

## ЛІТЕРАТУРА

1. Олішевська В. Є., Бас К. М., Кривда В. В. Основи технології виробництва та ремонту автомобілів. Практикум: навч. посіб. Дніпро: НТУ «ДП», 2025. – 223 с. URL: <https://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/170985>.
2. Пузереї А. О. Підвищення післяремонтної довговічності гільз циліндрів дизельних двигунів : магістерська дипломна робота : 208 Агроінженерія. Дніпро, 2022. – 77 с. URL: <https://dspace.dsau.dp.ua/handle/123456789/7622>
3. Алексєєв Ю. Розроблення технологічного процесу хонінгування гільз циліндрів 740.1002021 з метою підвищення їх трибологічної надійності : кваліфікаційна робота бакалавра : 274 Автомобільний транспорт. Тернопіль : ТНТУ, 2023. – 54 с. URL: <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/42254> .
4. Pawlus P., Reizer R. Functional importance of honed cylinder liner surface texture: A review. *Tribology International*. 2022. Vol. 167, 107409. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107409> .
5. Кривда В. В., Олішевський І. Г., Олішевська В. Є. Блок циліндрів і гільзи циліндрів двигунів внутрішнього згоряння: матеріали і особливості дефектування при ремонті. *Наука та прогрес транспорту*. 2025. – № 4(112). – С. 80–95. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2025/347574> .
6. Виноградов М. С., Макарова Т. В., Мастепан М. А., Савенок Д. В. Дослідження впливу параметрів процесу хонінгування силікатними брусками на якість обробленої поверхні. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2024. – 1(19). – С. 3–9. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2024-19-1-3-10> .
7. Lu Y., Li J., Liang R., Zhang Y., Luo M., Guo C. Investigation on the effect of honing parameters on cylindricity of engine cylinder liner. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2020. 111:3111–3122. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00170-020-06321-7> .
8. Ляшенко С. В., Мигаль В. Д. Вплив технологічних операцій розточування та хонінгування на механічні властивості поверхневого шару гільз циліндрів двигунів MAN D0824/D0826. *Молодь і технічний прогрес в АПК: матеріали XX міжнародної науково-практичної конференції (Харків, 26-27 листоп. 2025 р.)*. Харків : ДБТУ, 2025. С. 19–22. URL: <https://repo.btu.kharkiv.ua/handle/123456789/76591>

УДК 004.92; 711

## ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТОЧНОСТІ РОЗРАХУНКІВ МАНІПУЛЯТОРА ТЮБІНГОУКЛАДАЧА В SOLIDWORKS MOTION

О.В. Панченко<sup>1</sup>, К.С. Заболотний<sup>2</sup>

<sup>1</sup>канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні, e-mail: [panchenko.o.v@nmu.one](mailto:panchenko.o.v@nmu.one)

<sup>2</sup>д-р техн. наук, професор, професор кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні, e-mail: [zabolotnyi.k.s@nmu.one](mailto:zabolotnyi.k.s@nmu.one)

<sup>1,2</sup>Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

**Анотація.** У роботі розглядаються оцінювання похибки обчислень у середовищі SOLIDWORKS MOTION кінематичних і динамічних характеристик руху механізму маніпулятора тубінгоукладача марки УТ62 шляхом порівняння результатів математичного та комп'ютерного моделювання руху його ланки.

*Ключові слова:* SOLIDWORKS, SOLIDWORKS MOTION, маніпулятор тубінгоукладача, дискретний час, кубічний сплайн, сплайн Акіма, дискретний час.

## COMPARATIVE ANALYSIS OF THE ACCURACY OF CALCULATIONS FOR A TUBBING ERECTOR MANIPULATOR IN SOLIDWORKS MOTION

Olena Panchenko<sup>1</sup>, Konstantin Zabolotny<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Ph.D. (tech.), Senior Lecturer, Head of the Department of Engineering and Design in Machinery Industry, Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine, e-mail: [panchenko.o.v@nmu.one](mailto:panchenko.o.v@nmu.one)

<sup>2</sup>Dr., Ph.D. (tech.), professor of Engineering and Design in Machinery Industry Department, Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine, e-mail: [zabolotnyi.k.s@nmu.one](mailto:zabolotnyi.k.s@nmu.one)

**Abstract.** This article discusses the estimation of computational errors in the SOLIDWORKS MOTION environment for the kinematic and dynamic characteristics of the UT62 tubing erector manipulator mechanism movement by comparing the results of mathematical and computer modeling of its link movement

*Keywords:* SOLIDWORKS, SOLIDWORKS MOTION, tubing erector manipulator, discrete time, cubic spline, Akima spline.

