(\mathbf{q}, \frac{d\mathbf{q}}{dt}) = \mathbf{Q},$$

де \mathbf{q} , $\frac{d\mathbf{q}}{dt}$, $\frac{d^2\mathbf{q}}{dt^2}$ – вектори відповідно узагальнених координат, швидкостей та прискорень;

$\mathbf{I}(\mathbf{q})$ – матриця інерції механізму; $\mathbf{h}(\mathbf{q}, \frac{d\mathbf{q}}{dt})$ – вектор відцентрових, коріолісових та дисипативних сил; \mathbf{Q} – вектор узагальнених сил, які прикладені до ланок і шарнірів механізму.

На рис. 5, а показано розраховане за допомогою Tools Response пружне відтискання каркасної системи як кадри анімації в однаковому циклі технологічного процесу обробки. Помітний значний вплив не тільки питань компоновки каркасної конструкції на картину деформованого стану конструкцій, але й взаємного орієнтування системи «каркас – деталь – інструмент».

На рис. 5, б наведено виготовлений програмно-керований дослідний зразок верстату з МПС, характеристики якого на даний час досліджуються авторами в рамках держбюджетної наукової теми "Створення нової техніки і технологій машинобудування з робочими процесами взаємодії твердих, плинних і сипких тіл та середовищ". За допомогою контактних акселерометрів експериментально отримано віброграми затухаючих коливань ланок верстату і розраховано коефіцієнти демпфування для використання в наведених математичних моделях з метою прогнозування динамічних характеристик під час обробки ППД [12].

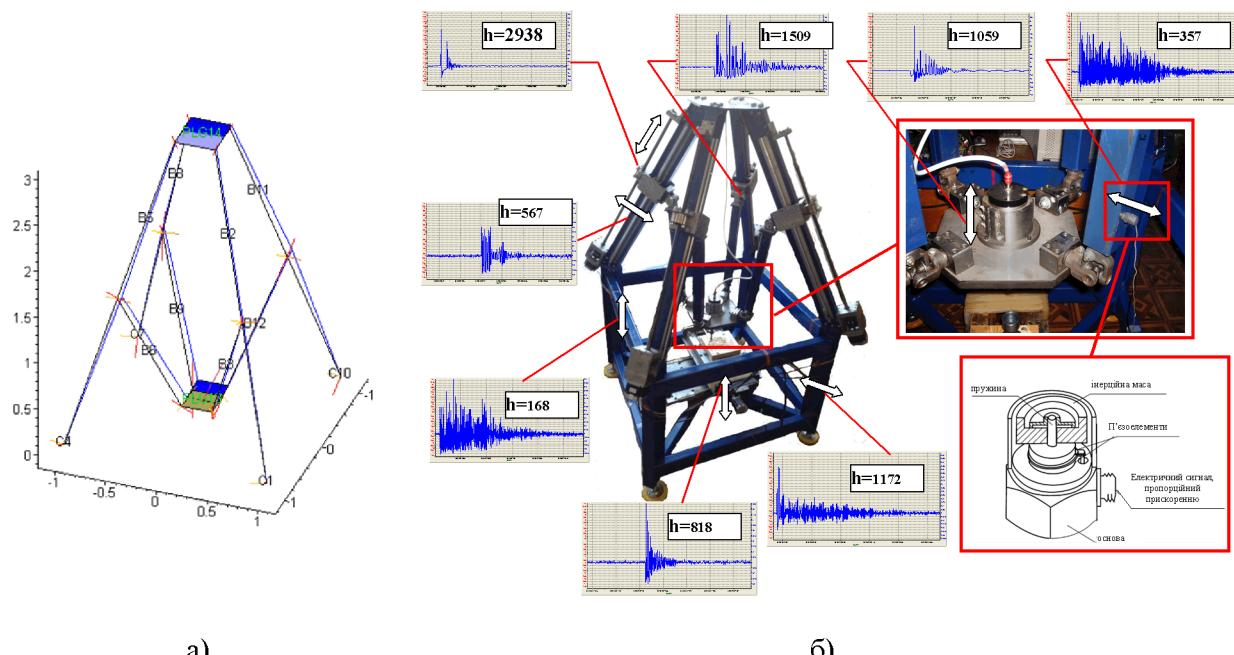


Рис. 5. Приклад в кадрі анімації обробки за моделями та алгоритмами лінійки програмних продуктів Tools Glide [6] та Tools Response (а), картина віброграм ланок, виготовленого дослідного зразка верстату СФВПК-4 з МПС (б), (h – вимірювані коефіцієнти демпфування, с^{-1})

Висновки. Розроблені математичні моделі і інтерактивні програмні модулі для прикладної оцінки жорсткості обладнання просторових компоновок із механізмами паралельної структури та точності відтворення траєкторії робочого органу в умовах силового навантаження дозволяють оцінити можливість використування такого обладнання для обробки складно-профільних деталей поверхневим пластичним деформуванням. Вказана алгоритмічна послідовність оцінки дозволяє врахувати випадкові коливання параметрів обробки та провести кількісні порівняльні розрахунки відклику різних просторових структур за моделями та алгоритмами лінійки програмних продуктів ToolsGlide, ToolsResponse та ToolsApps без обмежень на форму зовнішніх навантажень, що можуть бути задані як довільні функції часу та внутрішніх параметрів системи з підтримкою зворотнього зв’язку. Для визначення локацій та напрямків з заданою жорсткістю Tools Response дозволяє отримувати в автоматичному режимі форми тензорних еліпсоїдів та еліпсоїдів податливостей для всього циклу обробки. Виготовлено дослідний зразок верстата з МПС і визначено для нього основні технічні параметри, що будуть використані при плануванні стратегій обробки ППД на даному верстаті.

