

ЗАЛЮБОВСЬКИЙ МАРК

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0002-9183-2771>e-mail: markzalubovskiy@gmail.com**ЗЛОТЕНКО БОРИС**

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0002-0870-8535>e-mail: zlotenco@ukr.net**ВОЛЯНИК ОЛЕКСІЙ**

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0002-7278-0910>e-mail: volyanik.oy@knu.edu.ua**ПОДПАЛОВ ВОЛОДИМИР**

Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»

ПОРІВНЯЛЬНЕ СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАЛТУВАЛЬНИХ МАШИН З ТОЧКИ ЗОРУ ВИЗНАЧЕННЯ РЕАКЦІЙ У КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ ШАРНІРНИХ ПРОСТОРОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Операції галтування можуть реалізовуватись за допомогою різноманітного обладнання. Найвища інтенсивність процесу досягається при використанні галтувальних машин, робочі ємності яких здійснюють складні просторові переміщення. На сьогодні створено кілька типів подібних машин, які мають власні конструктивні та технологічні відмінності й забезпечують виконання широкого спектру галтувальних операцій — від шліфування, полірування, глянцеювання до зміцнення поверхні деталей, відділення ливників або змішування компонентів. За структурою такі машини є просторовими механізмами зі складною кінематикою, в основі якої здебільшого лежать обертальні кінематичні пари. Важливим прикладом практичного використання галтувальних операцій є автомобілебудування, де цей процес широко застосовується для обробки різноманітних металевих і неметалевих деталей. Особливо ефективним галтування є при серійному та масовому виробництві, де основними вимогами до процесу є висока продуктивність, стабільна якість поверхні, а також зниження собівартості обробки. Галтування дозволяє досягти високого рівня чистоти поверхні, видалити задирки, заокруглити крайки, покращити зовнішній вигляд та експлуатаційні характеристики деталей, що є критично важливим для елементів трансмісії, підвіски, кріплень та інших відповідальних вузлів автомобіля. Для забезпечення надійної та тривалої експлуатації таких машин важливим є коректний розрахунок навантажень у кінематичних парах. У межах дослідження за допомогою САПР «SolidWorks» виконано тривимірне моделювання галтувальної машини, оснащеної двома ведучими ланками. У даній конструкції ємність виконує складний просторовий рух. Проведено силовий аналіз залежності реакцій у всіх обертальних кінематичних парах від зміни міжосьової відстані циліндричної ємності. За підсумками дослідження визначено характер впливу геометричного параметра на пікові значення реакцій, що можуть виникати у кінематичних парах машини. Отримані результати доцільно враховувати при проектуванні подібного типу галтувального обладнання, зокрема для потреб машинобудування й автомобільної промисловості.

Ключові слова: кінематична пара, автомобілебудування, циліндрична ємність, реакція.

ZALYUBOVSKIY MARK**ZLOTENKO BORYS****VOLIANYK OLEKSIY**

Kyiv National University of Technology and Design

PODPALOV VOLODYMYR

Open International University of Human Development "Ukraine"

COMPARATIVE FORCE ANALYSIS OF TUMBLING MACHINES IN TERMS OF DETERMINING REACTIONS IN KINEMATIC PAIRS OF HINGED SPATIAL MECHANISMS

Tumbling operations can be performed using various types of equipment. The highest process intensity is achieved when using tumbling machines whose working containers perform complex spatial movements. To date, several types of such machines have been developed, each with specific design and technological features. These machines ensure efficient execution of a wide range of tumbling operations, including grinding, polishing, burnishing, surface strengthening of parts, removal of sprues, or mixing of materials. Structurally, these machines represent spatial mechanisms with complex kinematics, which are predominantly based on revolute kinematic pairs.

A significant area of practical application for tumbling operations is the automotive industry, where this process is widely used for finishing both metallic and non-metallic components. Tumbling is particularly effective in serial and mass production, where high productivity, consistent surface quality, and low processing cost are key requirements. The process enables high surface finish, burr removal, edge rounding, improved appearance, and enhanced functional characteristics of parts — all of which are critical for elements such as transmissions, suspensions, fasteners, and other essential automotive components. To ensure the reliability and longevity of such machines, accurate calculation of loads in kinematic pairs is essential. In the course of this study, a 3D model of a tumbling machine with two driving links was developed using the CAD software "SolidWorks." In this design, the container performs complex spatial motion. A force analysis was carried out to determine the dependency of reactions in all revolute kinematic pairs on variations in the center distance of the cylindrical container. The study revealed how this geometric parameter influences peak reaction forces that may arise within the kinematic pairs of the machine. The obtained results should be taken into account when designing similar types of tumbling equipment, especially for applications in mechanical and automotive engineering.