**Вступ.** В умовах сучасних ринкових відносин більшість технічних об'єктів, які випускаються вітчизняними підприємствами, поступаються зарубіжним аналогам своєю якістю, надійністю, вони мають вищу собівартість. Щоб їх удосконалити, вчені НТУ «Дніпровська політехніка» та інституту ІДТМ ім. Полякова Н.С. розробляють нові методи математичного та комп'ютерного моделювання технічних об'єктів будь-якого ступеня складності. Так, під керівництвом професора Тарана І.А. вперше було визначено й обґрунтовано параметри нових конструкцій гідромеханічних трансмісій шахтних дизельовозів [1] та принципи моделювання транспортних маршрутів [2, 3]. Обґрунтування параметрів нових конструкцій шахтних локомотивів було ключовою темою науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт професорів Зіборова К.А. [4, 5]. Велике практичне значення мають також результати наукових досліджень у галузі механіки нових конструкцій шахтних підіймальних машин [6, 7], зокрема було визначено залежності динамічних характеристик від параметрів технічного стану окремих вузлів установки.

На замовлення ПАТ «Дніпроважмаш» дослідженням динамічних і статичних параметрів тубінгоукладачів займаються представники наукової

школи під керівництвом професора Заболотного К.С. Тут необхідно зауважити, що тьюбінгоукладачі використовують для будівництва тунелів. Вони являють собою машини, котрі виконують армування горизонтальних виробок за допомогою металевих тьюбінгів і залізобетонних блоків.

У літературних джерелах [8, 9] відображено аналіз технічних і технологічних параметрів наявних тьюбінгоукладачів: важільних з одним і двома важелями, кільцевих на внутрішніх і зовнішніх опорах, касетних, дугових з нерухомою і поворотною дугою, стрілоподібних. Як показали результати досліджень, запропоновані конструкції тьюбінгоукладачів мають підвищені металоемності та потужності приводів. Це зумовлено тим, що нині не існує науково обґрунтованої методики визначення раціональних параметрів таких машин. Необхідно зауважити, що розробка такої методики ускладнена, оскільки під час роботи в деталях і вузлах механізму укладача виникає напружено-деформований стан який змінюється в широкому діапазоні [8]. З цієї причини аналітичні методи, запропоновані в літературі [8, 11], не дають можливості визначити внутрішні зусилля у вузлах маніпулятора з достатньою точністю.

Наукова ідея роботи полягає в тому, аби використати комбінацію сучасних методів комп'ютерного аналізу, що діють у ряді обчислювальних комплексів, розроблених компанією Dassault Systèmes SOLIDWORKS Corp.

**Мета роботи** – обґрунтувати застосування методу комп'ютерного аналізу кінематичних і динамічних характеристик руху механізму маніпулятора в процесі укладання тьюбінгів. Провести верифікацію методу під час роботи механізму маніпулятора тьюбінгоукладача марки УТ62, що має найбільш складну конструкцію порівняно з іншими типами укладачів.

Постановка задачі. Механізм маніпулятора тьюбінгоукладача являє собою систему елементів з кількома ступенями вільності (рис. 1). Тут за допомогою оберտальних кінематичних пар з'єднано ланки Lever arm 2, Shoulder 3 та Section 4 з вантажозахоплювачем. Останній виконує функцію монтажу тьюбінгів Pin 5 в тунелі обробки. Ланка Lever arm 2 з противагою 7 встановлюється на приводному валу гідромотора 1 (Support). Два силові гідроциліндри 6 (Engine) керують ланками 3 (Shoulder) і 4 (Section).

У процесі укладання маніпулятор має доставити тьюбінг у задане місце складання кільця обробки за оптимальною траєкторією руху докладаючи мінімальних зусиль й витративши якомога менше часу.

Поставимо перед собою завдання – оцінити похибку моделювання виконаного програмою SOLIDWORKS MOTION, від час розв'язування прямої задачі динаміки механізму маніпулятора тьюбінгоукладача, яка полягає в тому, аби відповідно до заданому закону руху його приводів визначити статичні та динамічні характеристики переміщення пристрою.

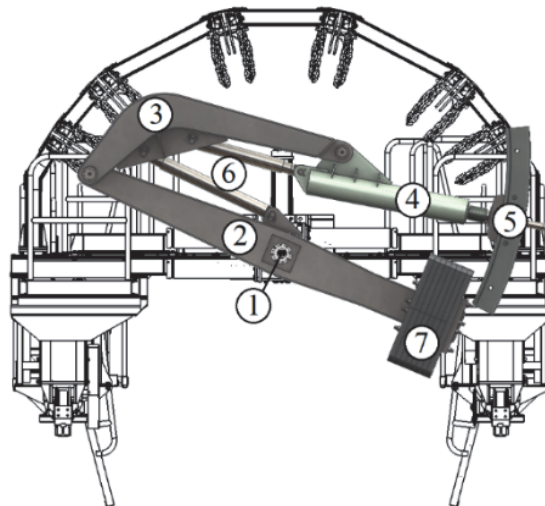


Рис. 1. – Конструкція маніпулятора тубінгоукладача

Під похибкою будемо розуміти різницю між результатом моделювання отриманими в програмі SOLIDWORKS, SOLIDWORKS MOTION, і значеннями моделювання величин, знайденими аналітичним шляхом.

