

## СЕКЦІЯ 4

Прогресивна техніка та технологія  
машинобудування

УДК 621.914

ВИМОГИ ДО ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА ПРИ  
ПОБУДОВІ ДІАГРАМИ СТІЙКОСТІ ПРОЦЕСУ ВИСОКОШВИДКІСНОГО  
ФРЕЗЕРУВАННЯДанильченко Ю.М., Петришин А.І.  
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

**Анотація:** Узагальнено вимоги до створення динамічних моделей пружної системи ТОС при прогнозуванні стійкості процесу різання за діаграмами стійкості. На прикладі моделі пружної системи «інструментальна оправка-шпиндель-корпус-основа» та спрощених моделей визначено динамічні податливості пружної системи та побудовані відповідні діаграми стійкості процесу високошвидкісного фрезерування

**Ключові слова:** різання, шпиндельний вузол, високошвидкісне фрезерування, динамічна система, пружна модель, стійкість процесу

Одним з факторів, що стримує зростання продуктивності, підвищення якості оброблюваної поверхні а також зменшення стійкості інструмента при механічному обробленні різанням є вібрації. Вібрації, що виникають процесі різання, вважають результатом вимушених коливань або автоколивань, що виникають в пружній технологічній обробній системі (ТОС) [1]. Ці коливання можуть спричинити втрату стійкості процесу різання і тому потребують врахування їх можливої негативної дії як на стадії експлуатації, так и проектування ТОС.

Серед причин виникнення автоколивань при різанні основною причиною нестійкості різання вважається обробка по попередньому хвилястому сліду з виникненням так званих «регенеративних коливань». Теоретичні основи цього процесу вперше висвітлено в роботах [2], [3]. Прогнозування стійкості процесу різання проводиться по діаграмам стійкості (lobed stability chart) (Рис. 1,а), побудованих із використанням динамічної передавальної функції  $G(\omega)$  (dynamic transfer function) пружної системи ТОС (Рис. 1,б), [4].

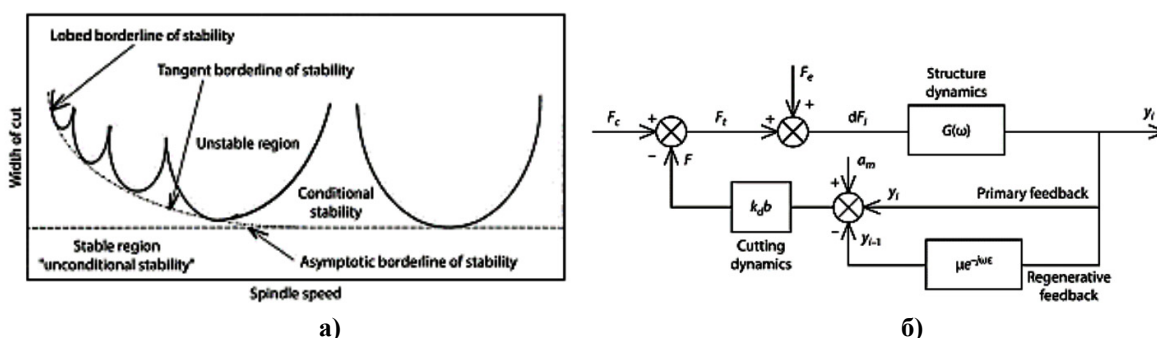


Рис. 1. Прогнозування вібростійкості процесу різання, [4]: а – типова діаграма стійкості процесу різання; б – блок-схема динамічної моделі виникнення регенеративних коливань

Необхідно відзначити, що «класична» методика побудови діаграм стійкості процесу різання базується на представленні динамічної моделі пружної системи ТОС у вигляді одномасової системи з однією або декількома (двома або трьома) ступенями вільності [5]. При

цьому на результат побудови діаграм стійкості значно впливає урахування зв'язаності коливань і прийнятих значення маси, демпфірування, і особливо жорсткості [6]. Так, зміна величини маси і демпфірування призводять до зміни рівня вібростійкості для заданої частоти обертання шпинделя, тобто до зміни рівня діаграми стійкості за віссю глибини різання (width of cut, рис. 1, а). Зміна ж жорсткості призводить до суттєвої зміни частотного діапазону зон вібростійкого різання, тобто до зміщення діаграми стійкості вздовж осі швидкості обертання шпинделя (spindle speed, рис. 1, а).

В той же час, при створенні динамічної моделі пружної системи ТОС для високошвидкісної фрезерної обробки переважно враховують лише пружну систему шпиндельного вузла [7]. Тому питання адекватного врахування в динамічних моделях шпиндельних вузлів виявлених закономірностей впливу їх статичних і динамічних характеристик на форму діаграм стійкості потребує більш ретельного дослідження.

У більшості випадків динамічні моделі шпиндельних вузлів подаються у вигляді сукупності динамічних моделей шпинделя і підшипників його опор [7, 8]. Для побудови динамічної моделі шпинделя переважно використовується метод скінченних елементів (МСЕ). Серед інших способів опису динаміки шпиндельних вузлів варта відзначити використання методу початкових параметрів у матричному формулюванні, більш відомому як метод перехідних матриць (МПМ) [9, 10, 11].

Однак в роботах, присвячених прогнозуванню вібростійкості процесу різання загалом і особливо високошвидкісного фрезерування наголошується про обов'язковість врахування в динамічній моделі наявності закріпленого в шпинделі патрона або оправки з інструментом [12-16].

При цьому визначається ряд характеристик, що впливають на значення частот власних коливань системи шпиндель-інструментальна оправка, а отже і динамічної передавальної функції  $G(\omega)$ , а саме:

- жорсткість стику з'єднання шпинделя з оправкою [12-16];
- жорсткість підшипників опор шпинделя та її зміна при зміні частоти обертання шпинделя [9, 14];
- геометричні характеристики шпинделя, оправки та інструмента [12, 13]

Виходячи з цього при створенні динамічної моделі системи шпиндель-інструментальна оправка рекомендується обов'язково враховувати:

- конструктивну схему шпиндельного вузла (геометричні характеристики шпинделя а також кількість, місце розташування і тип підшипників його опор);
- тип інструментальної оправки (цанговий патрон, гідро патрон та ін.), тип хвостовика, геометричні розміри оправки та інструмента.

При всій ґрунтовності вищезазначених досліджень, в них відсутня інформація про вплив характеристик закріплення шпиндельного вузла на верстаті та порівняльний аналіз результатів моделювання із використанням динамічних моделей різних рівнів складності.

Саме таке дослідження було проведене на прикладі пружної системи що складається з основи (0) і трьох пружних підсистем: інструментальної оправки (1), шпинделя (2) і корпусу (3). Всі підсистеми пов'язані між собою пружними і дисипативними зв'язками, якими є: стик інструментальної оправки із шпинделем, підшипники опор шпинделя і стик корпусу із основою (рис. 2).

Дослідження проводились за методикою [17] за повною (рис. 2) і спрощеними розрахунковими схемами системи, які відрізняються складом пружних підсистем і характеристиками пружних і дисипативних зв'язків. При умовному позначенні схем прийнято, що остання з підсистем у переліку виконує функцію основи, тобто є нерухомою. Всього розглядалось 4 схеми представлення пружної системи: схема I «інструментальна оправка-шпиндель-корпус-основа»; схема II «інструментальна оправка-шпиндель-корпус»;

схема III «інструментальна оправка+шпindelь-корпус» з представленням оправки як продовження шпинделя; схема IV «інструментальна оправка-шпindelь».

Результати моделювання динамічної податливості і діаграми стійкості процесу різання, отримані за різними схемами представлення пружної системи подані на рис. 3.

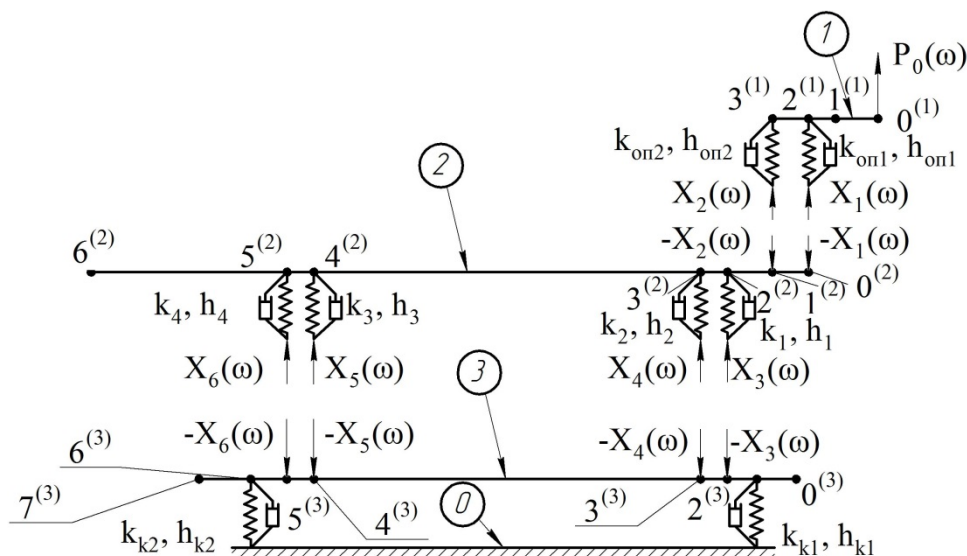


Рис. 2. Розрахункова схема пружної системи «інструментальна оправка-шпindelь-корпус-основа»

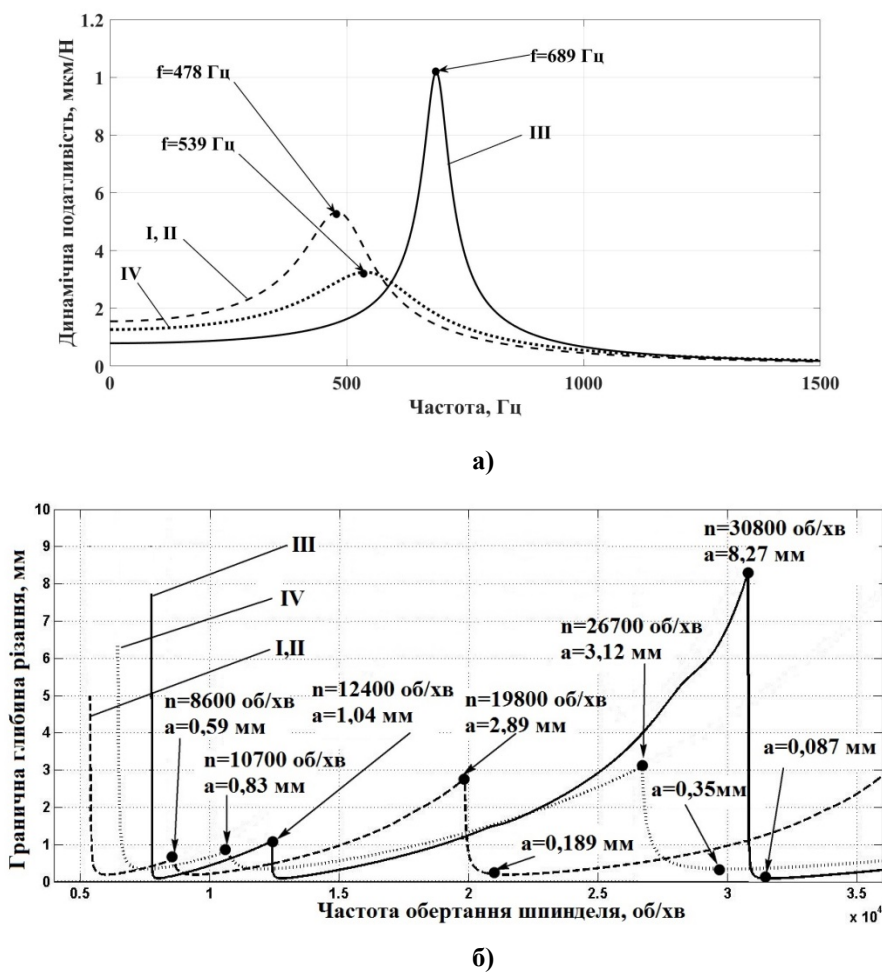


Рис. 3. Динамічна податливість пружних систем (а) та діаграми стійкості процесу різання (б) за розрахунковими схемами I - IV

Вхідні дані для моделювання (рис. 2):

- діаметр фрези  $D=16$  мм; кількість зубців фрези  $z=2$ ; вистав фрези  $L=110$  мм;
- стик «інструментальна оправка-шпиндель» моделюється двома опорами з радіальною жорсткістю  $k_{оп1}=k_{оп2}=80$  Н/мкм та демпфуванням  $h_{оп1}=h_{оп2}=12$  Н·с/мм;
- пружно-дисипативні характеристики підшипників опор шпинделя:  $k_1=k_2=k_3=k_4=115$  Н/мкм,  $h_1=h_2=h_3=h_4=2$  Н·с/мм;
- пружно-дисипативні характеристики стику «корпус-основа»:  $k_{к1}=k_{к6}=780$  Н/мкм,  $h_{к1}=h_{к6}=0.2$  Н·с/мм.

Результати моделювання підтвердили необхідність врахування пружного закріплення інструментальної оправки в шпинделі. Крім того встановлено, що при побудові діаграм стійкості за загальноприйнятою методикою [2-5] достатньо обмежуватись розрахунковою схемою II «інструментальна оправка-шпиндель-корпус», тобто без врахування масо-інерційних і пружних характеристик корпусу та характеристик його закріплення на основі.