Keywords: kinematic pair, automotive industry, cylindrical container, reaction.

Стаття надійшла до редакції / Received 11.08.2025

Прийнята до друку / Accepted 10.09.2025

Постановка задачі

Галтування [1] — це один із методів обробки поверхні деталей (якість яких визначається органолептичним способом), що використовується для згладжування, полірування, очищення або зміцнення поверхні. Воно відбувається шляхом механічного впливу робочого середовища (абразивів) на деталі в спеціальній установці, яка забезпечує рух камери з деталями та абразивним матеріалом.

Основне призначення галтування — зняття задирок, шліфування країв, підвищення чистоти поверхні, покращення зовнішнього вигляду та навіть підвищення зносостійкості чи втомної міцності деталей. Такий метод обробки деталей використовують у різних галузях промисловості [2] — машинобудування, приладобудування, легка промисловість, автомобілебудування.

Наприклад, у автомобілебудуванні галтування широко застосовується для обробки різноманітних металевих і неметалевих деталей, особливо серійного та масового виробництва, де важлива продуктивність і якість поверхні.

Найчастіше галтуванню піддаються дрібні металеві деталі, зокрема шайби, гайки, болти, пружини, елементи кріплення й інші стандартні вироби, щоб зняти задирки після штампування, різання або токарної обробки, елементи салону автомобіля. Валики, муфти та інші деталі трансмісії, щоб згладити мікронерівності після обробки та покращити сприйняття навантажень. Корпусні деталі з алюмінію або легких сплавів, пластмасові або полімерні елементи, зокрема внутрішні декоративні деталі — для згладження країв після лиття під тиском тощо.

Для галтувальних технологічних процесів використовують різноманітне обладнання [3]. Відома, значна кількість обладнання, яка безпосередньо раніше розроблена авторами статті. Кожна машина такого типу має унікальні конструктивні особливості, які визначаються специфікою переміщення її рухомих елементів та об'єм робочої ємності, що дозволяє реалізовувати різні режими руху оброблювального середовища. Ці конструктивні відмінності не лише зумовлюють особливості просторової траєкторії руху ланок, а й спричиняють виникнення різних навантажень у кінематичних парах під час роботи обладнання. Одним із ключових завдань є встановлення величин цих реакцій у кінематичних з'єднаннях з урахуванням реальних умов експлуатації.

Аналіз досліджень та публікацій

У наукових публікаціях [4–6] наведено результати низки експериментальних та аналітичних досліджень, які підтверджують доцільність та високу ефективність застосування цього типу обладнання для реалізації галтувальних технологічних процесів, зокрема на етапах оздоблювально-зачищувальної фінішної обробки. Отримані дані свідчать про стабільність технологічних параметрів, покращення якості оброблюваних поверхонь і зниження енергозатрат за умови раціонального підбору режимів роботи галтувальних машин.

Серед проведених досліджень варто відзначити роботи, присвячені силовому аналізу різних конструкцій галтувальних машин. Зокрема, у [7] представлено результати досліджень машини, в кінематичному ланцюзі якої застосовано рухому ланку — коромисло, що обертається навколо вертикальної вісі, у [8] — розглянуто аналогічну машину з коромислом, вісь обертання якого розташована горизонтально. У роботі [9] проаналізовано силову взаємодію в галтувальній машині з додатковою рухомою ланкою у вигляді повзуна. Дослідження, наведені в [10], стосуються галтувальної машини, де ведена вилка та робоча ємність формують кінематичну пару четвертого класу, що дещо ускладнює характер руху та розподіл навантажень. У свою чергу, у [3] розглянуто силову взаємодію в галтувальній машині з двома робочими ємностями, з'єднаними між собою поступальною кінематичною парою. Результати досліджень, представлені у даних роботах сприяють проведенню порівняльного аналізу та виокремленню більш раціональні для надійної експлуатації конструкції галтувальних машин.

Виділення невирішених частин

Незважаючи на наявність проведених численних силових досліджень галтувальних машин щодо встановлення пікових реакцій у кінематичних парах, станом на зараз, відсутні аналітичні дані щодо силового дослідження [11], попередньо розробленої конструкції галтувальної машини з двома ведучими ланками, в основі якої використовується просторовий восьмиланковий шарнірний механізм [12] з обертальними кінематичними парами. Відповідно, актуальним питанням є вивчення впливу зміни міжосьової відстані робочої ємності на екстремальні значення реакцій у кінематичних парах даної конструкції. Таке стане основою для подальшої можливої оптимізації геометричних параметрів та умов експлуатації галтувальної машини з двома ведучими ланками.