Виділимо в механізмі маніпулятора (рис. 2, а) його фрагмент (ланку) – гідроциліндр, що має корпус з нерухомим шарніром (кулісу) із закріпленою віссю та шток (повзун) (рис. 2, б). Цей фрагмент має два ступені вільності. Повзун здійснює складне переміщення у якому зосереджено відносний рух по відношенню до куліси і переносний рух разом із кулісою

**Матеріал і результат досліджень.** Розрахункову схему модельної задачі подано на рис. 2, а, тут використано такі позначення:  $M$  – матеріальна точка, що відображає повзун,  $\varphi(t)$  – кут повороту куліси,  $r(t)$  – відносний рух повзуна,  $L$  – відстань від осі обертання до центра мас повзуна в його крайньому нижньому положенні.

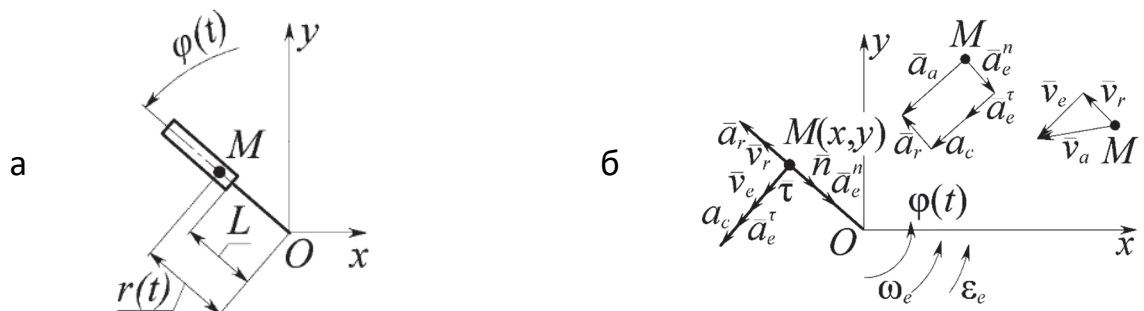


Рис. 2. – Розрахункова схема модельної задачі (а) та плани швидкості й прискорення під час руху фрагмента механізму (б)

Закон переносного руху куліси задамо в такому вигляді:

$$\varphi(t) = \pi(1 - \cos \omega_1 t), \tag{1}$$

де  $\omega_1$  – циклічна частота коливань куліси під час переносного руху.

Закон відносного руху повзуна запишемо у вигляді такої залежності:

$$r(t) = L + h(1 - \cos \omega_2 t), \quad (2)$$

де  $h$  – амплітуда коливального руху з циклічною частотою  $\omega_2$  під час відносного руху.

Диференціюючи ці формули за параметром часу, отримуємо вирази для визначення таких характеристик:

- кутова швидкість куліси під час переносного руху  $\omega_e = \pi \omega_1 \sin \omega_1 t$ ;
- лінійна швидкість повзуна під час відносного руху  $v_r = h \omega_2 \sin \omega_2 t$ ;
- кутове прискорення куліси під час переносного руху  $\varepsilon_e = \pi \omega_1^2 \cos \omega_1 t$ ;
- лінійне прискорення повзуна під час відносного руху  $a_r = h \omega_2^2 \cos \omega_2 t$ ;
- лінійна швидкість повзуна під час переносного руху  $v_e = r(t) \omega_e$ .

Абсолютний рух повзуна у проекції на декартові осі координат можна описати у вигляді таких рівнянь:  $x(t) = -r(t) \sin \varphi(t)$ ;  $y(t) = r(t) \cos \varphi(t)$ .

Тоді абсолютні значення швидкості повзуна в проекції на осі координат  $\vec{v}_a = \vec{v}_x + \vec{v}_y$ , тут  $v_x = -v_r \sin \varphi - v_e \cos \varphi$ ,  $v_y = -v_r \cos \varphi - v_e \sin \varphi$  (рис. 2, б).