#### Список літератури:

1. Внуков Ю. Н. Анализ подходов по учету динамики сил резания при прогнозировании виброустойчивости механической обработки (обзор) / Ю. Н. Внуков, В. А. Логоминов. // Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – №79. – С. 132–153.
2. Tlustý J. *Besipiele* der behandlung der selbsterregten Schwingung der Werkzeugmaschine / J. Tlustý, M. Polacek. – Munchen: FoKoMa, 1957. – (Hanser Verlag).
3. Tobias S. A. *Theory of Regenerative Machine Tool Chatter* / S. A. Tobias, W. Fiswick. – London: Engineering, 1958. – 258 p.
4. Stephenson, D. A. *Metal cutting theory and practice*. / D.A. Stephenson, J.S. Agapiou. – CRC press, 2016, 931 p.
5. Altintas Y. *Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design* / Y Altintas. – 2012. – 382 p.
6. *Milling stability analysis with simultaneously considering the structural mode coupling effect and regenerative effect* / [X. J. Zhang, C. H. Xiong, Y. Ding and others]. // International Journal of Machine Tools & Manufacture. – 2012. – №53. – p. 127–140.
7. Abele E. *Machine Tool Spindle Units* / E. Abele, Y. Altintas, C. Brecher. // CIRP Annals: Manufacturing Technology. – 2010. – Vol. 59, No. 2. – p. 781 – 802.
8. Lin, C.-W. *Dynamic models and design of spindle-bearing systems of machine tools* / C.-W. Lin, Y.-K. Lin, C. H. Chu. // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. – 2013. – Vol. 14(3). – pp. 513 - 521
9. Jiang S. *Dynamic Design of a High-Speed Motorized Spindle-Bearing System* / S. Jiang, S. Zheng. // Journal of Mechanical Design. – 2010. – Vol. 132. № 03. – p. 1-5
10. Khomyakov, V.S. *Dynamic characteristics of spindles* / V.S. Khomyakov, N.A. Kochinev, F.S. Sabirov // Russian Engineering Research. – 2009. – Vol. 29, No. 6. – p. 607 – 611
11. Ивович В. А. *Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник* / В. А. Ивович. – Москва: Машиностроение, 1981. – 183 с.
12. Badrawý, S. *Dynamic Modeling and Analysis of Motorized Milling Spindles for Optimizing the Spindle Cutting Performance* / S. Badrawý. – 2009.
13. *Dynamic Analyses and Design Optimization of High-Speed Spindle-Bearing System* / V. Gagnol, C.B. Bouzgarrou, P. Ray, C. Barra / S. Tichkiewitch et al. (eds.). // Advances in Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering II, Springer. – 2007. – p. 505–518
14. *Modeling and modal analysis of tool holder-spindle assembly on CNC milling machine using FEA* / [J. Wang, B. Wu, Y. Hu, and others]. // Applied Mechanics and Materials. – 2012. – Vols. 157-158. – p. 220-226
15. Özşahin O. *Investigating Dynamics of Machine Tool Spindles under Operational Conditions* / O. Özşahin, E. Budak, H. N. Özgüven. // Advanced Materials Research Online. – 2011. – Vol. 223. – p. 610–621.
16. Бойко И. А. *Разработка математической модели и модальный анализ шпиндельного узла высокоскоростного обрабатывающего центра* / И. А. Бойко // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2016. – № 4. – с. 13-20
17. Данильченко Ю. М. *Исследование динамических характеристик механической системы «шпиндельный узел»* / Ю. М. Данильченко, А. О. Дорожко, А. И. Петришин. // Вестник МГТУ «Станкин». – 2014. – С. 81–91.

УДК 621.87:681.5

## МОДЕЛЮВАННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ МАНІПУЛЯТОРА РЕМОНТНО-ЕВАКУАЦІЙНОЇ МАШИНИ

Черевко Ю.М.<sup>1</sup>, Зінько Р.В.<sup>2</sup>.

1 - Академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, м. Львів, Україна

2 - Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна

**Анотація:** При експлуатації військових ремонтно-евакуаційних машин трапляються випадки перевантаження елементів конструкції вантажо-підйомного обладнання. Це може спричинити поломку агрегатів. Для дослідження і аналізу роботи підйомно-транспортного обладнання розроблено програмне забезпечення, яке враховує особливості його експлуатації. Представлені результати теоретичного дослідження роботи стрілового крана жорсткого типу з гідравлічним приводом стріли у випадку відриву залиплого вантажу від опорної поверхні. Розроблена математична модель процесу евакуації застряглої техніки ремонтно-евакуаційними засобами з використанням стріли гідрокрана. Встановлено, що для найбільш складного у плані динамічних перевантажень випадку часткового занурення та щільного залипання вантажу у глинистому ґрунті, динамічні зусилля при підйомі вантажу із жорсткої опори зростають на 20%. Отримані результати важливі при розрахунку запасу міцності елементів конструкцій кранів.

**Ключові слова:** ремонтно-евакуаційна машина, стріла гідрокрана, евакуація застряглої техніки, моделювання, динамічні перевантаження

Підйомно-транспортне обладнання броньованих ремонтно-евакуаційних машин (БРЕМ) використовується в особливо жорстких умовах [1]. Математичне моделювання різноманітних режимів роботи БРЕМ є трудомістким завданням, що вимагає великих часових витрат і має свою специфіку досліджень. Тому актуальним є створення порівняно простіших математичних моделей для дослідження тільки, наприклад, підйомно-транспортного обладнання БРЕМ з характерними для нього умовами експлуатації.

З аналізу публікацій по дослідженню стрілових вантажопідйомних кранів (СВК) видно, що їх конструкції розглядаються як складні динамічні системи [2-4]. Але їх математичні моделі не завжди враховують особливості експлуатації ремонтно-евакуаційної військової техніки. Тому актуальним створення порівняно простої математичної моделі для дослідження та аналізу роботи підйомно-транспортного обладнання БРЕМ, яке враховує особливості експлуатації.

Створення математичної моделі для дослідження і аналізу роботи підйомно-транспортного обладнання БРЕМ, зокрема СВК, дозволяє виділити етапи побудови моделі: побудова моделі механічної підсистеми; побудова моделі підсистеми гідроприводу; задання управляючих і збудуючих дій; задання параметрів моделювання (граничних умов, кроку інтегрування, параметрів виведення результатів і так далі); задання чисельних значень параметрів і початкових умов; проведення обчислювального експерименту.

1. Методика моделювання механічної підсистеми крана основана на використанні методу однорідних координат і побудові рівнянь руху у формі рівнянь Лагранжа другого роду [3-5].

Механічну підсистему СВК представляємо у вигляді ланок якими є стріла, тросова підвіска з обіймою гака і вантажем.

Враховуючи значні жорсткості остову крану, металоконструкції стрілового обладнання, приймемо широко поширені у техніці допущення, представивши розрахункову схему у вигляді динамічної системи, що складається з абсолютно жорстких елементів з зосередженими податливостями. Для спрощення математичної моделі доцільно зовнішні сили, що діють на стрілоподібне обладнання крана, зображати на розрахунковій схемі еквівалентними складовими, прикладеними в певних точках і являють проекції результуючих сил на осі інерціальної системи координат.

Стріла крана є абсолютно жорсткою конструкцією, що характеризується моментом

інерції; координатами центру мас ланки; масою  $m$ .

За узагальнені координати приймаються: кут  $\Delta\alpha_C$  відхилення осі стріли від її встановленого гідроциліндром положення – від установчого кута  $\alpha_C$  та вертикальне переміщення  $\Delta z_B$  вантажу, яке обумовлене лише пружними деформаціями розтягу вільних ділянок троса ( $\Delta z_B \leq 0$ ) або їх прослабленням ( $\Delta z_B \geq 0$ ).

Сумарна кінетична енергія механічної системи “стріла крана – вільні ділянки троса основної лебідки – вантаж”:

$$T_{\Sigma} = T_C + T_B = \frac{1}{2} \cdot J_C \cdot \omega_{C.P.}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot v_{B.P.}^2 = \frac{1}{2} \cdot J_C \cdot \left[ \frac{d}{dt}(\Delta\alpha_C) \right]^2 + \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot \left[ v_T + \frac{d}{dt}(\Delta z_B) \right]^2; \quad (1)$$

де  $J_C$  – момент інерції стріли крана відносно осі, що проходить через центр її шарнірного кріплення до БРЕМ і яка перпендикулярна до площини рисунку; приймаючи погонну масу стріли сталою величиною, її момент інерції дорівнює:

$$J_C = \frac{1}{3} \cdot m_C \cdot L_C^2.$$

Компоненти лівих частин рівняння Лагранжа другого роду мають вигляд:

$$\frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial(\Delta\alpha_C)} = 0; \quad \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial(\Delta z_B)} = 0; \quad \frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial \left[ \frac{d}{dt}(\Delta\alpha_C) \right]} \right\} = \frac{d}{dt} \left[ J_C \cdot \frac{d}{dt}(\Delta\alpha_C) \right] = J_C \cdot \frac{d^2}{dt^2}(\Delta\alpha_C);$$

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial T_{\Sigma}}{\partial \left[ \frac{d}{dt}(\Delta z_B) \right]} \right\} = \frac{d}{dt} \left\{ m_B \cdot \left[ v_T + \frac{d}{dt}(\Delta z_B) \right] \right\} = m_B \cdot \frac{d^2}{dt^2}(\Delta z_B). \quad (2)$$

На можливій зміні  $\delta(\Delta\alpha_C)$  узагальненої координати  $\Delta\alpha_C$  виконують роботу  $\delta A_{\delta(\Delta\alpha_C)}$  сили:  $P_{T.P.}$  – сила натягу вільних ділянок троса;  $P_{Ц.P.}$  – сила з боку штока силового гідроциліндра;  $G_C$  – вага стріли крана. На можливій зміні  $\delta(\Delta z_B)$  узагальненої координати  $\Delta z_B$  виконують роботу  $\delta A_{\delta(\Delta z_B)}$  сили:  $P_{T.P.}$  – сила натягу вільних ділянок троса;  $G_B$  – вага вантажу. Узагальнені сили  $Q_{\Delta\alpha_C}, Q_{\Delta z_B}$ , які відповідають узагальненим координатам  $\Delta\alpha_C, \Delta z_B$  дорівнюють:

$$Q_{\Delta\alpha_C} = \frac{\delta A_{\delta(\Delta\alpha_C)}}{\delta(\Delta\alpha_C)} = P_{T.P.} \cdot (\sin \gamma_{T.C.P.} - \sin \gamma_{C.T.P.}) \cdot L_C + P_{Ц.P.} \cdot \sin \gamma_{C.Ц.P.} \cdot l_C - G_C \cdot \cos \alpha_{C.P.} \cdot \frac{L_C}{2}; \quad (3)$$

$$Q_{\Delta z_B} = \frac{\delta A_{\delta(\Delta z_B)}}{\delta(\Delta z_B)} = P_{T.P.} - G_B; \quad (4)$$

де  $P_{T.P.} = \begin{cases} 0 & \text{коли } \Delta z_B \geq 0; \\ c_{T.P.} \cdot \Delta z_B \leq 0; \end{cases}$ ;  $c_{T.P.} = \frac{c_{T.Поз.}}{L_{A5.A3.A6.P.}}$  – поточне значення коефіцієнта сумарної жорсткості вільних пружних ділянок троса поточної довжини;  $L_{A5.A3.A6.P.}$  – поточне значення сумарної довжини вільних ділянок троса;  $P_{Ц.P.} = F_{Ц.Пруж.} - F_{Ц.Он.Вяз.} - F_{Ц.Он.Сух.}$ ;  $F_{Ц.Пруж.}$  – сила пружних деформацій рідини гідроциліндра;  $F_{Ц.Он.Вяз.} = h_{Ц.} \cdot \frac{d}{dt}(\Delta l_{Ц.})$  – сила в’язкого тертя між поршнем та внутрішньою стінкою гідроциліндра;  $h_{Ц.}$  – коефіцієнт в’язкого тертя;  $F_{Ц.Он.Сух.} = (F_{Ц.Он.Сух.}^0 + k_{Ц.Ш.} \cdot p_{Ц.Ш.}) \cdot \text{sign} \left[ \frac{d}{dt}(\Delta l_{Ц.}) \right]$  – сила сухого тертя пружного ущільнення штоку поршня гідроциліндра;  $F_{Ц.Он.Сух.}^0$  – сила сухого тертя при відсутності тиску в штоковій порожнині гідроциліндра;  $k_{Ц.Ш.}$  – коефіцієнт пропорційності між тиском штокової порожнини та силою сухого опору в ущільненні;  $p_{Ц.Ш.}$  – тиск в ній.

Об’єднуючи ліві частини (1) ÷ (2) рівняння Лагранжа другого роду з відповідними правими частинами (3), (4), отримаємо математичну модель руху стріли крана БРЕМ.

2. Методика моделювання підсистеми гідроприводу основана на розбитті схеми гідроприводу на функціональні елементи. До цих елементів відносяться: гідронасос, гідроциліндр, гідролінії низького та високого тисків.

Математична модель підсистеми гідроприводу записується при наступних допущеннях [4, 5]:

- нерівномірність подачі робочої рідини внаслідок кінематики рідини та конструкції самого насоса не враховується;
- вплив стискання рідини у робочих порожнинах насоса не враховується.
- гідропривод складається з простих ділянок невеликої загальної довжини;
- зміни швидкості робочої рідини в трубопроводах малі;
- хвильові процеси у робочих рідинах трубопроводів не враховуються оскільки довжини трубопроводів малі;
- втрати тиску робочої рідини за довжинами трубопроводів залежать від середнього значення витрат рідини на їх кінцях;
- інерційні сили робочої рідини у трубопроводах не враховано.
- пружне ущільнення між штоком поршня та корпусом гідроциліндра не допускає втрат робочої рідини, але створює сухе тертя між ними, яке залежить від тиску у їх робочій порожнині гідроциліндру;
- між поршнем та внутрішніми стінками гідроциліндра діють сили вязкого опору, що залежать від їх відносної швидкості;
- корпус гідроциліндра є інерційним тілом, що має радіальну пружність.

3. Врахування основних чинників, що впливають на динамічну систему крана, є важливим завданням дослідження СВК. Для моделювання впливу зовнішніх сил при дослідженні динамічних систем часто використовуються прості детерміновані функції: гармонійний сигнал; імпульс; лінійна функція; ступінчаста дія; трапецієвидна функція.

Зовнішні дії можуть задаватися у вигляді масивів значень  $t$  і  $f(t)$  з інтерполяцією значень в проміжних точках; або значеннями в проекціях на осі систем координат.

Управління моделлю (розв'язком системи рівнянь) гідроприводу здійснюється генеруванням керуючих дій: параметрів регулювання гідронасоса, тисків гідроциліндрів. Формування керуючих дій задається наново на кожному кроці часу залежно від характеру розглянутих зовнішніх збурень у вигляді наведених вище функцій часу чи функцій, апроксимованих кінцевим набором точок.

4. Задання параметрів моделювання (граничних умов, кроку інтегрування, параметрів виведення результатів і т.д.) здійснюється в середовищі програмування.

5. Характер розвитку процесів залежить ще і від початкових умов. Підйом вантажу складається з послідовних процесів. Вихідними умовами наступних процесів початку операції підйому вантажу є кінцеві умови попередніх процесів. Наприклад, початковими умовами підйому БРЕМ загрузлого вантажу другого процесу є кінцеві умови першого, початковими умовами третього – кінцеві умови другого, початковими умовами четвертого – кінцеві умови третього процесу.

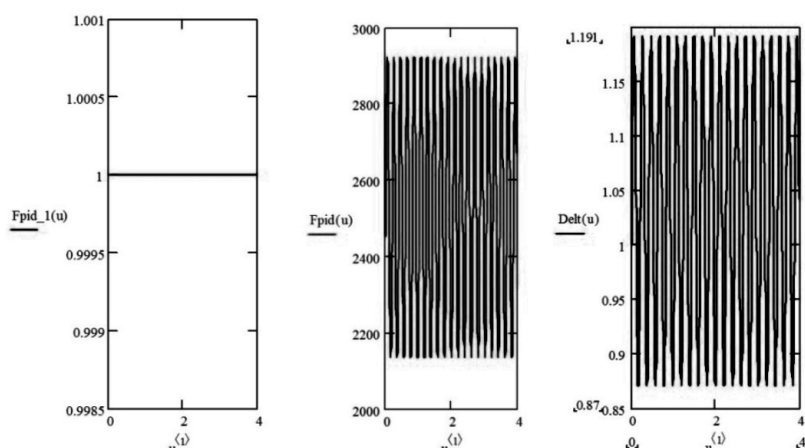
6. Проведення обчислювального експерименту. Для прикладу промодельовано початок операції підйому з підхопленням стрілою гідрокрана вантажа із жорсткої опори (рис. 1).

$$\text{Динамічне перевантаження ланок гідрокрана: } k_{\text{дин.перев}} = \frac{F_{\text{пруж.н}}}{G_6} = \frac{2920.93}{2452.5} = 1.19.$$

При підйомі вантажу можна зробити висновок, що динамічні зусилля при підйому вантажу із жорсткої опори приводить до перевантаження ланок гідрокрана на 20%.