Формулювання цілі статті

Визначення та подальший аналіз реакцій в усіх обертальних кінематичних парах просторового восьмиланкового механізму галтувальної машини, конструкція якої включає дві ведучі ланки та дає змогу керувати інтенсивністю переміщення робочого масиву, під час його руху між крайніми точками ємності в протилежних осьових напрямках. Для досягнення поставленої мети використано інструменти комп'ютерного моделювання та силового дослідження в середовищі системи автоматизованого проектування «SolidWorks». Окрему увагу приділено вивченню впливу зміни міжосьової відстані робочої ємності на граничні значення реакцій у кінематичних з'єднаннях механізму.

Виклад основного матеріалу

Запропоновано нову конструкцію просторового механізму машини [12], до складу якого входить корпус 1, у якому розміщено два приводи – 2 та 5. Основний привід 2 складається з електродвигуна 3 та з'єднаного з ним приводного валу 4. У тій самій станині 1 встановлено й додатковий привід 5, що включає електродвигун 6 та вал приводу 7. Вал приводу 4 за допомогою нерознімної муфти 8 жорстко сполучений із кривошипом 9, який змонтовано в підшипниковій опорі 10. Кривошип 9 кінематично зв'язаний із веденим валом 11, що має можливість додаткового обертального руху по вертикалі. Одночасно, вал приводу 7 через муфту 12 жорстко з'єднаний із ведучою вилкою 13 карданного шарніра 14. Ведена вилка 15 цього шарніра жорстко поєднана з ведучим валом 16, який передає рух коромислу 17, забезпечуючи його додаткове коливання відносно горизонталі. Протилежні кінці ведучого валу 16 та веденого валу 11 з'єднані шарнірно відповідно з ведучою вилкою 18 та веденою вилкою 19 машини, осі яких 20 та 21 розташовані взаємно перпендикулярно в діаметральному напрямку й слугують опорами кріплення робочої ємності 22. Для забезпечення коректної роботи механізму необхідно, щоб вертикальна вісь обертання коромисла 17 збігалася з віссю центра карданного шарніра 14.

На рисунку 1 наведено кінематичну схему галтувальної машини, а також зображено відповідну тривимірну модель галтувальної машини (без демонстрації приводної частини).

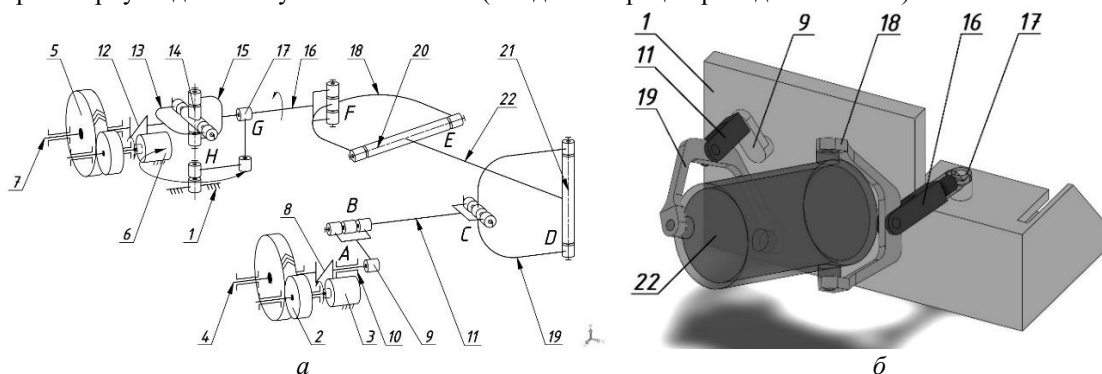


Рис. 1. Розроблена конструкція машини: а – кінематична схема, б – тривимірна модель