Абсолютні значення прискорення  $\vec{a}_a = \vec{a}_x + \vec{a}_y$ , тут  $a_x(t) = -a_n(t) \sin \varphi(t) + a_t(t) \cos \varphi(t)$ ;  $a_y(t) = a_n(t) \cos \varphi(t) + a_t(t) \sin \varphi(t)$ ;  $a_n(t) = a_r + a_e^n = h \omega_2^2 \cos \omega_2 t - r(t) \omega_1^2$  (проекція абсолютного прискорення повзуна на радіальну вісь куліси);  $a_t(t) = 2v_r \omega_1 + r(t) \varepsilon_e$  (тангенціальна складова цього прискорення);  $a_c(t) = 2v_r \omega_1$  (коріолісове прискорення).

Після визначення кінематичних характеристик руху елементів механізму можна знайти інші параметри, а саме:

- крутний момент двигуна  $M_M(t) = -m a_t(t) r(t) + J_o \varepsilon(t)$ ;
- зусилля в силовому гідроциліндрі  $F_M(t) = m a_n(t)$ ;
- потужність двигуна  $P_{M_M}(t) = M_M(t) \omega(t)$ ;
- потужність силового гідроциліндра  $P_{F_M}(t) = F_M(t) v(t)$ .

Розрахунок кінематичних та динамічних характеристик руху елементів механізму виконаємо скориставшись такими вихідними даними: маса повзуна  $M = 1,25$  кг; момент інерції куліси щодо осі обертання  $J_o = 25$  кг·м<sup>2</sup>; відстань від осі обертання до центру мас повзуна в крайньому нижньому положенні  $L = 220$  мм; частота обертального руху  $\omega_1 = 0,4\pi$  с<sup>-1</sup>; частота поступального руху  $\omega_2 = 2\pi$  с<sup>-1</sup>; час аналізу  $T_F = 5$  с.

Далі механізм, схему якого зображено на рис. 2, а, змодельуємо засобами програми SOLIDWORKS. Для аналізу руху елементів механізму необхі-

дно перейти до роботи в програмі SOLIDWORKS MOTION. При цьому належить додати такі поняття: 1. «Обертовий двигун», прикладений до циліндричної грані (рис. 3, а); 2. «Лінійний двигун», прикладений до повзуна (рис. 3, б).

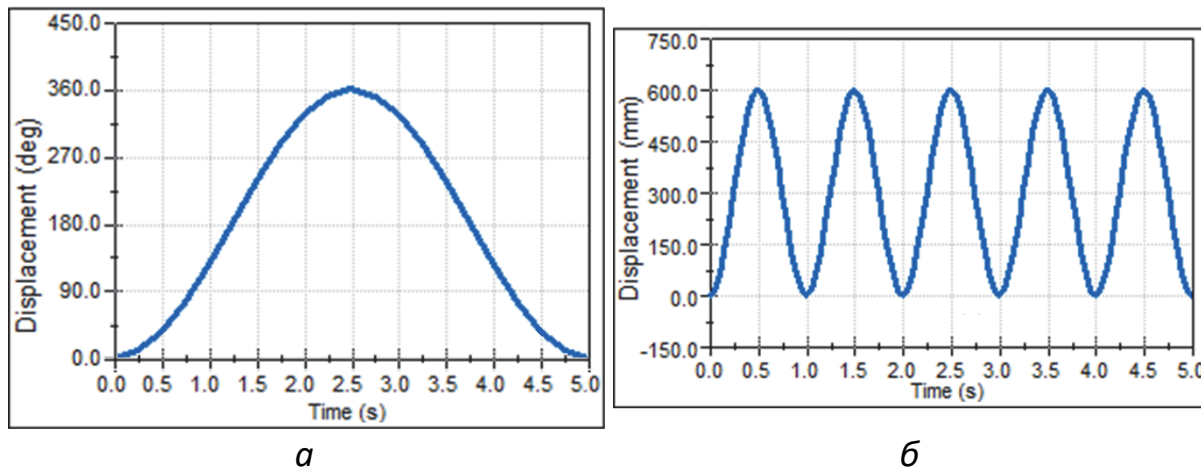


Рис. 3. – Криві закону руху, що заданий деталям куліса (а) і повзун (б)

Далі потрібно передбачити такі характеристики руху елемента: кількість кадрів на секунду; тип інтегратора, наприклад, SI2\_GSTIFF. Це дозволяє з потрібною точністю обчислювати переміщення, його швидкість і прискорення, а також визначити максимальну кількість ітерацій і тривалість дослідження. Інші налаштування можна брати за замовчуванням.