Для дослідження і аналізу роботи підйомно-транспортного обладнання БРЕМ розроблено математичну модель, яка враховує особливості його експлуатації. Математична модель містить механічну і гідравлічну підсистеми, підсистему задання параметрів моделювання і підсистему задання чисельних значень параметрів обладнання і початкових умов. Модель дозволяє досліджувати різні експлуатаційні режими роботи обладнання. Як приклад

розглянуто режим підйому вантажу із жорсткої опори.



**Рис.1. Моменти в часі  $t = u^{(1)}$  роботи  $Fpid\_1(u) = 1$  і прослаблення  $Fpid\_1(u) = 0$  підвісу; пружні сили  $Fpid(u)H$ , які діють у ньому, та зміна коефіцієнта  $k_{дин.перев} = Delt(u)$  динамічного перевантаження ланок гідрокрана з моменту підхоплення вантажу із жорсткої опори**

**Список літератури:**

1. *Калінін О. М. Ситуаційні моделі застосування броньованих ремонтно-евакуаційних машин / О. М. Калінін, П. О. Русіло, Ю. В. Варванець, В. В. Костюк // Вісник НТУ "ХПІ", 2014. - № 29. - С. 58-63.*
2. *Щербаков В.С. Система автоматизованого моделювання стрелового грузопідъемного крана: Монографія. / В.С. Щербаков, С.А. Зырянова, М.С. Корытов. – Омск: СибАДИ, 2009. – 106 с.*
3. *Петренко Ю. Н. Исследование работы мостового крана с контроллером нечеткой логики на основе трехмерной имитационной модели / Ю. Н. Петренко, С. Э. Алави, С. В. Александровский // Известия ВУЗ и энергетических объединений СНГ - Энергетика: МНТЖ. - 2011. - №3. - С.20-25.*
4. *Ерофеев Н. И. Математическая модель режима работы крановых установок // Автомат. и телемех., 1967, № 3, С.160–166.*
5. *Черевко Ю.М. Моделювання роботи ремонтно-евакуаційної машини при евакуації застряглої техніки / Ю.М. Черевко // Збірник наукових праць Військової академії (м. Одеса). – 2015. – Вип. №2(4). С. 82–92.*

УДК 621.914

**REDUCTION OF SURFACE ROUGHNESS BY TAGUCHI DESIGN: AN APPROACH FOR MILLING PARAMETERS**

**Ribeiro<sup>1</sup> J.E., Ribeiro<sup>1,2</sup> L.F.**

1- Mechanical Technology Department, Instituto Politécnico de Bragança, Portugal

2-Centre for Renewable Energy Research – INEGI - Portugal

*Abstract: The quality performance of a machined product is measured by its geometric dimensioning and tolerancing as well as its surface roughness. The surface roughness should be as smooth as possible for the same price. This geometrical property depends on the combination of the machining parameters. The most important parameters are: feed rate, spindle speed, cutting axial and radial depths.*

However, it is very difficult to define the optimal combination that will provide the smoother surface at lower prices [1]. One of the most important features in the manufacturing industry is to predict the surface roughness and tool life for a particular combination of machining parameters in



order to choose the best combination for producing a part [2, 3]. Furthermore, it is always essential to reduce the costs for the quality required.

This work presents a study of a Taguchi design application to optimize surface quality in a CNC milling operation. A L9 orthogonal array was implemented and the ANOVA analysis were carried out to identify the significant factors affecting surface roughness as well as the determination of optimal cutting combination by seeking the best surface roughness (response) and signal-to-noise ratio.

In this study a cylindrical hardened steel (GMTC 1.2738) specimen was machined using a milling tool provided by Palbit® (reference PLUS 49095/WNHU 04T310). The experimental work was done in a Deckel Maho DMC 63V milling machine and the cutting parameters were combined agreeing to the defined Taguchi orthogonal array (table 2). The axial depth parameter was maintained fixed at 0.3 mm. The roughness was measure on three different points of specimen between each experiment using a portable surface roughness tester (Mitutoyo SJ-301).

Table 1 presents the Taguchi orthogonal array, the average of the measured roughness and the signal to noise ratio which, in this case, was chosen the “smaller is the better” [4] in order to minimize the surface roughness. This signal to noise ratio is defined by the equation 1.

$$S/N_s = -10 * \log\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2\right) \quad (1)$$

where  $n$  is the number of observations and  $y_i$  is the observed data.

The roughness, as an arithmetic average of the absolute roughness values ( $R_a$ ) of three measurements, and  $S/N$  is signal to noise ratio value are depicted in Table 1 for different cutting speed  $V_c$ , feeding rate  $f_z$  and radial cutting depth  $a_e$ . The three levels of the machining parameters selected for this study are shown in table 1.

Table 1

Cutting parameters and their levels				
Symbol	Machining parameters	Level 1	Level 2	Level 3
A	$V_c$ : Cutting speed [m/min]	150	180	200
B	$f_z$ : Feed rate [mm/tooth]	0.10	0.150	0.200
C	$a_e$ : Radial depth of cut [mm]	0.075	0.100	0.125

The cutting parameters combination of experiment 5 yields the lower roughness and signal to noise ratio value, table 2.

Table 2

Taguchi orthogonal array, S/N and average roughness values.  $V_c$  is the cutting speed,  $f_z$  is the feed rate and  $a_e$  is the radial depth of cut

Experiment	$V_c$ [m/min]	$f_z$ [mm/tooth]	$a_e$ [mm]	Roughness [ $\mu$ m]	S/N [dB]
1	1	1	1	2,44	-7,776
2	1	2	2	2,39	-7,567
3	1	3	3	2,60	-8,286
4	2	1	2	2,19	-6,834
5	2	2	3	1,94	-5,751
6	2	3	1	2,18	-6,757
7	3	1	3	2,05	-6,217
8	3	2	1	2,28	-7,168
9	3	3	2	2,03	-6,172

The mean S/N ratio for each cutting parameter at levels 1, 2 and 3 can be computed by averaging the S/N ratios for correspondent experiments. The mean S/N ratio for each level of machining parameters is shown in Figure 1, common defined as the mean S/N ratio response for  $R_a$ . To clarify the analysis a constant value of 10 was added. One gets a high S/N ratio for smaller variance of

surface roughness around the desired value. Nevertheless, the relative importance among the milling parameters for the surface roughness still required to be identified so optimal combinations of the milling parameter levels can be determine more accurately using the ANOVA analysis.

Figure 1 shows the average values of the S/N for the different parameters levels. The lowest S/N is obtained at a cutting speed of 180 m/min reducing the S/N by 40% from 150 m/min. Also, against 150 m/min, the 200 m/min of cutting speed provided lower reduction, 2%. It is also observable in figure 1 that a better machining performance is achieved for larger radial depths cuts than lower ones: showing improvements on S/N of 12% and 15% from 0,075 to 0,100 mm and of from 0,075 to 0,125 mm respectively. The feed rate S/N response, as it may be verified in figure 1, show an almost uniform and independent behavior, varying less than 4%. The combination that minimized the roughness was: cutting speed of 180 mm/min, feeding rate of 0,15 mm/t and a radial depth of cut of 0,125 mm.

The ANOVA analysis allows the determination of most influent parameter in the surface roughness. The results are depicted in table 3.

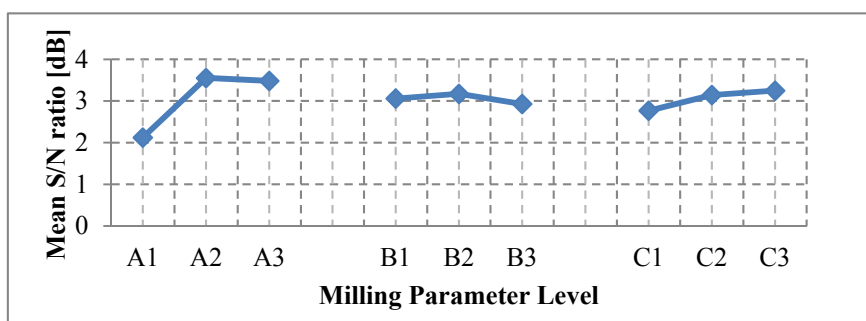


Fig. 1. Mean S/N ratio for Ra

Table 3

ANOVA analysis

Source	Sum of Squares	df	Mean Squares	F-Ratio	P-value
Main Effects					
V <sub>c</sub>	0,266867	2	0,133433	3,52	0,2212
f <sub>z</sub>	0,00686667	2	0,00343333	0,09	0,9169
a <sub>e</sub>	0,0200667	2	0,0100333	0,26	0,7907
Residual	0,0758	2	0,0379		
Total	0,3696	8			

Evaluating the ANOVA analysis, it is possible to observe that the most important factor is the cutting speed (V<sub>c</sub>) with a P-value=0,22 and the feed rate (f<sub>z</sub>) has the lower effect in the value of roughness, confirming the precious analysis made regarding the S/N evolution of these 3 parameters. However, and due to the low number of degrees of freedom, caution must be taken with the results. Nonetheless, for industrial applications this methodology provides a reasonable and quick approach for obtaining the smoother surfaces in milling processes without augmenting the economic costs.

References

- Nalbant, M., Gökçaya, H. and Sur, G. (2007). Application of Taguchi Method in the Optimization of Cutting Parameters for Surface Roughness in Turning. *Materials & Design*, 28(4): 1379-1385.
- Ghani, J.A., Choudhury, I.A. and Hassan, H.H. (2004). Application of Taguchi Method in the Optimization of End Milling Parameters. *Journal of Materials Processing Technology*, 145(1): 84-92.
- Zhang, J.Z., Chen, J.C. and Kirby, E.D. (2007). Surface Roughness Optimization in an End-Milling Operation Using the Taguchi Design Method. *Journal of Materials Processing Technology*, 184(1-3): 233-239.
- Ribeiro, J.E., Lopes, H., Queijo, L., Figueiredo, D. (2017). Optimization of Cutting Parameters to Minimize the Surface Roughness in the End Milling Process Using the Taguchi Method. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 61(1): 30-35.

УДК 621.914

## DECOMMISSIONED WIND TURBINE BLADES: A PEDAGOGICAL PROJECT ON THE USES OF THE RAW MATERIAL

**Ribeiro<sup>1,2</sup> L.F., Ribeiro<sup>1</sup> J.E., Costa<sup>1</sup> C.C., Savosh<sup>3</sup> L.**

1-Mechanical Technology Department, Instituto Politécnico de Bragança, Portugal

2-Centre for Renewable Energy Research – INEGI – Portugal

3-Lutsk National Technical University – Ukraine

***Abstract:** The incorporation of new technical challenges created by the increase of the wind power industry in the world and how they were integrated into a MSc Course of Mechanical Engineering is addressed in this article.*

A Design Thinking Process [1] approach based on student-centered pedagogy of Project-Based Learning [2] was developed for the 12 ECTS course on Product Development and Industrial Processing at the Bragança Polytechnic Institute, Portugal, held in the second semester of the 2015/2016 school year [3]. In this pedagogic experience, the students were challenged to create new and innovative proposals for the use of a new material: the shredded straw derived from wind turbine blades.

Large wind turbines are designed for a life span of 20 to 25 years. As being decommissioned after that period, the steel tower is recycled, the copper cables, generators, electric, electronic and hydraulics equipment and other different materials that are part of the whole machine are also sent to recycling centres where the raw material is recuperated and introduced back again into the economy [4].

The wind turbine blade presents a different problem because they are an inhomogeneous composite structure. The core material is made of PVC or different types of wood, reinforced with fibreglass and, in specific locations, carbon fibre embedded in resin. Gel coat protection is applied to the whole exterior surface to guarantee its smoothness. A lightning protection is inserted into the core of the blade to allow grounding atmospheric electricity discharges thus avoiding damage to the structure [4,5]. Once the wind turbine is decommissioned, the blades are one of the few parts that are not recycled and yield no economic value. The economic and environmental costs of disposing and neutralizing the negative effects of such material are not to be neglected in the near future assuming the evolution of the wind energy industry in the last 2 decades.

Since the last decade of the XX century that the wind energy, regarding multi-megawatt dimension wind farms, has constantly grown: first in Europe, followed by the US in the beginning of the XXIst century and then by China, that is currently the world leader of the installed capacity with 188,392 MW (34,9% of world's wind capacity). EU-28 follows close with 168,729 MW (31,2%) and USA with 89,077 MW (16,5%), installed by the end of 2017 [6]. The evolution of the last 2 decades is large: the installed capacity for wind energy grew more than 88 times in the last 21 years, from 6,100 to 539,291 MW, Table 1. However, not only the number of machines increased, but also their dimension. Larger machines yield larger power but require bigger blades: from the standard 21 m in 1990's, the blades dimension doubled after a decade to 42 m and just after 20 years it almost triple.

Table 1

**Estimate of wind turbine blades in the world-built accounting for the evolution of the technology and the increase on the dimension of the machines: 0,5 to 2 and then 3 MW turbines respectively for the 1990's, 2000 and 2010 decades**

Year	Installed capacity (MW)	Blades (quantity)	Dimension (m)
1996	6 100	36 600	21
2006	73 938	138 357	42

2017	539 291	640 310	58
------	---------	---------	----

The same rate of growth is pressing the industry to find solutions to deal with the decommissioned blades. The early wind farms of 1990's are reaching the end of their working life and solutions must be found to address this issue. Moreover, because it will only increase throughout this century.

There are thermal methods of disposing the blades: pyrolysis or combustion. Mechanical methods are also quite crude: the blade is smashed and crushed to reduce volume and then placed in a landfill [4]. An alternative method is being addressed that consists in shredding the blade in small fillets creating a type of straw (Fig. 1).