При створенні моделі досліджуваної конструкції галтувальної машини в середовищі САПР «SolidWorks» її геометричні параметри було прийнято такими, що відповідають конструкції «Turbula T10B» [13, 14], що є промисловим змішувачем. Відповідні геометричні характеристики розробленої машини наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Геометричний параметр машини	Значення коефіцієнту δ			
	1,2	1,4	1,6	1,8
Діаметр ємності d_{PC}	0,318 м	0,318 м	0,318 м	0,318 м
Довжина (між основами) ємності $l_{Ц}$	0,430 м	0,480 м	0,535 м	0,59 м
Міжосьова відстань вилок l_B	0,272 м	0,272 м	0,272 м	0,272 м
Відстань між геометричними осями ємності l_{PC}	0,330 м	0,380 м	0,435 м	0,49 м
Об'єм ємності V_{PC}	0,032 м ³	0,036 м ³	0,041 м ³	0,046 м ³
Маса рухомих деталей машини m_D	52,3 кг	54,8 кг	55,6 кг	57,9 кг
Кутова швидкість (частота обертання) ведучого валу машини $\omega_{ведч.}$	3,3 с ⁻¹ (32 об/хв)	3,3 с ⁻¹ (32 об/хв)	3,3 с ⁻¹ (32 об/хв)	3,3 с ⁻¹ (32 об/хв)
Кутова швидкість коромисла $\omega_{кор.}$	6,6 с ⁻¹ (64 об/хв)	6,6 с ⁻¹ (64 об/хв)	6,6 с ⁻¹ (64 об/хв)	6,6 с ⁻¹ (64 об/хв)

Суттєвою особливістю даної конструкції є введення до кінематичного ланцюга двох додаткових рухомих ланок – ведучого валу та кривошипа. Такий підхід дозволяє усунути пасивний зв'язок, присутність якого, згідно з результатами попередніх досліджень [15], негативно впливає на експлуатаційні характеристики машин подібного типу, а також, одночасно, вплинути на інтенсифікацію реалізації даного технологічного процесу. Після виключення пасивного зв'язку з'являється можливість змінювати довжини усіх рухомих ланок. В першу чергу – це актуально по відношенню до міжосьової довжини робочої ємності l_{PC} , що відкриває перспективи для варіативного дослідження впливу цього параметра на силові навантаження у кінематичних з'єднаннях. Окрім того, необхідно задаватися не лише $\omega_{ведч.}$, але й кутовою швидкістю кривошипу. Значення кутової швидкості кривошипу $\omega_{кор.}$, приймаючи до уваги рекомендації щодо раціональної експлуатації машини, що показані у праці [3] та, які створюють умови для найбільш інтенсивної обробки деталей, було прийнято у двічі більшим за значення $\omega_{ведч.}$

У цьому контексті актуальним є аналіз того, як саме варіація міжосьової відстані робочої ємності l_{PC} впливає на екстремальні значення реакцій у кінематичних парах, а також визначення критично допустимого значення l_{PC} , при якому ці реакції стануть перевищувати раніше визначені граничні сили для «базової» конструкції машини [14], що слугує основою для подальшого порівняльного аналізу.

Силовий аналіз здійснювався за допомогою інструментів моделювання в «SolidWorks». Під час моделювання поступово збільшували значення міжосьової відстані робочої ємності l_{PC} , при цьому, довжини інших рухомих ланок лишалися незмінними. Пропорційно збільшувалася довжина нерухомої ланки (відстань між осями обертання кривошипу та коромисла), розраховувалася вона згідно, отриманого у роботі [12] виразу:

$$l_0 = \frac{\sqrt{(l_B + \sqrt{l_{PC}^2 - l_{KP}^2})^2 - l_B^2} + \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2 + l_{KP}^2}}{2}. \quad (1)$$

де l_{KP} – довжину кривошипу

Для кожного варіанта конфігурації фіксували зміну реакцій у кінематичних парах і визначали їх екстремальні значення. Зміна міжосьової відстані робочої ємності l_{PC} характеризувалася коефіцієнтом δ , введеним раніше у працях [7–10]. Для цієї конструкції δ розраховували як $\delta = l_{PC} / l_B$. Дослідження проводили для таких значень коефіцієнта δ : 1,2; 1,4; 1,6; 1,8.

У ході дослідження також було визначено «граничне» значення відстані між осями циліндричної ємності, за перевищення якого відбувається помірне зростання максимальних значень реактивних сил у обертових кінематичних парах. Таке зростання перевищує встановлені раніше значення реакцій для кінематичних пар «базової» конструкції машини, що свідчить про збільшення силового навантаження при подальшому збільшенні цього параметра. Схематичне представлення напрямків і характеру дії векторів реакцій у кінематичних парах просторового механізму машини з двома ведучими ланками, наведено на рисунку 2.