У процесі комп'ютерного моделювання руху механізму можливі помилки в розрахунках, зумовлені некоректним налаштуванням дії модулів «інтерполятор» та «інтегратор». Програма SOLIDWORKS MOTION дає змогу на вході встановлювати закон руху двигунів у вигляді функції. Результати досліджень, виконаних цією програмою, за допомогою команди Export CSV, можна зберегти у вигляді файлів, що мають форму матриць із двома стовпцями: у першому позначено час кадру; у другому значення виведеної на графіку величини в цей час.

Нехай закон переносного руху куліси буде визначено у вигляді виразу (1), а закон відносного руху повзуна відображено залежністю (2).

З отриманих результатів випливає, що коли закон руху встановлено у вигляді гладких аналітичних функцій, то спостерігається повний збіг результатів розрахунків, виконаних програмою SOLIDWORKS MOTION, і тих, що дають засоби математичного моделювання.

Коли вхідне переміщення елемента буде задано у вигляді вектора, утвореного з розривної функції, то в програмі буде задіяно модуль «інтерполятор», який може використовувати три типи інтерполяції: лінійний

сплайн, кубічний сплайн і сплайн Акіма. Тоді, як наслідок, утворюється функція, що має нескінченні значення параметрів швидкості, прискорення або ривка (рис. 4), що, природно, дає помилкові результати аналізу руху об'єкта.

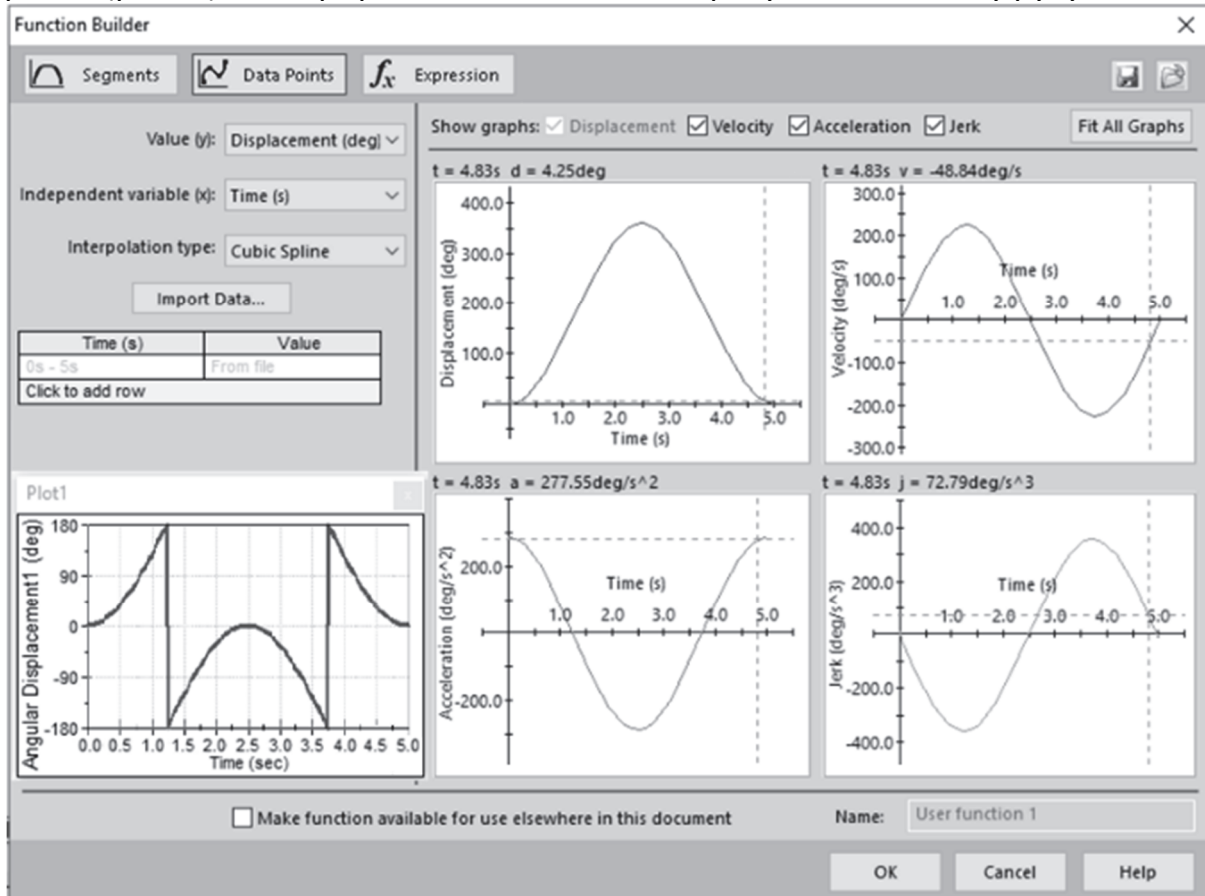


Рис. 4. – Загальний вигляд вікна конструктора інтерполяційних функцій

Надалі обмежимося розглядом гладких функцій типу гармоніки. Тут усе залежатиме від кількості точок  $N$  в позначенні дискретного часу руху. Розглянемо випадок, коли  $N = 10$ . На рис. 5 безперервна крива відображає вихідні задані функції переміщення елементів обертового двигуна і лінійного двигуна, а точкова крива показує результат обробки заданих векторів за допомогою інтерполятора. Як бачимо, отримана функція обертального руху відрізняється від вихідної несуттєво, а функція поступального руху має значну відмінність.