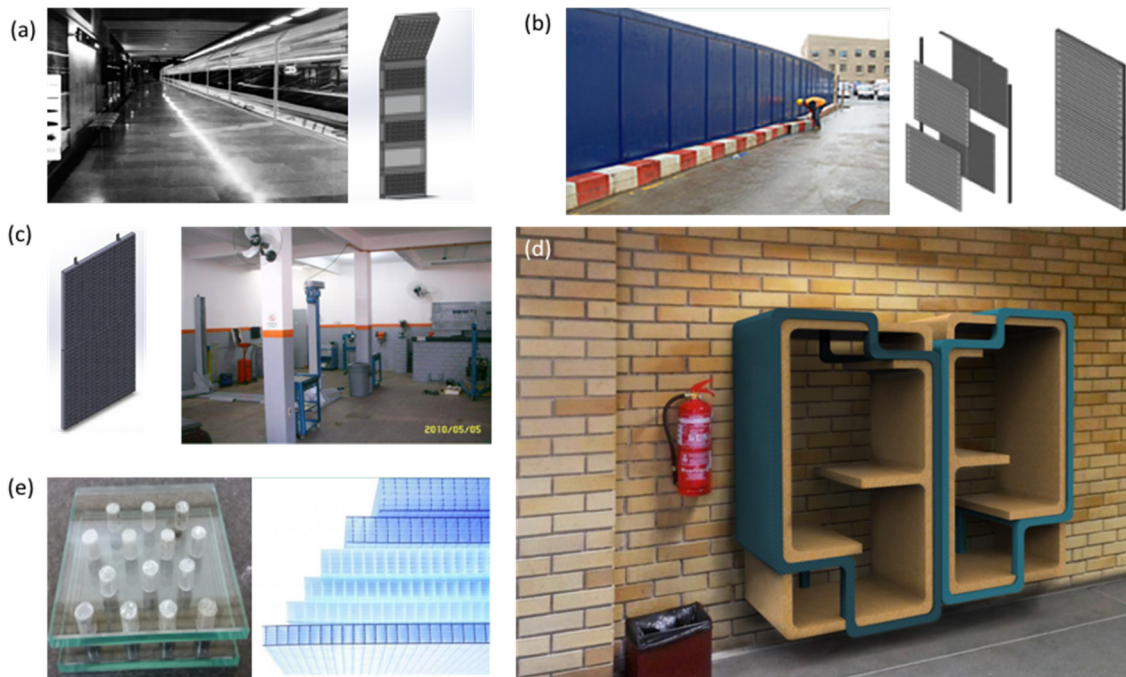
**Fig. 1. Complex and inhomogeneous material from the shredded wind turbine blade**

This straw presented good thermal, but even better, acoustic insulation properties. On the negative side, the mechanical properties were weak and due to the shredded fibre-glass, it prunes to provoke skin irritation and should not be used indoors without proper coating.

To implement the referred pedagogical experience, the students were separated into groups and the final expected results was the proposal of a product with the respective quality analysis, specifications and technical drawings, accompanied by a prototype. The course was organized in 3 phases: inspiration, ideation and implementation. For the inspiration part, in front a design challenge, each group had to answer 2 questions: how to get started and how to stay human-centred.

The ideation part was related to the opportunity for design and address the issues of how the student will interpret what they've learned, how turn their insights into tangible ideas and how to make a prototype. The final part was the implementation of the innovative solution, answering questions such as how to make the concept real, how to access if it's working and how planning for sustainability.

The results of this process where proposed products depicted in Figure 2: acoustic barriers for subway and train stations (a); shipyard acoustic barriers (b); quick installed acoustic tiles for machine-shops or garages (c); cloistered study booth for schools' corridors (d); hybrid translucent brick for civil construction purposes (e). Products (a) to (d) focused mostly in the better acoustic properties of the material being thus used as a filling to absorb the sound wave of different environments.



**Fig. 2. Proposed products that included the straw from the wind turbine blades: acoustic barriers for subway and train stations (a); shipyard acoustic barriers (b); quick installed acoustic tiles for machine-shops or garages (c); cloistered study booth for schools' corridors (d); hybrid translucent brick for civil construction purposes (e)**

The hybrid translucent brick in Figure 1 (e) was an attempt to investigate the benefits from the inclusion of the blades straw in a structural glass sandwich brick structure but the first compression values showed a disappointing threshold of 4.30 MPa, 11 times inferior against glass with 98% Si. The final evaluation of the proposed products was made with the presence of the company that provided the material and wanted to verify other alternative products than the one currently producing.

The same strategy of using a real problem was used for the elaboration of a comprehensive project related to the preparation and application of courses that relied in a Learning by Development pedagogical methodology in Ukraine by the members of the MRIA Consortium ([mria.ipb.pt](http://mria.ipb.pt)). This methodology intends to integrate knowledge from different areas in the analysis of a problem to be addressed by different specialities and contribute to the learning and teaching experience within the universities as well increasing the relationship and collaboration with local industries.

The consortium encompasses 2 EU and 5 Ukrainian Universities and the Ministry of Science and Education of Ukraine. It also involves other 28 Ukrainian entities, from factories to companies that already presented problems to be addressed in each Universities region. Although, that by the time this article is presented, the results of the funding application are not yet known, this proposal had a positive reception from the economic fabric all over Ukraine regarding sharing problems with the Universities and its inclusion in the learning process of the students.

#### References

1. *Cuerdale R.* (2013). *Design Thinking: Process and Methods Manual* - Createspace Independent Pub. – ISBN-9781493712489 – 398 pp.
2. *Kwietniewski K.*, (2017). *Literature Review of Project Based Learning*. Career & Technical Education Theses, I, n. 7.
3. *Ribeiro, L. F., Ribeiro, J.E., Costa, C. C., Duarte, A., Andrade, C., Svinth, A., Madsen, J., Thomsen, M., Smidstrup, K., Carsten, J.* (2016). *Product development and industrial processing – 11<sup>th</sup> IPB Erasmus Week – Teaching Crossroads*, Instituto Politécnico de Bragança - <http://hdl.handle.net/10198/15876>
4. *Larsen, K.* (2009), *Recycling wind turbine blades*, *Renewable Energy Focus*, 9, (7): 70-73, [doi.org/10.1016/S1755-0084\(09\)70045-6](https://doi.org/10.1016/S1755-0084(09)70045-6).
5. *Beauson J., Madsen B., Toncelli C., Brøndsted P., Bech J. I.* (2016), *Recycling of shredded composites from wind turbine blades in new thermoset polymer composites*, *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 90: 390-399 - [doi.org/10.1016/j.compositesa.2016.07.009](https://doi.org/10.1016/j.compositesa.2016.07.009).
6. <http://gwec.net/global-figures/wind-energy-global-status/> (accessed in 18 May 2018).

УДК 621.77:669.2

## ПРОГРЕСИВНА ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ЛОПАТОК КОМПРЕСОРУ ГТД З ВИКОРИСТАННЯМ ІНТЕНСИВНОЇ ПЛАСТИЧНОЇ ДЕФОРМАЦІЇ ТА УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ЇЇ РЕАЛІЗАЦІЇ

Павленко<sup>1</sup> Д.В., Тарасов<sup>2</sup> О.Ф., Лоскутов<sup>1</sup> С.В., Щетініна<sup>1</sup> М.О., Коцюба<sup>3</sup> В.Ю.

1 – Запорізький національний технічний університет, м.Запоріжжя, Україна

2 – Донбаська державна машинобудівна академія, м.Краматорськ, Україна

3 – АТ «МОТОР СІЧ», м.Запоріжжя, Україна

***Анотація:** Дослідження спрямоване на розробку ресурсозберігаючих технологій виготовлення лопаток компресору для газотурбінних двигунів безпілотних літальних апаратів вітчизняного виробництва (крилатих ракет) з підвищеним рівнем механічних властивостей та низькою собівартістю. Це досягається за допомогою застосування методів інтенсивної пластичної деформації (ІПД) вихідних заготовок та прогресивних методів обробки аеродинамічних поверхонь лопаток. Встановлено, що застосування інтенсивної пластичної деформації (методом гвинтової екструзії) з подальшою термічною обробкою заготовок лопаток дозволяє забезпечити регламентовану структуру та підвищити комплекс експлуатаційних характеристик лопаток компресору. Розроблено технічне завдання на проектування спеціальної дослідно-промислової установки для ІПД методом гвинтової екструзії.*

***Ключові слова:** Лопатка компресору, гвинтова екструзія, залізнікелеві сплави, субмікросталічна структура, деформація*

На підставі огляду, аналізу та систематизації сучасної інформації щодо впливу методів ІПД конструкційних матеріалів для авіадвигунобудування та прогресивних технологій виготовлення лопаток компресору газотурбінних двигунів з титанових та залізнікелевих сплавів типу ЕП 718-ІД, Inconel 718 на структуру та фізичні і механічні властивості встановлено, що найбільш раціональною є технологія виготовлення лопаток компресору, в якій використовується ІПД вихідного напівфабриката та його наступна обробка для отримання готового виробу. Встановлено, що раціональним методом ІПД є гвинтова екструзія.

Дослідження структури зразків з залізнікелевих сплавів дозволили розробити технологічні рекомендації з формування в них субмікросталічної структури.

Показано, що ІПД вихідних напівфабрикатів зі сплавів типу ЕП 718-ІД є ключовою операцією у розробленому способі виготовлення заготовок лопаток компресора, при якому вихідну призматичну заготовку піддають ІПД методом гвинтової екструзії при температурі технологічного оснащення і заготовки у діапазоні 300 ... 400<sup>0</sup>С. Після кожного циклу деформування заготовки піддають термічній обробці шляхом нагрівання до температури 940 ... 995<sup>0</sup>С з наступним охолодженням у воді. Після цього заготовки із субмікросталічною структурою піддають операціям періодичної прокатки, вирубці, штампуванню і калібруванню при температурах, на 30% менших за температури, які застосовують при обробці тиском заготовок з залізнікелевих сплавів.

Для реалізації методу було проведено аналіз умов гвинтової екструзії, який дозволив встановити, що існує два альтернативних варіанта її реалізації. Перший з них передбачає деформування в діапазоні температур 940...995 °С. Другий варіант, найбільш перспективний з точки зору практичної реалізації в умовах серійного виробництва малорозмірних лопаток компресора ГТД, передбачає деформування в діапазоні температур 300...400 °С. Встановлені раціональні методи та режими ІПД залізнікелевих сплавів типу ЕП718-ІД, Inconel 718 дозволять забезпечити покращення структури та підвищення фізичних та механічних властивостей, а також технологічної плинності заготовок і, як наслідок, знизити собівартість виготовлення лопаток компресору та підвищити їх якість.

Застосування пропонованого способу дозволяє забезпечити збільшення граничного ступеня деформації заготовок на кожному переході операцій прокатки і штампування в 2...2,5 рази, що поряд зі зниженням температури деформації дозволяє значно знизити витрати енергетичних ресурсів, а значить і собівартість виготовлення лопаток компресора ГТД при забезпеченні високого рівня їх якості.

Для зниження собівартості отримання напівфабрикатів заготовок лопаток ГТД, враховуючи відносно високу собівартість обробки гвинтовою екструзією, запропонована технологія, яка передбачає застосування гвинтової екструзії на перших етапах технологічного процесу у той час, як наступна деформація виконується методами реверсивного зрушення та АВС-куванням (рис. 1). Така схема побудови технологічного процесу є особливо актуальною при виробництві напівфабрикатів зі спечених заготовок, наприклад, титанових сплавів, так як гвинтова екструзія забезпечує високий рівень гідростатичного тиску та виключає їх руйнування.

З врахуванням особливостей пластичної деформації залізонікелевих сплавів типу ЕП718-ІД та титанових сплавів розроблено технічне завдання на проектування спеціальної дослідно-промислової установки для ПД методом гвинтової екструзії, яка є основним устаткуванням для реалізації запропонованої технології. Підвищення її надійності та ефективності роботи у порівнянні з аналогічними існуючими установками забезпечується за рахунок того, що бандаж приймального контейнера закріплений на верхній проміжній плиті, а приймальний контейнер закріплений на нижній проміжній плиті, тяги закріплені на колонках, які встановлені на верхній базовій плиті і контактують з втулками, розміщеними на верхній проміжній плиті і забезпечують співвісність верхнього пуансона і матриці, клиновий пристрій виконано у вигляді двох симетрично розташованих щодо вісі штампа клинів, встановлених між нижньою проміжною плитою і нерухомою основою штампа.

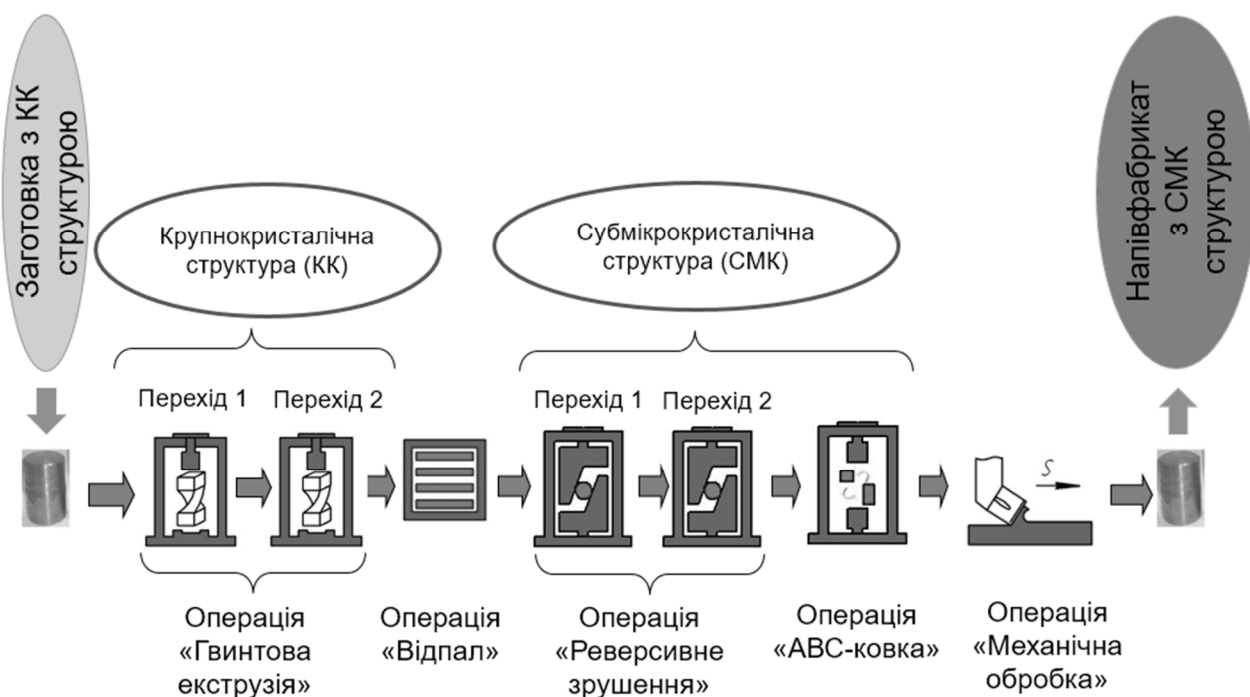


Рис. 1. Схема технологічного процесу отримання напівфабрикатів лопаток компресору

Нерухоме закріплення бандажу приймального контейнера на верхній проміжній плиті збільшує площу опори матриці на верхню проміжню плиту і забезпечує передачу технологічного зусилля пресування від матриці на основу, а також підвищує точність позиціонування приймального контейнера щодо матриці. Закріплення приймального

контейнера на нижній проміжній плиті дозволяє вводити та виводити його з бандажа, розташованого на верхній проміжній плиті, зусиллям преса (за рахунок зв'язку з тягами та наявності фіксаторів), притиснути його до нижнього торця матриці і зафіксувати нижню проміжну плиту та приймальний контейнер у верхньому положенні, і в такий спосіб забезпечити надійний контакт приймального контейнера з матрицею.