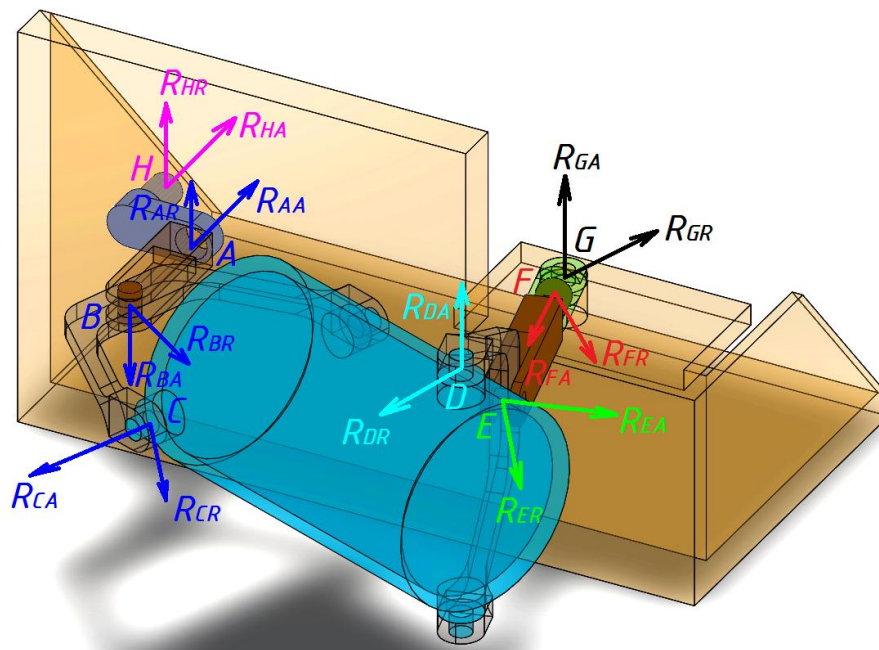


Рис. 2. Схема розподілу реактивних сил у рухомих з'єднаннях машини з двома ведучими ланками

Розраховували пікові значення осьових та радіальних складових повних реактивних сил R у восьми обертових кінематичних парах (далі Об.КП) п'ятого класу A, B, C, D, E, F, G та H . Відповідно, реакції мали назву: « R_{AA} » – осьова реактивна сила в Об.КП «кривошип – вал ведучий»; « R_{AR} » – радіальна реактивна сила в Об.КП «кривошип – вал ведучий»; « R_{BA} » – осьова реактивна сила в Об.КП «вал ведучий – вилка ведуча»; « R_{BR} » – радіальна реактивна сила в Об.КП «вал ведучий – вилка ведуча»; « R_{CA} » – осьова реактивна сила в Об.КП «вилка ведуча – ємність циліндрична»; « R_{CR} » – радіальна реактивна сила в Об.КП «вилка ведуча – ємність циліндрична»; « R_{DA} » – осьова реактивна сила в Об.КП «ємність циліндрична – вилка ведена»; « R_{DR} » – радіальна реактивна сила в Об.КП «ємність циліндрична – вилка ведена»; « R_{EA} » – осьова реактивна сила в Об.КП «вилка ведена – вал ведений»; « R_{ER} » – радіальна реактивна сила в Об.КП «вилка ведена – вал ведений»; « R_{FA} » – осьова реактивна сила в Об.КП «вал ведений – коромисло»; « R_{FR} » – радіальна реактивна сила в Об.КП «вал ведений – коромисло»; « R_{GA} » – осьова реактивна сила в Об.КП «коромисло – корпус»; « R_{GR} » – радіальна реактивна сила в Об.КП «коромисло – корпус»; « R_{HA} » – осьова реактивна сила в Об.КП «кривошип – корпус»; « R_{HR} » – радіальна реактивна сила в Об.КП «кривошип – корпус».

Оскільки результати попереднього силового аналізу «базової» машини, згідно з [3], засвідчили, що всі реакції в кінематичних парах у режимі робочого ходу зростають пропорційно відносно аналогічних реакцій у режимі холостого ходу на однакову величину, було погоджено, що усі наступні співставлення та порівняння інших конструкцій доцільно виконувати саме для умов холостого ходу. Це дозволяє об'єктивно оцінити вплив геометричних змін механізму на силове навантаження, виключаючи вплив додаткових навантажень, зумовлених обробкою деталей. Такий підхід також забезпечує методологічну послідовність у процесі аналізу різних конструктивних схем.