Проаналізуємо, як будуть впливати на цей вектор різні інтерполятори програми SOLIDWORKS MOTION. Під дією кубічного сплайна і сплайна Акіма ривок буде описано кусково-постійною функцією, крім того, застосування сплайна Акіма дає стрибок у прискоренні руху, що призводить до ударів під час переміщення об'єкта. Під впливом лінійної інтерполяції стрибків зазнає швидкості, що призводить до нескінченних ударних імпульсів. Загалом такої кількості інтервалів  $N$  дискретного часу явно замало.

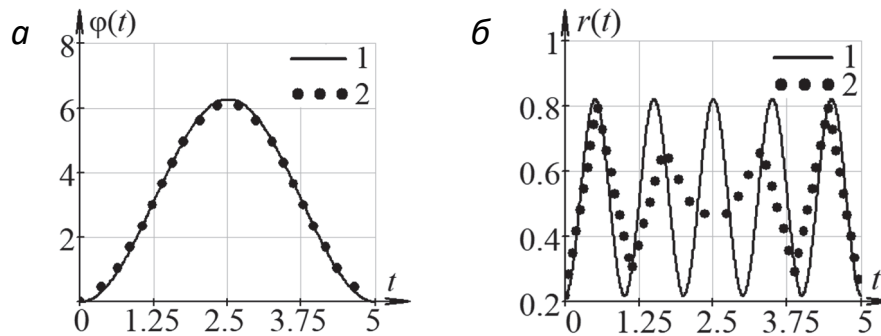


Рис. 5. – Графіки залежності кута повороту куліси (а) та відносного поступального переміщення повзуна (б) від часу, коли  $N=10$

Розглянемо, як впливає на моделювання кількість точок дискретного часу в дослідженні. Для цього встановлюємо, що  $N = 100$  (рис. 6). На графіку безперервною кривою 1 позначено вихідні задані функції переміщення елементів обертового двигуна і лінійного двигунів, а точковою кривою 2 – результати обробки інтерполятором заданих векторів.

Розрахунок параметрів у програмі SOLIDWORKS MOTION дає такі результати: вплив лінійного сплайна – нескінченні значення прискорень і ривків; сплайна Акіма – стрибок прискорення і ривок; кубічного сплайна – гладкі гармонійні функції, що описують переміщення, швидкість, прискорення і ривок об'єкта.

Після розрахунку, виконаного програмою SOLIDWORKS MOTION, після використання кубічного інтерполятора побудовано графіки зміни потужності лінійного і обертового двигунів. На рис. 7 показано порівняння значень цих параметрів із отриманими шляхом математичного моделювання.

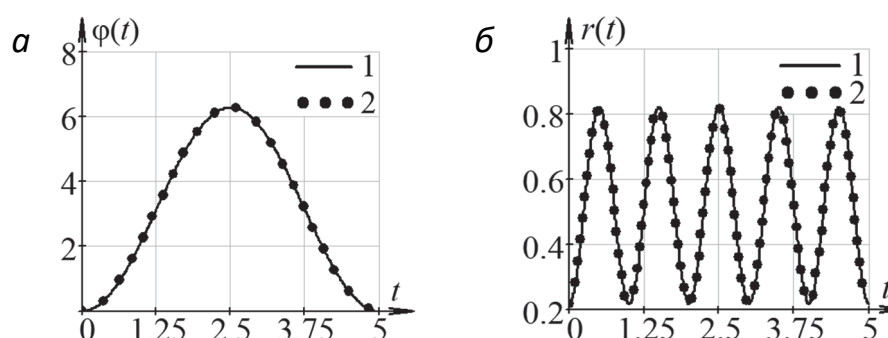


Рис. 6. – Графік залежності від часу кута повороту куліси (а) і відносного поступального переміщення повзуна (б), якщо  $N = 100$