Закріплення тяг на колонках, які встановлені на верхній базовій плиті і контактують з втулками, розміщеними на верхній проміжній плиті, спрощує конструкцію за рахунок того, що тяги практично суміщені з колонками. Наявність колонок і втулок забезпечує співвісність верхнього пуансона і матриці. Виконання клинового пристрою вказаної конструкції дозволяє забезпечити фіксацію нижньої проміжної плити та бандажа у верхньому положенні і передати зусилля притиску приймального контейнера до нижнього торця матриці на основу штампа. При цьому клини сприймають тільки сили тертя заготовки об стінки приймального контейнера.

Таким чином встановлено, що використання в технологічному процесі виготовлення лопаток методів ПД на заготівельному етапі за допомогою розробленої конструкції дослідно-промислової установки та спеціального технологічного оснащення дозволяє скоротити технологічний ланцюг виготовлення, підвищити їх фізичні і механічні властивості та, як наслідок, суттєво знизити собівартість виготовлення лопаток компресору газотурбінних двигунів літальних апаратів.



УДК 621.873

## СТІЙКІСТЬ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ МОСТОВИХ КРАНІВ

Неженцев О.Б.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

**Анотація:** Викладено методику і проведено дослідження стійкості математичних моделей, які описують рух вантажопідіймальних кранів. Розглянуто тримасова і чотиримасова динамічні моделі мостових кранів, що описуються нелінійними диференціальними рівняннями і застосовуються для аналізу і синтезу перехідних процесів в режимах пусків і гальмувань. Дослідження стійкості зазначених математичних моделей, що інтегруються чисельним методом Рунге-Кутти, здійснювалося за допомогою критерію Гурвіца. Наведено результати перевірки стійкості три- та чотиримасових моделей, що описують рух мостового крана вантажопідіймністю 20 т.

**Ключові слова:** мостовий кран, математична модель, чисельний метод інтегрування, стійкість, критерій Гурвіца

При дослідженні перехідних процесів вантажопідіймальних кранів, як правило, використовують багатомасові динамічні моделі [1-3 та ін.], що описуються нелінійними диференціальними рівняннями, які інтегрують чисельними методами.

Досвід дослідження перехідних процесів кранів показує, що при деяких значеннях коефіцієнтів диференціальних рівнянь мають місце нестійкі результати чисельного інтегрування (наприклад, безперервно зростаючі коливання навантажень, швидкостей і т.д. з амплітудами, які в багато разів перевищують реальні величини). На рис. 1 показано приклад нестійкого процесу розгону мостового крана вантажопідіймністю 20 т, представленого чотиримасовою моделлю.

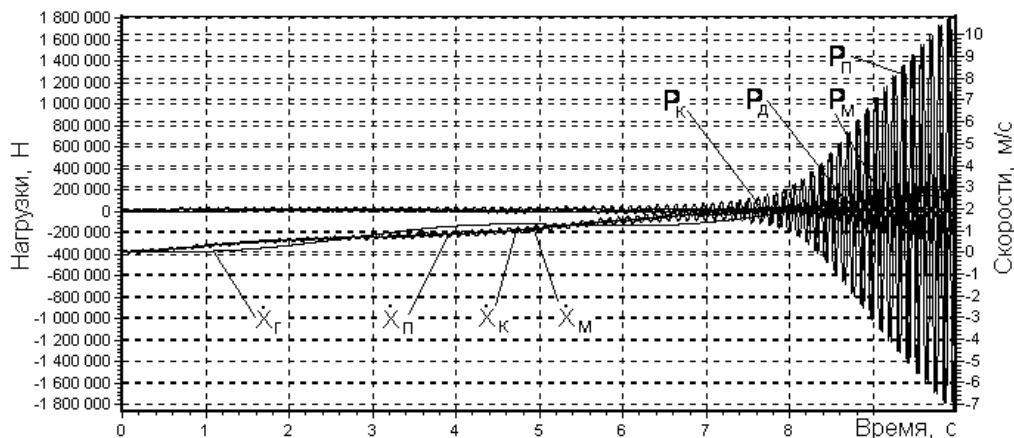


Рис. 1. Нестійкий процес розгону чотиримасової моделі мостового крана в/п 20т

Оскільки використання нестійких рішень, може привести до помилкових висновків, то необхідна перевірка багатомасових моделей кранів на стійкість. Разом з тим, аналіз літератури показує, що в численних дослідженнях динаміки вантажопідіймальних кранів часто застосовуються багатомасові моделі без попередньої перевірки на стійкість [4, 5 та ін.].

Мета роботи: дослідити стійкість три- та чотиримасової моделей, що описують рух мостових кранів:

- для тримасової моделі мостового крана

$$\begin{aligned} m_K \ddot{x}_K + C_D(\dot{x}_K - \dot{x}_M) + C_M(x_K - x_M) + P_w \text{sign}(\dot{x}_K) &= P_D; \\ m_M \ddot{x}_M + C_K(x_M - x_G) - C_D(\dot{x}_K - \dot{x}_M) - C_M(x_K - x_M) &= 0; \\ m_G \ddot{x}_G + C_K(x_M - x_G) &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

- для чотиримасової моделі мостового крана

$$\begin{aligned} m_{\Pi} \ddot{x}_{\Pi} + C_{D1}(\dot{x}_{\Pi} - \dot{x}_K) + C_{\Pi}(x_{\Pi} - x_K) &= P_d; \\ m_K \ddot{x}_K + C_D(\dot{x}_K - \dot{x}_M) + C_M(x_K - x_M) - C_{D1}(\dot{x}_{\Pi} - \dot{x}_K) - C_{\Pi}(x_{\Pi} - x_K) + P_w \operatorname{sign}(\dot{x}_K) &= 0; \quad (2) \\ m_M \ddot{x}_M + C_K(x_M - x_{\Gamma}) - C_D(\dot{x}_K - \dot{x}_M) - C_M(x_K - x_M) &= 0; \\ m_{\Gamma} \ddot{x}_{\Gamma} + C_K(x_M - x_{\Gamma}) &= 0, \end{aligned}$$

де всі позначення загальноприйняті та наведені в роботах [2, 6, 7].

Після лінеаризації зведеної до ходових коліс сили приводу  $P_d$  і перепозначенні змінних ( $x_K = x_1$ ,  $x_M = x_2$ ,  $x_{\Gamma} = x_3$ ,  $\dot{x}_K = \dot{x}_1 = x_4$ ,  $\dot{x}_M = \dot{x}_2 = x_5$ ,  $\dot{x}_{\Gamma} = \dot{x}_3 = x_6$ ) відповідна системі диференціальних рівнянь (1) однорідна система буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= 0x_1 + 0x_2 + 0x_3 + x_4 + 0x_5 + 0x_6; \\ \dot{x}_2 &= 0x_1 + 0x_2 + 0x_3 + 0x_4 + x_5 + 0x_6; \\ \dot{x}_3 &= 0x_1 + 0x_2 + 0x_3 + 0x_4 + 0x_5 + x_6; \\ \dot{x}_4 &= -\frac{C_M}{m_K}x_1 + \frac{C_M}{m_K}x_2 + 0x_3 - \frac{C_D+E_j}{m_K}x_4 + \frac{C_D}{m_K}x_5 + 0x_6; \\ \dot{x}_5 &= \frac{C_M}{m_M}x_1 - \left(\frac{C_M}{m_M} + \frac{C_K}{m_M}\right)x_2 + \frac{C_K}{m_M}x_3 + \frac{C_D}{m_M}x_4 - \frac{C_D}{m_M}x_5 + 0x_6; \\ \dot{x}_6 &= 0x_1 + \frac{C_K}{m_{\Gamma}}x_2 - \frac{C_K}{m_{\Gamma}}x_3 + 0x_4 + 0x_5 + 0x_6. \end{aligned} \quad (3)$$

Характеристичне рівняння для тримасової моделі:

$$\begin{aligned} \lambda^6 + \left(\frac{C_D}{m_M} + \frac{C_D+E_j}{m_K}\right)\lambda^5 + \left(\frac{C_M}{m_K} + \frac{C_M+C_K}{m_M} + \frac{C_K}{m_{\Gamma}} + \frac{C_DE_j}{m_M m_K}\right)\lambda^4 + \left(\frac{C_K C_D + (C_M+C_K)E_j}{m_M m_K} + \frac{C_K C_D}{m_{\Gamma} m_M} + \frac{C_K(C_D+E_j)}{m_{\Gamma} m_K}\right)\lambda^3 + \\ + \left(\frac{C_M C_K}{m_M m_K} + \frac{C_K C_M}{m_{\Gamma} m_K} + \frac{C_K C_M}{m_M m_{\Gamma}} + \frac{C_K C_DE_j}{m_{\Gamma} m_M m_K}\right)\lambda^2 + \frac{C_K C_M E_j}{m_{\Gamma} m_M m_K}\lambda + 0\lambda^0 = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Матриця Гурвіца для тримасової моделі має вигляд:

$$\Gamma = \begin{pmatrix} a_1 & a_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 & a_0 & 0 & 0 \\ a_5 & a_4 & a_3 & a_2 & a_1 & a_0 \\ 0 & a_6 & a_5 & a_4 & a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & a_6 & a_5 & a_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_6 \end{pmatrix} \Rightarrow \Gamma = \begin{pmatrix} a_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 & 1 & 0 & 0 \\ a_5 & a_4 & a_3 & a_2 & a_1 & 1 \\ 0 & 0 & a_5 & a_4 & a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_5 & a_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (5)$$

где  $a_0 = 1$ ;  $a_1 = \frac{C_D}{m_M} + \frac{C_D+E_j}{m_K}$ ;  $a_2 = \frac{C_M}{m_K} + \frac{C_K+C_M}{m_M} + \frac{C_K}{m_{\Gamma}} + \frac{C_DE_j}{m_K m_M}$ ;  $a_3 = \frac{C_K C_M E_j}{m_K m_M m_{\Gamma}}$ ;  $a_6 = 0$ ;

$$a_3 = \frac{C_K C_D + (C_K+C_M)E_j}{m_K m_M} + \frac{C_K C_D}{m_M m_{\Gamma}} + \frac{C_K(C_D+E_j)}{m_K m_{\Gamma}}; \quad a_4 = \frac{C_K C_M}{m_K m_M} + \frac{C_K C_M}{m_K m_{\Gamma}} + \frac{C_K C_M}{m_M m_{\Gamma}} + \frac{C_K C_DE_j}{m_K m_M m_{\Gamma}}.$$

Визначники Гурвіца для тримасової моделі:

$$\Delta_1 = a_1; \quad \Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & 1 \\ a_3 & a_2 \end{vmatrix} = a_1 a_2 - a_3; \quad \Delta_3 = \begin{vmatrix} a_1 & 1 & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 \\ a_4 & a_4 & a_3 \end{vmatrix} = -(a_3^2 - a_1 a_2 a_3 - a_1 a_5 + a_1^2 a_4);$$

$$\Delta_4 = \begin{vmatrix} a_1 & 1 & 0 & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 & 1 \\ a_5 & a_4 & a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & a_5 & a_4 \end{vmatrix} = a_2 a_3 a_5 - a_1 a_2^2 a_5 - a_5^2 + a_1 a_4 a_5 - a_3^2 a_4 + a_1 a_2 a_3 a_4 + a_1 a_4 a_5 - a_1^2 a_4^2;$$

$$\Delta_5 = \begin{vmatrix} a_1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 & 1 & 0 \\ a_5 & a_4 & a_3 & a_2 & a_1 \\ 0 & 0 & a_5 & a_4 & a_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_5 \end{vmatrix} = a_2 a_3 a_5^2 - a_1 a_2^2 a_5^2 - a_5^3 + a_1 a_4 a_5^2 - a_3^2 a_4 a_5 + a_1 a_2 a_3 a_4 a_5 + a_1 a_4 a_5^2 - a_1^2 a_4^2 a_5;$$

$$\Delta_6 = \begin{vmatrix} a_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_3 & a_2 & a_1 & 1 & 0 & 0 \\ a_5 & a_4 & a_3 & a_2 & a_1 & 0 \\ 0 & 0 & a_5 & a_4 & a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_5 & a_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0.$$

Оскільки коефіцієнти системи рівнянь (1) - позитивні величини, то і визначники Гурвіца  $\Delta_1 \dots \Delta_5$  також більше нуля. Але визначник  $\Delta_6$  дорівнює нулю, що говорить про знаходження системи (1) на кордоні стійкості і вона не є асимптотично стійкою, а відноситься до нейтрально стійкої.

Також виконано аналіз стійкості чотиримасової моделі мостового крана, для якої було одержано аналогічні результати.

**Висновки:**

- використання багатомасових моделей кранів без попередньої перевірки на стійкість може привести до помилкових результатів досліджень. Наприклад, розглянуті тримасова і чотиримасова моделі, не є асимптотично стійкими, а можуть бути нейтрально стійкими, тобто вони можуть застосовуватися для дослідження перехідних процесів мостових кранів тільки після перевірки на стійкість з певними для кожного крана коефіцієнтами диференціальних рівнянь;

- збільшення числа мас в моделі крана зменшує запас її стійкості, тому моделі, що мають більше п'яти мас, як правило, нестійкі при деяких значеннях коефіцієнтів рівнянь. При збільшенні числа мас в моделі зростає ступінь характеристичного рівняння (для чотиримасової моделі - 8-а, для п'ятимасової - 10-а) і - трудомісткість дослідження моделі на стійкість;

- врахування в багатомасових моделях механічних характеристик електроприводу крана на робочих ділянках збільшує запас стійкості моделі, оскільки двигун в цьому випадку є демпфером коливань, а на неробочих ділянках характеристик (наприклад, на початку розгону по природній характеристиці) - зменшує запас стійкості.