Інформаційні джерела

1. Евдокимов В.Д., Клименко Л.П., Евдокимова А.Н. Технология упрочнения машиностроительных материалов. Учебное пособие-справочник / Под редакцией д.т.н., проф. В.Д. Евдокимова. – Одесса Николаев: Изд-во НГГУ им. Петра Могилы, 2005. – 352 с.
2. Ткачук А.А. Технологічні основи зміцнювально-виглажджувального оброблення поверхонь обертання. – Луцьк: СПД Гадяк Жанна Володимирівна друкарня «Волиньполіграф», 2014 . – 196 с.
3. Кузнєцов Ю.М. Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури: Монографія / Ю.М. Кузнєцов, Д.О. Дмитрієв, Г.Ю. Діневич; під ред. Ю.М. Кузнєцова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2009. – 456 с.
4. Забезпечення якості обробки довгомірних деталей поверхневим пластичним деформуванням з використанням полімервмісних МОТЗ: Автореф. дис ... канд. техн. наук: 05.02.08 / Д.О. Дмитрієв; В.о. Нац. техн. ун-т України "Київський політехнічний інститут". – К.: Б.В., 2003. – 22 с.
5. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.: Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
6. Комп’ютерна програма “ToolsGLIDE”. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №57913. / С.А. Русанов, Д.О. Дмитрієв, П.В. Кеба, Ю.М. Кузнєцов. – Заявл. 03.11.2016; Опубл. 29.12.2016.

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

7. Комп'ютерна програма “ToolsApp”. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №57913. / С.А. Русанов, Д.О. Дмитрієв, М.І. Подольський, Ю.М. Кузнєцов. – Заявл. 03.11.2014; Опубл. 29.12.2014.
8. Кузнєцов Ю.Н. Аналіз динаміческої системи шпиндель-патрон-деталь токарного автомата. – Вестник машинобудування, 1990, №8, с. 42-47.
9. Рыжов Э.И., Суслов А.Г., Федоров В.П. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 176 с.
10. Русанов С.А., Дмитрієв Д.О., Комплексний аналіз механізмів паралельної структури засобами цільових систем автоматизованого моделювання // Тези доповідей VII міжнародній науково-технічній конференції «Теоретичні та практичні проблеми в обробці матеріалів тиском і якості фахової освіти», Київ – Херсон, 2016, с. 152-155.
11. Дмитрієв Д.О., Русанов С.А., Кеба П.В., Півень С.М. Зовнішні модулі для прогнозування та управління складними рухами ланок механізмів паралельної структури // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2016): матеріали тез доповідей VI міжнародної науково-практичної конференції. – Чернігів: ЧНТУ, 2016.– С. 44-47.
12. Русанов С.А., Рачинський В.В., Дмитрієв Д.О. Просторовий аналіз шарнірно-стрижневих механізмів для механічної обробки поверхневим зміщенням складнопрофільних деталей. // Матеріали II-ї всеукраїнської конференції «Приладобудування і метрологія. Сучасні проблеми, тенденції розвитку». Луцьк: ЛНТУ, 2016, С. 81-83. <https://drive.google.com/file/d/0B4l5ExT-ldYda2M4V0QxYzJ2Rk0/view>

Дмитриев Д.О., д.т.н., Рачинський В.В., аспирант, Півень С.М., аспирант
Херсонский национальный технический университет

ПРИМЕНЕНИЕ СТАНКОВ КАРКАСНОЙ КОМПОНОВОК ДЛЯ ОБРАБОТКИ СЛОЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПОВЕРХНОСТНЫМ ПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ

В статье рассмотрены существующие подходы относительно технологического обеспечения финишной обработки поверхностным пластическим деформированием. На основе чего обоснованы предпосылки применения станков каркасных компоновок для данной технологии. Приведены метод и результаты оценки напряженно-деформированного состояния станочного и технологического оборудования каркасных компоновок, на основе пространственных шарнирно-стержневых механизмов параллельной структуры. Рассмотрены техническая и технологическая работоспособность каркасных компоновок в условиях силовой нагрузки и предпосылки его применения на финишных операциях обработки сложнопрофильных деталей и поверхностей методами поверхностного пластического деформирования.

Ключевые слова: каркасные компоновки, силовая нагрузка, механизмы параллельной структуры, методы поверхностного пластического деформирования

D. Dmitriev, V. Rachinsky, S. Piven
Kherson National Technical University

APPLICATION OF MACHINE-TOOLS OF FRAMEWORK ARRANGEMENTS IS FOR TREATMENT OF DIFFICULT DETAILS TO SUPERFICIAL FLOWAGES

The article examines the existing approaches with respect to technological support finishing by surface plastic deformation. On the basis of which substantiate the prerequisites for the application of machine frame assemblies for this technology. Presents the method and results of evaluation of elastic stress transfer machines and technological equipment for frame layouts based on the spatial hinge-rod mechanisms of parallel structure. Reviewed technical and technological performance of frame layouts in terms of weight training and background of its application in a finishing operation of processing of figurine parts and surfaces methods of surface plastic deformation.

Keywords: frame layout, power load, mechanisms of parallel structure, methods of surface plastic deformation