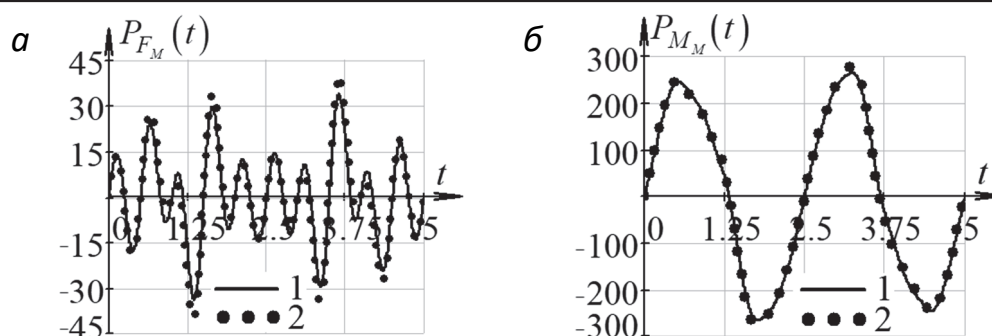


Рис. 7. – Графік залежності від часу потужності в лінійному (а) та в обертовому (б) двигунах, коли  $N = 100$

Визначимо похибку інтерполяції. Неточність результату оцінимо у вигляді абсолютної середньоквадратичної  $\varepsilon$  та відносної  $\beta$  похибок, тоді

Так, якщо  $N = 100$ , то максимальна відносна похибка визначення крутного моменту й потужності в обертовому двигуні становить 2.66 і 4.14 % відповідно, а зусилля й потужність у поступальному двигуні – 18.65 та 24.14 % відповідно. Аби зменшити похибку спробували збільшити кількість точок до  $N = 500$ . Однак це не дало суттєвої зміни (табл. 1).

**Висновки.** У зв'язку з тим, що механізм маніпулятора тюбінгоукладача, як система з кількома ступенями вільності, має переміщувати тюбінг в задане місце складання кільця обробки за оптимальною траєкторією руху із забезпеченням мінімальних зусиль і витрат часу на доставку, було задіяно сучасні методи комп'ютерного моделювання, зокрема програму SOLIDWORKS MOTION. При цьому виникає необхідність оцінити похибку обчислень, порівнявши результати, які дає згадана програма, з математичною моделлю тестової задачі.

Таблиця 1. – Максимальна відносна похибка результату

| Кількість точок дискретного часу $N$ руху об'єкта | Максимальна відносна похибка результату, % |                   |               |                   |
|---|--|-------------------|---------------|-------------------|
|   | $\beta_{F_M}$                              | $\beta_{P_{F_M}}$ | $\beta_{M_M}$ | $\beta_{P_{M_M}}$ |
| 10  | 90.71                                      | 126.56            | 11.73         | 8.77              |
| 25  | 19.63                                      | 24.51             | 2.93          | 4.19              |
| 50  | 18.92                                      | 24.19             | 2.68          | 4.15              |
| 100   | 18.65                                      | 24.16             | 2.66          | 4.14              |
| 500   | 18.64                                      | 24.15             | 2.66          | 4.14              |

Визначена похибка моделювання, виконаного програмою SOLIDWORKS MOTION, під час розв'язання прямої задачі динаміки руху елементів механізму маніпулятора тюбінгоукладача пов'язана з тим, що відповідно до закону руху його приводів було необхідно визначити статичні та

динамічні характеристики переміщення цього пристрою.

Як виявилось, під час моделювання руху механізму маніпулятора, за допомогою програми в SOLIDWORKS MOTION виникли помилки в розрахунках, спричинені некоректним налаштуваннями модулів «інтерполятор» та «інтегратор».

З підсумків проведених досліджень випливає, що коли рух елементів задано у вигляді гладких аналітичних функцій, то спостерігається повний збіг результатів розрахунків, виконаних програмою SOLIDWORKS MOTION, з тими, що отримані засобами математичного моделювання.

Тоді ж, коли вхідний рух об'єкта задано як вектор, утворений з розривної функції, то починає діяти модуль «інтерполятор», який зосереджує в собі три типи інтерполяції: лінійний сплайн, кубічний сплайн та сплайн Акіма. У наслідок цього утворюється функція, що має нескінченні значення параметрів швидкості, прискорення або ривка, що, як виявилось, і дає помилкові результати аналізу руху об'єктів.

Розрахунок параметрів програмою SOLIDWORKS MOTION дозволив отримати такі результати: вплив лінійного сплайна дає нескінченні значення прискорення та ривків руху; сплайн Акіма – стрибок прискорення і ривок; якубічний сплайн веде до утворення гладких гармонійних функцій, що характеризують переміщення, прискорення і ривок.

Було показано, що, моделюючи параметри механізму, не доцільно збільшувати понад 50 кількість точок дискретного часу, бо похибка обчислення максимальних значень потужностей двигунів маніпулятора не перевищує 20 % (силового гідроциліндра) і 5 % (гідромотора).