#### Список літератури:

1. Ловейкін В.С. Динаміка машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич – К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2013. – 227 с.
2. Лобов Н.А. Динаміка грузопідъемних кранов / Н.А. Лобов. - М.: Машиностроение, 1987. - 160 с.
3. Григоров О.В. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин / О.В. Григоров, В.С. Ловейкін. – К.: ІЗМН, 1997. – 264 с.
4. Шевченко А.Ф. Динамічні моделі грузопідъемних кранов с навесним вібраційним технологічним обладнанням / А.Ф. Шевченко, Н.П. Колесник // Підйомно-транспортна техніка, №1-2. - Дніпропетровськ, 2002. - с. 93-100.
5. Нестеров А.П. О влиянии неуравновешенности барабана на динамические нагрузки в канатном подъемнике / А.П. Нестеров, Л.М. Козарь // Вісник Східноукр. держ. ун-ту, №6(28). – Луганськ: Вид-во СУДУ, 2000. - с. 41-44.
6. Неженцев О.Б. Зниження динамічних навантажень при гальмуванні мостового крана шляхом оптимізації механічної характеристики електроприводу / О.Б. Неженцев // Вісник НТУУ «Київський політехнічний інститут». Серія Машинобудування. – Київ, 2015, Вип. №3(75). – С. 151 – 158.
7. Неженцев А.Б. Исследование энергопотребления при динамическом торможении мостового крана / А.Б. Неженцев, М.С. Харитонов, С.М. Аветисян // Вісник Східноукраїнського національного університету, №11(45). – Луганськ: Вид-во СХУ, 2001.- С. 96-102.

УДК 621.7

## АДИТИВНЕ ВИРОБНИЦТВО. СУЧАСНИЙ СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ

Пасічник<sup>1</sup> В.А., Yentin<sup>2</sup> О., Кудін<sup>3</sup> С.М.,

1 – КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна, 2 – GE Additive Company, München, Germany; 3 – Ulysses Printing 3D, м. Київ, Україна

**Анотація:** Розглянуті тенденції перетворення технологій швидкого прототипування у адитивне виробництво (АВ). Показане місце адитивних технологій (АТ) в системі сучасних процесів машинобудування. Дано тлумачення визначення АТ та класифікація основних типів. Розглянуті питання якості матеріалів, які доступні наразі на ринку матеріалів для АТ та особливості забезпечення їх фізико-механічних властивостей на різних етапах виробничого процесу. Обговорені питання складності форм деталей, що виготовляються з використанням АТ. Наголошено на важливості обґрунтованого формозмінення на базі методів топологічної оптимізації та із застосування ґратчастих структур. Сформульовано “парадокс адитивних технологій” з точки зору впливу складності форми на вартість продукції. Підкреслено важливість орієнтації на нові методи проектування виробів, які б враховували можливості АТ. Визначено напрямки забезпечення ефективності застосування АТ та підкреслена незворотність їх широкого впровадження у всі сфери життя.

**Ключові слова:** адитивне виробництво, адитивні технології, адитивні машини, 3D друк, 3D принтер

За відносно короткий відрізок часу відбулась поява поняття і технологій **швидкого прототипування** (англ. *Rapid Prototyping*) та їх еволюція у **адитивне виробництво** (англ. *Additive Manufacturing*), тобто у той стан, коли застосування таких технологій стає економічно вигідним і вони займають свою нішу серед конвенціональних (традиційних) технологій високотехнологічного машинобудівного виробництва [1]. Тому будемо розуміти адитивні процеси не як альтернативу, а як доповнення конвенціональних процесів, сукупність яких може і повинна застосовуватись для досягнення мети сучасного виробництва – забезпечення випуску потрібної на ринку продукції у потрібній кількості, потрібної якості з найменшими витратами.

Основні процесів машинобудівного виробництва з точки зору впливу на форму виробу можна розділи на види:

**Формні**, – такі що впливають на форму деталі. До них відносяться первинні процеси отримання заготовок, вторинні процеси отримання заготовок або деталей, процеси оброблення тощо;

**Нонформні**, – такі, що не впливають на форму деталі, До них відносяться процеси зміни властивостей матеріалів, формування властивостей поверхневих шарів, процеси з'єднання тощо.

Аналізуючи варіанти зміни форми у формних процесах, їх можна розділити на класи:

**Дистрибутивні процеси**, результатом яких є зміна початкової форми (безформної або попередньо створеної) у нову форму заготовки або готової деталі шляхом **перерозподілу (дистрибуції) матеріалу**. До такого класу відносяться процеси типів первинні процеси отримання заготовок, вторинні процеси отримання заготовок або деталей.

**Субтрактивні процеси**, результатом яких є зміна початкової форми заготовки у нову шляхом **видалення (субтракції) частини матеріалу** з окремих поверхонь деталі. До такого класу відносяться процеси оброблення матеріалів.

Досить довгий час у переліку основних класів виробничих процесів були відсутні **адитивні процеси**, результатом яких є зміна початкової форми (від її відсутності до попередньо сформованої) шляхом **додавання матеріалу**. Саме такі сучасні технології називають адитивними технологіями, а виробництво, яке в своїй основі називають адитивним виробництвом.

Міжнародний стандарт ASTM F2792.1549323-1 визначає адитивні технології так: “*Additive Technology — process of joining materials to make objects from 3D model data, usually*

*layer upon layer, as opposed to subtractive manufacturing technologies*”, що в перекладі буде “Адитивні технології — це процес з’єднання матеріалів для створення об’єктів заданими тривимірних цифрових моделей, зазвичай шар над шаром, на відміну від субтрактивних технологічних процесів”. Зазначимо, що не можна повністю погодитись з тим, що адитивні технології протиставляються субтрактивним. Мова йде про те, що **адитивні технології органічно доповнюють и розширюють спектр виробничих технологій.**

Цей стандарт виділяє 7 основних типів адитивних технологій, а саме:

1. **Material Extrusion** – витискування матеріалу;
2. **Material Jetting** – розбризкування основного матеріалу;
3. **Binder Jetting** – розбризкування зв’язуючого матеріалу;
4. **Sheet Lamination** – з’єднання листових матеріалів;
5. **Vat Photopolymerization** – фотополімеризація у ванні;
6. **Powder Bed Fusion** – розплавлення матеріалу в наперед сформованому шарі;
7. **Directed Energy Deposition** – безпосереднє підведення енергії у місце побудови.

Суть таких технологій достатньо детально розглянута у сучасних підручниках та монографіях, наприклад у [2]. Зазначимо, що при виборі та впровадженні у виробництво будь-якого з перелічених процесів завжди постає перелік таких обов’язкових питань.

1. Доступний матеріал та його фізико-механічні властивості;
2. Що можна зробити (змінити, удосконалити) з формою деталі;
3. Яка ефективність процесу.

Зупинимось на деяких аспектах цих питань.

Практично всі типи адитивних технологій дають на вибір великий спектр матеріалів, які суттєво різняться як за фізико-механічними властивостями, так і за ціною. Якщо говорити про технології, які дозволяють створювати вироби з металів, то, наприклад, компанія *GE Additive Company*, один з лідерів у постачанні на світовий ринок обладнання та адитивних технологій роботи з металом пропонує порошки на основі, неіржавіючої сталі, жароміцної сталі, інструментальні сталі, кобальт-хромові сплави, сплави на основі нікелю, сплави титану, сплави алюмінію тощо [3]. Аналізуючи фізико-механічні властивості матеріалів слід розуміти, що вони є результатом цілого комплексу технологічних засобів як підготовки матеріалу до адитивного процесу, умов його перебігу й постоброблення. І навіть за таких умов слід розуміти, що виріб, отриманий за допомогою адитивних технологій має анізотропію фізико-механічних властивостей, аналогічно до того, як це відбувається з матеріалами при обробленні тиском. Провідні компанії, надаючи таблиці із характеристиками матеріалів дають їх стосовно обладнання, на якому вони вирощуватимуться й подаються у різних напрямках (в площині побудови, перпендикулярно або ж під кутом до площини побудови) окремими цифрами [4]. По деяких показниках різниця може бути в межах розбігу, а по деяких може сягати значень, які потребують урахування на етапі проектування виробу з урахуванням того, як він буде зорієнтований при вирощуванні. Найкращі на даний час технологічні рішення для роботи з металом, наприклад технологія селективного лазерного плавлення (англ. *SLM — Selective Lases Melting*) від компанії *GE Additive Company* гарантують високу щільність структури, відсутність пористості, зниження внутрішніх напружень за рахунок стохастичного опромінення, тобто інтегральні фізико-механічні властивості матеріалів, отриманих адитивним способом є не нижчими за такі, які гарантують процеси лиття. Проте слід розуміти й те, що відсутність сертифікату відповідності на процес для випадків деталей наукоємного машинобудування унеможливорює просту заміну заготовки, яка отримувалась методами обробки тиском або ж литтям на високоточну заготовку, отриману адитивним процесом.

Тепер стосовно форми. Стосовно конвенціональних технологій діє правило, чим складнішою є деталь за формою, тим дорожчою вона є у виготовленні. Це пояснюється як ускладненням самого процесу, ускладненням його оптимізації і керування, здорожчанням оснастки. Саме цим пояснюється намагання розділити деталі на простіші, а відтак, і більш

технологічні у виготовленні. При використанні адитивних технологій це правило не діє. Складність форми мало впливає на вартість виготовленої деталі. Більше того, якщо піти вірним шляхом свідомого ускладнення форми, застосовуючи при цьому методи топологічної оптимізації або ж вибудовуючи гратчасту структуру матеріалу [5], ми навпаки отримуємо зменшення вартості. Один з прикладів такого підходу і його результати наведені у роботі [6]. Тому можна сформулювати *“парадокс адитивних технологій”* - **чим складнішою є форма деталі, тим швидше її виготовлення буде ефективним**. Взагалі питання “правильного проектування” виробів з урахуванням застосування для його виготовлення адитивних технологій потребує всебічного аналізу й широкого розгляду. Не слід очікувати ефективних рішень, намагаючись “надрукувати” деталі, які були спроектовані під верстати з ЧПК. В цьому контексті доцільно розглядати окремі питання “проектування, орієнтованого на адитивне виробництво” (англ. *DFAM - Design For Additive Manufacturing* [7]), яке є логічним розвитком “проектування, орієнтованого на складання” (англ. *DFA - Design For Assembly* [8]). При цьому можна застосовувати моделі і методи аналізу пристосованості виробу для складання [9], аналізуючи варіанти складання для різних конструкційних матеріалів [10]. Один з базових принципів методології DFA полягає у намаганні об'єднати кілька деталей в одну, після чого оцінити економічні витрати по різних варіантах на весь технологічний процес виготовлення й складання. Те саме слід робити і у випадку практичного застосування адитивних технологій. І це лише перший, найпростіший шлях. Значно більший ефект дасть застосування вже згадуваних підходів, що передбачають топологічну оптимізацію конструкції або ж застосування гранчистої мікроструктури побудови. Ще одним важливим питанням є точність і деталізація форм. На даний час для виробів машинобудування адитивні технології не забезпечують досягнення точності, яка потрібна для відповідних з'єднань деталей, проте якщо згадати про можливість об'єднання кількох деталей в одну, то частина посадочних поверхонь, за винятком рухомих з'єднань, стає не потрібною. Найкраща досяжна точність сьогодні варіюється в межах 15-50 мкм [11], при великих обсягах камер для побудови моделей 800x400x500 мм і більше [12]. Широкі можливості дають адитивні технології з точки зору ускладнення форми внутрішніх каналів. Часто такі канали або дуже складно, або взагалі неможливо виготовити із застосуванням конвенціональних технологій. Таким чином адитивні технології в сукупності з методами цілеспрямованого ускладнення форми — це потужний інструмент в руках конструктора, який відкриває нові можливості, недосяжні раніше.

Стосовно ефективності застосування адитивних технологій, то неодноразово доводилось чути, що обладнання дуже дороге, матеріали дорогі, виготовлені деталі дуже дорогі. Хочеться зазначити, що все таке подібне вже не раз доводилось чути при появі нових технологій. Практичний досвід багатьох компаній світу свідчить [13], що вже сьогодні рішення, отримані на базі адитивних технологій є ефективними. Правильний підхід до урахування всіх складових витрат, правильний підбір технології і обладнання, застосування методології DFAM — ось запорука ефективності сучасного виробництва. Питання не є простим, адже тільки вибір адитивної технології та адитивної машини потребує урахування численних факторів, серед яких: вартість покупки комплексу; продуктивність машини; якість поверхні деталі; степінь деталізації (здатність відтворювати дрібні фрагменти); точність побудови; трудомісткість пост-оброблення; стабільність модельного матеріалу; термін служби машини до заміни основних вузлів; вартість модельних (основних й допоміжних) матеріалів; надійність й строки постачання витратних матеріалів та запасних частин; розвиненість технічної підтримки в регіоні; вартість поточного обслуговування машини; вартість сервісного контракту у постгарантійний період; надійність й довговічність машини; ресурс основних вузлів до заміни або капітального ремонту; необхідна кваліфікація персоналу, а відтак і його вартість; вимоги і витрати на облаштування й підтримку інженерної інфраструктури тощо.

Відмітимо, що суттєва економія може бути отримана шляхом суттєвого зменшення частки операцій механічного оброблення. Зменшення ваги позитивно відіб'ється на

експлуатаційних властивостях виробів, для яких маса є критичною. Ускладнення оснастки для лиття підтиском шляхом додавання складних за формою внутрішніх каналів дозволить суттєво підвищити ефективність самої оснасти. Таких прикладів можна навести багато і з часом їх буде ставати все більше. Підтвердженням цього є динаміка ринку, численні дослідження і впровадження адитивних технологій у різних сферах промисловості [14].

У вже згаданому джерелі [2] вказується, що “... здатність обробляти матеріали адитивним способом суттєво змінить цілі галузі й дозволить виробляти нові вироби, які не можна буде виготовити із застосуванням конвенціональних технологій. Це буде тривалий і глибокий вплив на виробництво й розподілення продукту, й відтак, на суспільство в цілому”. З цим важко не погодитись. Від себе додамо, що на високотехнологічні галузі машинобудування вплив буде не меншим, ніж вплив технологій механічного оброблення на верстатах з ЧПК, а скоріше за все — більшим. І станеться це не через 50 років. Цей процес вже розпочався, і, скоріше за все, вже протягом найближчих 5-10 років відбудуться суттєві зміни в частині поширення й поглиблення застосування адитивних технологій у наукоємному машинобудуванні.

#### Список літератури:

1. Groover M. *Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems*, 4rd ed. John Wiley & Sons, 2010. – 1011 p.
2. Gibson I. *Additive Manufacturing Technologies. 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing*. 2nd ed. / Ian Gibson, David Rosen, Brent Stucker. Springer, 2015. 510 p. (DOI 10.1007/978-1-4939-2113-3)
3. Ресурс інтернету: режим доступу [11/05/2018] <https://www.concept-laser.de/en/technology.html>
4. Ресурс інтернету: режим доступу [11/05/2018] [https://www.concept-laser.de/fileadmin//user\\_upload/Datasheet\\_CL\\_41TI\\_ELI.pdf](https://www.concept-laser.de/fileadmin//user_upload/Datasheet_CL_41TI_ELI.pdf).
5. Yang L. *Additive Manufacturing of Metals. The Technology, Materials, Design and Production* / Li Yang etc. Springer International Publishing AG 2017. 172 p. (DOI 10.1007/978-3-319-55128-9).
6. Galjaard S. *New Opportunities to Optimize Structural Designs in Metal by Using Additive Manufacturing*. ResearchGate, September 2015, (DOI: 10.1007/978-3-319-11418-7\_6)
7. Yunlong Tang, Yaoyao Fiona Zhao, (2016) "A survey of the design methods for additive manufacturing to improve functional performance", *Rapid Prototyping Journal*, Vol. 22 Issue: 3, pp.569-590 (<https://doi.org/10.1108/RPJ-01-2015-0011>)
8. Boothroyd G. *Product Design for Manufacture and Assembly*. 3rd ed. CRC Press, 2011. 710 p.
9. Пасічник В.А. Бінарні відношення обмежень рухливості – основа математичного опису складальних виробів // Вісник НУ „Львівська Політехніка”. Серія „Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні”. Львів, Вид-во Львівської політехніки. – 2013, № 772. С. 214-220
10. Pasichnyk V.A., Khmurenko O.O. *Constructive-technological modeling of constructions using the system analysis*. *Easten-European Journal of Enterprise Technologies*. Vol 4, No 7(76) (2015) (DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.47348>).
11. Ресурс інтернету: режим доступу [11/05/2018] [https://www.concept-laser.de/fileadmin/Blaue\\_Broschueren/1708\\_X\\_LINE\\_2000R\\_EN\\_update\\_2\\_\\_lowres\\_einzel.pdf](https://www.concept-laser.de/fileadmin/Blaue_Broschueren/1708_X_LINE_2000R_EN_update_2__lowres_einzel.pdf)
12. Ресурс інтернету: режим доступу [11/05/2018] [https://www.concept-laser.de/fileadmin/Blaue\\_Broschueren/1708\\_Mlab\\_cusing\\_200R\\_EN\\_update\\_1\\_\\_Eigendruck\\_X3.pdf](https://www.concept-laser.de/fileadmin/Blaue_Broschueren/1708_Mlab_cusing_200R_EN_update_1__Eigendruck_X3.pdf)
13. Badiru A. *Additive Manufacturing Handbook. Product Development for the Defense Industry*. Ed. Adedeji B. Badiru, Vhance V. Valencia, David Liu. CRC Press, 2017. 931 p.
14. André J-C. *From Additive Manufacturing to 3D/4D Printing 1*. John Wiley & Sons, Inc, 2017. 344 p.

УДК 678.5.05:004.925.8

## ПІДХОДИ ДО ПРОЕКТУВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПРИГОТУВАННЯ ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА ФОРМУВАННЯ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ВИРОБІВ З НИХ

Сівецький В.І., Колосов О.Є., Івіцький І.І.  
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

У всьому світі протягом останнього десятиріччя спостерігається високий попит на інноваційні термопластичні полімерні композиційні матеріали (далі ТПКМ) та інтелектуальні вироби (ІВ) з них, у тому числі на матеріали зі спеціальними властивостями. Адже розроблені ІВ з ТПКМ в процесі їх експлуатації можуть надійно передавати достовірну інформацію про стан виробу за рахунок точного позиціонування обмеженої кількості інтелектуальних датчиків (ІД) у заданих координатах об'єму виробів в автоматизованих технологічних процесах їх формування.

Слід зазначити, що загальний імпорт ІВ в Україну перевищує 98%. Передові розробки в даному напрямку мають такі зарубіжні фірми, як RENAУ, КВЕ, Krauss Maffei (ФРН), Cincinnati Extrusion (Австрія). Наприклад, вартість одиниці формуючого обладнання для виробництва профілів складає від €100.000, що також підкреслює необхідність створення аналогічного імпортозамінного вітчизняного обладнання та технологій формування виробів з ТПКМ складної геометрії.

Саме тому зараз у світі проводяться інтенсивні наукові дослідження групами науковців в напрямках створення технологій та устаткування для виробництва ТПКМ, зокрема, на базі експериментальних і числових методів моделювання цих процесів. Серед них – вчені зі США, Італії, Росії та Білорусії [1]. Характерною особливістю наукових праць вищезазначених дослідників є те, що в них не розкриваються особливості використовуваних технологій та реалізуючих їх пристроїв для введення ІД у ПКМ, що є, очевидно, комерційною таємницею розробників. Тому ці роботи, як правило, фінансуються військово-промисловим комплексом.

Аналіз існуючих робіт вчених свідчить про те, що незважаючи, наприклад, на різноманіття існуючих компонентів з пам'яттю форми, сучасних волоконнооптичних та п'єзоелектронних датчиків, на цей час відсутні універсальні технології та устаткування введення ІД у термопластичний полімерний матеріал та його переробки у відповідальні деталі. Тому розроблення ефективних технічних засобів створення ІВ з ТПКМ та прогнозування їх напружено-деформованого стану (НДС) є надзвичайно актуальним для вітчизняної науки і промисловості, що може поставити ці розробки в один ряд із зарубіжними аналогами.

Успішна реалізація програми вітчизняних досліджень може суттєво зменшити імпортозалежність країни від цих виробів внаслідок створення вітчизняної технологічної бази виготовлення ІВ, що дозволить за окремими показниками перевищувати зарубіжні аналоги. Це підкреслює важливість розроблення технологічних засад та обладнання для позиціонованого введення, в попередньо визначені шляхом числового моделювання НДС майбутніх виробів критичні зони, детермінованої кількості ІД в ТПКМ безпосередньо на стадії формування відповідальних ІВ методами лиття під тиском, інжекції та пресування, для здійснення постійного моніторингу НДС виробів в процесі експлуатації.

Попередньо авторським колективом було запропоновано декілька гіпотез. Гіпотеза 1 полягає у можливості забезпечення введення мінімально необхідної кількості ІД і їх позиціонування безпосередньо на стадії автоматизованого формування виробів методами лиття, екструзії та пресування, у т.ч. з використанням ультразвуку (УЗ), за рахунок додаткового оснащення формуючого інструменту інжекційними пристроями та маніпуляторами. Це дасть змогу здійснювати всеохоплюючий й безперервний онлайн



моніторинг відповідальних ІВ спеціального призначення.

Гіпотеза 2 полягає у диверсифікації типів і форми датчиків та застосовуваних способів їх введення у залежності від призначення та методів виготовлення ІВ спеціального призначення з ТПКМ, а також побудови основ автоматизованої системи для безперервного моніторингу НДС ІВ. Це передбачає використання різних способів введення ІД у залежності від їх типу і форми та технологічного процесу виготовлення ІВ з ТПКМ.

У залежності від форми ІД та від сутності технологічного процесу виготовлення виробів з ТПКМ використовуються різні способи та пристрої для їх введення. Якщо використовується методи лиття під тиском та пресування, то найбільш доцільним є використання маніпуляторів, зокрема, 3D-маніпуляторів. А якщо застосовується метод екструзії, то для введення ІД найбільш доцільними є методи соекструзії, наприклад, для безперервних волокнистих ІД із застосуванням УЗ, або інжекції при введенні точкових ІД.

Таким чином, проведення комплексних досліджень має на меті подальше впровадження у промисловість розроблених вперше в країнах СНД науково-практичних засад конкурентоздатної вітчизняної технології та устаткування для реалізації безперервних процесів приготування ТПКМ та формування ІВ спеціального призначення з детермінованими властивостями, зокрема, композитів, що володіють здатністю контролю діючих навантажень, а також удосконалення устаткування для реалізації процесів компаундування при формуванні високо відповідальних конструкційних виробів.

Для реалізації поставленої мети передбачається вирішення наступних задач:

1) розроблення інноваційних технологій та пристроїв для позиціонованого введення ІД у ТПКМ на стадії формування ІВ методами пресування, лиття під тиском та екструзії за умов забезпечення можливості зняття інформації з них про НДС ІВ спеціального призначення;

2) обґрунтування необхідної кількості введених ІД у ІВ для отримання достовірної інформації про їх НДС в процесі експлуатації;

3) розроблення методики моделювання процесу введення ІД в розплав ТПКМ в процесах пресування, лиття та екструзії;

4) розроблення технічних рекомендацій по конструктивному оформленню формуючого устаткування, інжекційних та маніпулюючих пристроїв для введення необхідної кількості ІД у ТПКМ на стадії формування ІВ методами пресування, лиття та екструзії;

5) підготовка до впровадження розроблених методик розрахунків і конструкцій формуючого устаткування, інжекційних пристроїв та маніпуляторів у виробництво для виготовлення конкурентоздатних ІВ на базі ТПКМ.

Реалізація програми досліджень передбачає використання інноваційного підходу, що полягає у розробленні конструкцій формуючого устаткування, оснащеного додатковими інжекційними пристроями та маніпуляторами і технологічного регламенту процесу виготовлення ІВ з ТПКМ у залежності від форми ІД та типів пристроїв для їх введення, а також від особливостей використовуваних методів формування ІВ спеціального призначення.

Таким чином, в результаті виконання програми досліджень буде розроблено ряд технологій та удосконалено конструкції формуючого обладнання для одержання ІВ з ТПКМ, в тому числі спеціального призначення, зі здатністю реагувати на зовнішні навантаження.

Передбачається застосувати комплексний підхід до розроблення методів приготування ТПКМ і формування ІВ з них, базуючись на застосуванні методів числового моделювання основних стадій їх формування та розробленні систем інформаційної підтримки життєвого циклу експлуатації конструкційного виробу.

Для мінімізації кількості висококошторисних ІД та спрощення системи обробки даних з одночасним забезпеченням достовірності моніторингу НДС відповідальних полімерних виробів необхідно розробити систему автоматизованої оцінки критичних зон навантаження виробів та прогнозування їх життєвого циклу в процесі експлуатації.

В залежності від конструктивних особливостей виробів та використаних полімерних

матеріалів застосовуються різні технології виготовлення ІВ. Різноманіття технологій формування виробів зумовлює застосування різних способів та пристроїв для позиціонованого введення необхідної кількості ІД без порушення структури та фізико-механічних властивостей виробів.

Тому необхідно проведення досліджень НДС виробів в стаціонарних та експлуатаційних умовах з визначенням критеріїв настання критичного стану, встановлення залежності точності отримання інформації про НДС від глибини залягання ІД, технологічних параметрів та режимів процесу приготування ТПКМ і формування ІВ із позиціонованим введенням ІД, а також конструктивних параметрів формуючого обладнання, модернізованого маніпуляторами та інжекційними пристроями.

Такий підхід дозволяє використовувати результати числового моделювання, експериментальних досліджень, наприклад, екструзійного формування профільних виробів, та конструктивних параметрів модернізованого формуючого обладнання, для забезпечення можливості реалізації технологій виготовлення ІВ. При цьому ряд ідей доцільно взяти з результатів попередніх досліджень щодо проектування процесів та обладнання приготування класичних та наномодифікованих ПКМ та формування конструкційних виробів з них, у тому числі з використанням низькочастотного ультразвуку [2 – 6].

Прикладна значимість досліджень полягає у визначенні оптимальних технологічних режимів та конструктивних параметрів інжекційних пристроїв та маніпуляторів формуючого литтєвого, пресового та екструзійного обладнання, що використовується для виготовлення ІВ, а також уведення у задану координату виробу обґрунтованої кількості ІД. Це дає змогу контролю стану виробів за рахунок безперервного моніторингу їх НДС в процесі експлуатації.

Таким чином, розроблення науково-практичних засад інноваційної вітчизняної технології та обладнання компаундування термопластичних полімерних композиційних матеріалів та формування ІВ з них методами лиття під тиском, пресування та екструзії є актуальним завданням сьогодення.

#### Список літератури:

1. Михайлин Ю. А. *Специальные полимерные композиционные материалы* [текст] / Ю. А. Михайлин. – СПб.: Научные основы и технологии, 2008. – 660 с.
2. Колосова О. П. *Моделювання процесів виготовлення реактопластичних композиційно-волокнистих матеріалів* [монографія] / О.П. Колосова, В. В. Ванін, Г.А. Вірченко, О.Є. Колосов. – К.: ВПК «Політехніка» НТУУ «КПІ», 2016. – 164 с.
3. Колосова О. П. *Моделювання процесів та обладнання для виготовлення реактопластичних матеріалів* (монографія з грифом Вченої ради КПІ ім. Ігоря Сікорського) [електронне видання] / О.П. Колосова, В.В. Ванін, О.Є. Колосов, В.І. Сівецький. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 235 с. <http://ela.kpi.ua/jspui/handle/123456789/20533>
4. Колосова О. П. *Ультразвукова обробка технологічної сировини полімерних композиційних матеріалів* [електронне видання]. Затверджено Вченою радою КПІ імені Ігоря Сікорського як навчальний посібник для аспірантів, які навчаються за спеціальністю «Галузеве машинобудування» / О.П. Колосова, В.В. Ванін, О.Є. Колосов, В.І. Сівецький. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 188 с. <http://ela.kpi.ua/jspui/handle/123456789/20534>
5. Сівецький В. І. *Технології і устаткування для формування виробів з традиційних та інтелектуальних полімерних композиційних матеріалів* [текст]: монографія / В.І. Сівецький, О.Є. Колосов, О.Л. Сокольський, І.І. Івіцький. – К.: ВПК «Політехніка», 2017. – 120 с.
6. Колосов О. Є. *Композиційні та наноматеріали*. Затверджено Вченою радою КПІ імені Ігоря Сікорського як навчальний посібник для аспірантів, які навчаються за спеціальністю «Галузеве машинобудування» [електронне видання] / О.Є. Колосов. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – 224 с. <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/19767>.

УДК 621.9.025.7

## НАПРУЖЕННЯ НА ПЕРЕДНІЙ ПОВЕРХНІ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ІЗ ПНТМ НА ОСНОВІ cBN

Клименко С.Ан., Манохин А.С., Клименко С.А., Копейкіна М.Ю.

Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України, м. Київ, Україна

**Анотація:** Досліджено рівень та розподіл контактних напружень (максимальних нормальних, дотичних та еквівалентних) на передній поверхні різального інструменту, оснащеного надтвердими композитами cBN-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>(3 об. %) та cBN-TiC(45 об. %)-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>(3 об. %), при точінні загартованої сталі. Встановлено, що для інструменту з композитом із низьким вмістом cBN збільшення рівня нормальних напружень пов'язане зі зменшенням довжини контакту стружки із передньою поверхнею інструменту, а характер зміни дотичних напружень обумовлений збільшенням температури різання.

**Ключові слова:** різальний інструмент, ПНТМ на основі cBN, загартована сталь, точіння, контактні напруження.

Для визначення напруженого стану інструменту в зоні контакту із стружкою, користуються найбільш простим та точним методом визначення середніх значень дотичних ( $q_F$ ) та нормальних ( $q_N$ ) напружень по експериментально визначеним силам різання і довжині контакту стружки з передньою поверхнею ( $L$ ).

Багатьма дослідженнями показано, що нормальні та дотичні напруження розподіляються вздовж контакту стружки з передньою поверхнею нерівномірно. Нормальні напруження біля різальної кромки досягають максимуму, а в точці відриву стружки від різця вони рівні нулю. Дотичні напруження  $q_F$ , навпаки мають більш рівномірне розподілення, від нуля – в точці відриву стружки вони різко знижують свій ріст, а в середині контакту, в межах деякої довжини, залишаються відносно постійними.