## ЛІТЕРАТУРА

1. Samorodov, V., Bondarenko, A., Taran, I., & Klymenko, I. (2020). Power flows in a hydrostatic-mechanical transmission of a mining locomotive during the braking process. *Transport Problems*, 15(3), 17–28. <https://doi.org/10.21307/tp-2020-030>.
2. Sabraliev, N.; Abzhapbarova, A.; Nugymanova, G.; Taran, I.; Zhanbirov, Z. (2019) Modern aspects of modeling of transport routes in Kazakhstan. *News Natl. Acad. Sci. Repub. Kazakhstan* 2019, 2, 62–68. <https://doi.org/10.32014/2019.2518-170X.39>
3. Naumov, V.; Taran, I.; Litvinova, Y.; Bauer, M. Optimizing resources of multimodal transport terminal for material flow service. *Sustainability* 2020, 12, 6545. <https://doi.org/10.3390/su12166545>
4. Ziborov, K., & Fedoriachenko, S. (2014). The frictional work in pair wheel-rail in case of different structural scheme of mining rolling stock. *Progressive Technologies of Coal, Coal-bed Methane, and Ores Mining*, 529-535. <https://www.taylorfrancis.com/chapters/edit/10.1201/b17547-87/frictional-work-pair-wheel-rail-case-different-structural-scheme-mining-rolling-stock-ziborov-fedoriachenko>
5. Ziborov, K., & Fedoriachenko, S. (2015). On influence of additional members' mobility of mining vehicle on motion characteristics. *New Developments in Mining Engineering*

2015: Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining, 237–241. [https://www.researchgate.net/publication/327965239\\_On\\_influence\\_of\\_additional\\_members'\\_movability\\_of\\_mining\\_vehicle\\_on\\_motion\\_characteristics](https://www.researchgate.net/publication/327965239_On_influence_of_additional_members'_movability_of_mining_vehicle_on_motion_characteristics)

6. Zabolotnyi, K., Panchenko, O., Zhupiiiev, O., Haddad, J.S. (2019). Justification of the algorithm for selecting the parameters of the elastic lining of the drums of mine hoisting machines. E3S Web of Conferences, 2019, 123, 01021. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912301021>

7. Zabolotnyi, K., Panchenko, O., Zhupiiiev, O. (2019). Development of the theory of laying a hoisting rope on the drum of a mining hoisting machine. E3S Web of Conferences, 2019, 109, 00121. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900121>

8. Zabolotny, K., Sirchenko, A., Zhupiev, O. (2015). The development of idea of tunnel unit design with the use of morphological analysis. New Developments in Mining Engineering 2015: Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining, 175–179

9. Zabolotnyi, K., Zhupiiiev, O., Panchenko, O., Tipikin, A. (2020). Development of the concept of recurrent metamodeling to create projects of promising designs of mining machines. E3S Web of Conferences, 2020, 201, 01019. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020101019>

10. Zabolotnyi, K., Zhupiiiev, O., & Molodchenko, A. (2017). Development of a model of contact shoe brake-drum interaction in the context of a mine hoisting machine. Mining of Mineral Deposits, 11(4), 38-45.

11. Zabolotnyi, K., Panchenko, O. (2019). Development of methods for optimizing the parameters of the body of a fixed jaw crusher. E3S Web of Conferences, 2019, 209, 00120. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900120>

УДК 621.9

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДОСТОВІРНОСТІ КОНТРОЛЮ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИРОБУ У LabVIEW

С.Т. Пацера<sup>1</sup>, В.А. Дербоба<sup>2</sup>, О.С. Захаров<sup>3</sup>

<sup>1</sup>професор кафедри технологій машинобудування та матеріалознавства, e-mail: [sergiy.patsera@gmail.com](mailto:sergiy.patsera@gmail.com)

<sup>2</sup>зав. кафедри технологій машинобудування та матеріалознавства, e-mail: [5762634@gmail.com](mailto:5762634@gmail.com)

<sup>3</sup>студент групи 131м-24н-1, e-mail: [Zakharov.O.S@nmu.one](mailto:Zakharov.O.S@nmu.one)

<sup>1,2,3</sup>Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

**Анотація.** У роботі перелічені основні теоретичні підходи і практичні результати проведення досліджень достовірності контролю нормованих геометричних параметрів типової деталі. Для проведення досліджень створено віртуальний прилад в середовищі LabVIEW 7.1. Визначено, що окрім максимального значення допустимої похибки контролю на достовірність суттєво впливає також рівень точності формоутворення поверхонь деталі технологічною оброблювальною системою.

*Ключові слова:* LabVIEW 7.1, метод Монте Карло, віртуальний прилад.