Результати, отримані при дослідженні середніх контактних напружень  $q_N$  та  $q_F$ , показали, що дотичні напруження найбільш сильно залежать від швидкості та температури різання, а також механічних властивостей оброблюваного матеріалу.

Враховуючи, що питома сила тертя залежить тільки від механічних властивостей оброблюваного матеріалу, в роботах [1, 2] запропоновані формули для розрахунку  $q_F$ , в яких в якості показників механічних властивостей оброблюваного матеріалу використовували межу короточасної міцності  $S_b$  та дійсне напруження при розриві  $S_k$ . Вибір таких показників механічних властивостей матеріалу найбільш повно відображає властивості міцності та пластичності оброблюваного матеріалу.

Порівняння формул для розрахунку  $q_F$  та  $\tau_p$  показали, що величина  $q_F$  для одного й того ж матеріалу менше  $\tau_p$ , що пояснюється впливом температури різання  $\theta$ . Використовуємо рівняння

$$q_F = [1 - k_T \cdot 10^{-3} \cdot (\theta^0 - 600)] \cdot S_B. \quad (1)$$

Нормальні напруження знайдемо з рівняння

$$P_y = N = q_N \cdot L \cdot b. \quad (2)$$

Приймаючи до уваги епюри їх розподілу вздовж передньої поверхні інструменту, максимальні значення контактних напружень визначимо рівнянням

$$q_N = \frac{\sigma_{Ncp} \cdot L_1}{L \int_0^1 (1 - \frac{x}{L})^n dx} \quad (3)$$

де  $L_1$  – одинична довжина,  $n = 2, 1$ , звідки  $q_N = 3, 1q_{Ncp}$ .

З урахуванням виду епюри розподілу тангенціальних контактних напружень отримуємо за рівнянням

$$q_F = \frac{4}{3} \cdot q_{Fcp} \quad (4)$$

Дослідження проводилися при точінні загартованої сталі ХВГ (60 HRC) інструментами із ПНТМ на основі cBN – cBN-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>(3 об. %) та cBN-TiC(45 об. %)-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>(3 об. %). Експериментальні дані головних складових сили різання для досліджуваних типів інструментів в залежності від швидкості різання та подачі представлені в табл. 1.

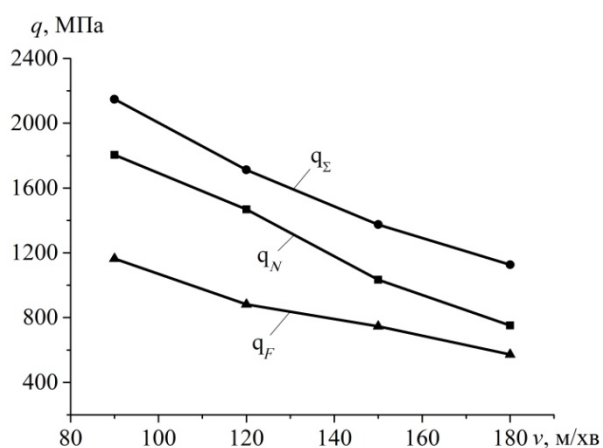
Знаючи розмір зони контакту та значення головних складових сили різання можна оцінити рівень напружень, які діють на передній поверхні різальних інструментів. Результати розрахунків наведені на рис. 1.

Розрахунки показали, що у випадку використання інструментів з композиту cBN-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>(3 об. %), величина максимальних нормальних напружень, в діапазоні швидкостей 90–180 м/хв., монотонно знижується і знаходиться в межах 1,80–0,75 ГПа, що пояснюється більш інтенсивним зменшенням нормальної складової сили різання в порівнянні із зменшенням довжини контакту передньої поверхні інструменту зі стружкою.

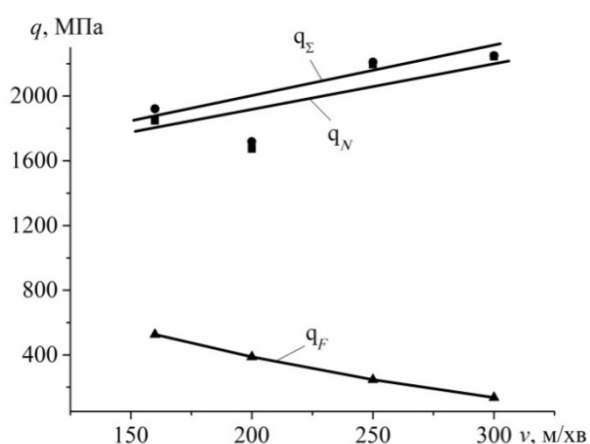
Таблиця 1.

**Значення головних складових сил різання в залежності від швидкості різання та подачі для інструментів із ПНТМ на основі cBN**

Композит	Режими різання			Сили різання, Н	
	<i>v</i> , м/хв.	<i>S</i> , мм/об	<i>t</i> , мм	<i>P<sub>y</sub></i>	<i>P<sub>z</sub></i>
cBN-Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub> (3 об.%)	90	0,14	0,2	205	105
	120			148	85
	150			120	72
	180			102	65
cBN-TiC(45 об.%) -Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub> (3 об.%)	160	0,10		100	90
	200			120	80
	250			100	100
	300			120	100



а



б

**Рис. 1.** Залежність величини максимальних нормальних ( $q_N$ ), дотичних ( $q_F$ ) та еквівалентних ( $q_\Sigma = \sqrt{q_N^2 + q_F^2}$ ) контактних напружень від швидкості різання при точінні ( $S = 0,14$  мм/об;  $t = 0,2$  мм) сталі ХВГ інструментом із композиту: а – cBN-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>(3 об. %); б – (cBN-TiC(45 об. %)-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>(3 об. %))

Тангенціальна складова контактних напружень монотонно знижується при збільшенні швидкості різання, що пов'язано із зростанням температури різання та становить від 1,2 до 0,5 ГПа в залежності від швидкості обробки.

Аналіз результатів розрахунків проведений для інструментів з композиту cBN-TiC(45 об. %)–Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>(3 об. %) показує, що рівень еквівалентних напружень має нижчі значення в порівнянні з інструментом з композиту cBN-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>(3 об. %) хоча працює в значно вищому діапазоні швидкостей різання.

Такий ефект пов'язаний з тим, що при швидкостях обробки 200–300 м/хв. температура різання досягає значень 1200–1300 °С, внаслідок чого оброблюваний матеріал розм'ягчується, що приводить до значного зниження рівня дотичних напружень, який у нашому випадку знаходиться на рівні від 0,52 до 0,13 ГПа в залежності від швидкості обробки.

Що стосується нормальних напружень, то вони мають більші значення в порівнянні із інструментом з композиту cBN-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>(3 об. %), що пов'язано із тим, що при роботі інструменту із низьким вмістом бору довжина контакту стружки із передньою поверхнею має менші значення при відносно високих складових сили різання, внаслідок чого нормальні напруження дещо зростають та досягають середнього значення 2,0 ГПа.

Для визначення закону розподілу дотичних та нормальних напружень вздовж зони контакту стружки із передньою поверхнею інструментів використовують різноманітні експериментальні методи. Однак за допомогою існуючих експериментальних методів дослідження, вдається отримати достовірні значення розподілу напружень тільки на відстані від 0,15 до 0,20 мм від вершини різця [2]. Вважається, що нормальні контактні напруження  $\sigma_N$  мають найбільшу величину біля вершини леза інструменту, монотонно спадаючи до нуля по мірі віддалення від неї. Це дало можливість в [3] записати залежність статичною формулою виду

$$\sigma_N = \sigma_m \cdot \left[ \frac{C-x}{C} \right]^n, \quad (5)$$

$$\text{де } n = 2 \cdot \left( \frac{C}{a \cdot \xi [\mu + tg(\phi + \gamma)]} - 1 \right); \quad \sigma_m = q_N \cdot (n + 1); \quad \text{при використанні інструментів із ПНТМ}$$

на основі КНБ  $\mu = 0,7$  [4],  $n = 3,1$ ;  $q_N$  – середнє нормальне контактне напруження на передній поверхні інструменту;  $x$  – відстань від вершини інструменту до заданої точки

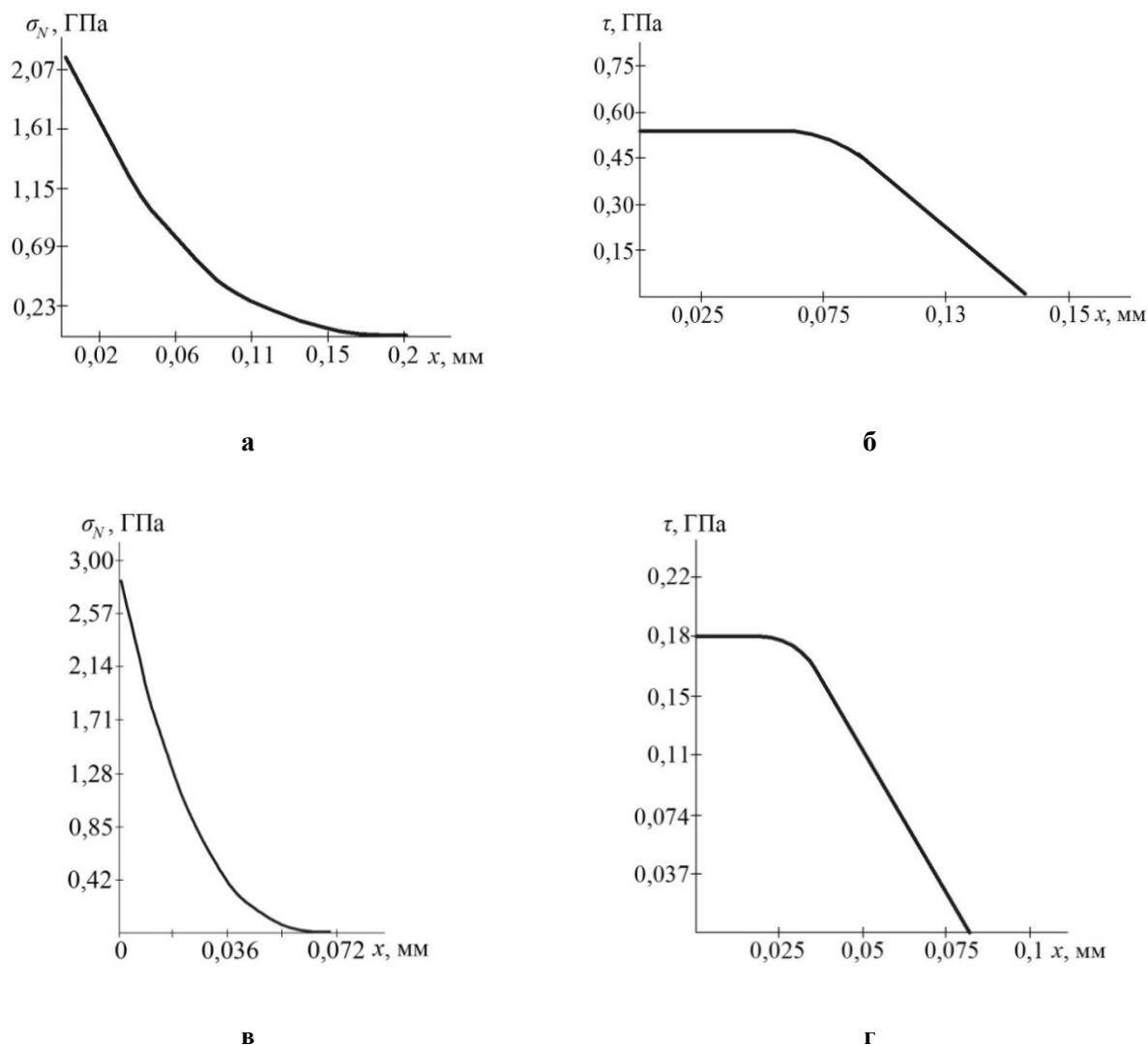
Знаючи розмір ділянок контакту та рівень контактних напружень можна побудувати епюри розподілу нормальних та дотичних контактних напружень на передній поверхні інструменту (рис. 2).

Що стосується характеру розподілу дотичних контактних напружень, то їх прийнято вважати постійними на ділянці пластичного контакту, а на ділянці пружного контакту дотичні напруження плавно зменшуються до нуля. Дане ствердження можна описати системою

$$\tau(x) = \begin{cases} q_f, & 0 \leq x \leq C \cdot 0,4 \\ 2q_f \left( -\frac{1}{C} \cdot x + 1 \right), & C \cdot 0,4 \leq x \leq C \end{cases} \quad (6)$$

Аналіз епюр розподілу напружень на довжині контакту стружки із передньою поверхнею інструменту з композитом із низьким вмістом cBN показує, що нормальні напруження досягають 3,0 ГПа, для інструменту з композиту із високим вмістом cBN – 2,1 ГПа. Збільшення рівня нормальних напружень для інструменту з композитом із низьким вмістом cBN пояснюється тим, що на високих швидкостях різання відбувається інтенсивне зменшення довжини контакту стружки із передньою поверхнею інструменту при цьому сила різання майже не змінюється і знаходиться в діапазоні значень 100–120 Н, внаслідок чого нормальні напруження зростають.

Що стосується дотичних напружень, то їх рівень має менші значення – 0,18 ГПа в порівнянні із інструментами із ПНТМ на основі cBN (борсиніт) – 0,58 ГПа. Такий характер зміни дотичних напружень при використанні інструментів із низьким вмістом cBN пов'язаний із збільшення температури різання, що веде до розмягчення оброблюваного матеріалу, зміни умов тертя внаслідок чого оброблюваний матеріал менше деформується на робочих поверхнях інструменту.



**Рис. 2. Розподіл нормальних (а, в) та дотичних (б, г) напружень вздовж ділянки контакту стружки з передньою поверхнею інструмента із ПНТМ на основі cBN при точінні сталі ХВГ: а, б – cBN-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> (3 об.%), v = 90 м/хв.; S = 0,14 мм/об; t = 0,2 мм; в, г – cBN-TiC(45 об.%)-Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>(3 об.%); v = 200 м/хв.; S = 0,1 мм/об; t = 0,2 мм**

**Список літератури:**

1. Полетика М.Ф. Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента / М.Ф. Полетика. – М.: Машиностроение. – 1969. – 148 с.
2. Кушнер В.С. Термомеханическая теория процесса непрерывного резания пластических материалов / В.С. Кушнер. – Изд-во Иркутского университета. – 1982. – 180 с.
3. Мазур Н.П. Основы теории резания материалов: ученик / Н. П. Мазур, Ю. Н. Внуков, А. И. Грабченко и др.; под общ. ред. Н. П. Мазура и А. И. Грабченко. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. – 534 с.
4. Мазур М.П. Основы теории резания материалов: підручник / М.П. Мазур, Ю.М. Внуков, В.Л. Доброскок та ін.; під заг. ред. М.П. Мазура. – Львів: Новий світ. – 2010. – 422 с.