У таблиці 2 показані результати визначення пікових реакцій у кінематичних парах конструкції галтувальної машини з двома ведучими ланками, отриманих у САПР «SolidWorks», залежно від значення коефіцієнта δ . Для порівняння, у таблиці 2 також подано реакції сил при коефіцієнті $\delta=1$. Це дозволяє провести порівняльний аналіз зміни навантажень у кінематичних з'єднаннях залежно від конфігурації механізму.

Таблиця 2

		Коефіцієнт δ				
		1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
Реактивні сили у рухомих з'єднаннях машини (на холостому ході)	$R_{AA}, [H]$	88	95	118	133	172
	$R_{FA}, [H]$	68	133	168	199	290
	$R_{AR}, [H]$	405	444	496	538	669
	$R_{FR}, [H]$	608	523	222	144	321
	$R_{BA}, [H]$	198	220	245	304	404
	$R_{EA}, [H]$	124	132	101	74	70
	$R_{BR}, [H]$	294	350	417	514	721
	$R_{ER}, [H]$	545	613	711	790	965
	$R_{CA}, [H]$	95	90	93	95	110
	$R_{DA}, [H]$	194	177	165	159	150
	$R_{CR}, [H]$	325	377	426	466	599
	$R_{DR}, [H]$	342	412	301	221	396
	$R_{GA}, [H]$	-----	100	120	142	173
	$R_{GR}, [H]$	-----	95	153	199	269
	$R_{HA}, [H]$	-----	375	432	542	756
	$R_{HR}, [H]$	-----	96	115	133	187

На основі даних з таблиці 2, побудували графічні залежності, що ілюструють зміну пікових реактивних сил у рухомих з'єднаннях досліджуваного восьмиланковика від коефіцієнта δ . На рисунку 3 наведено графіки зміни осьових реактивних сил, тоді як на рисунку 4 — радіальних складових. Побудовані залежності дають змогу візуалізувати вплив зміни геометричних параметрів механізму на навантаження в його кінематичних з'єднаннях, що є важливим для подальших досліджень.

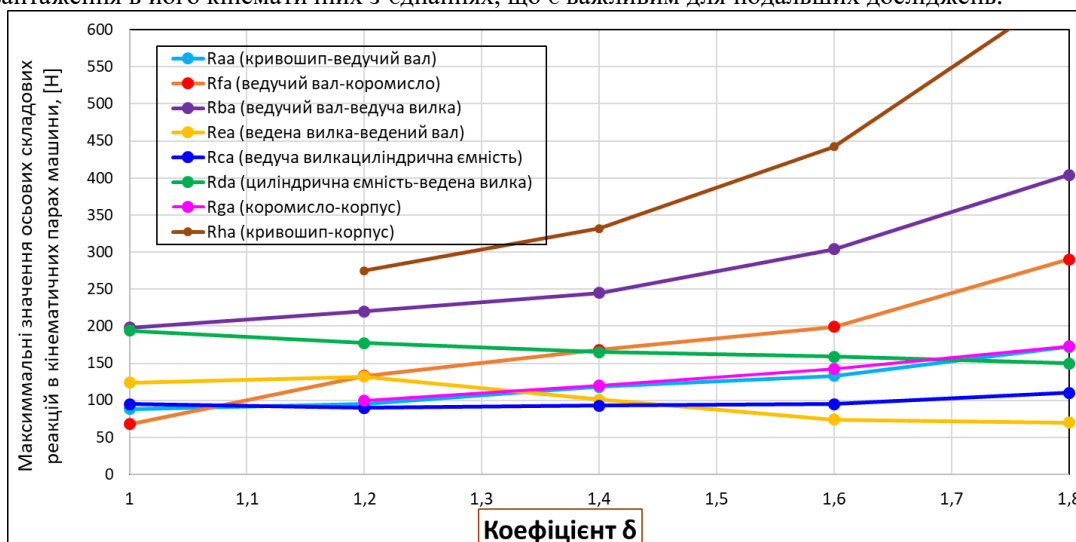


Рис. 3. Графічна залежність впливу зміни коефіцієнта δ на пікові значення осьових реактивних сил у рухомих з'єднаннях просторового восьмиланковика машини з двома ведучими ланками

На першому графіку зображено зміну осьових реактивних сил. Спостерігається помітне зростання реакцій у таких кінематичних парах, як R_{ha} (кривошип–корпус), R_{hb} (ведучий вал–ведуча вилка) та R_{ea} (ведена вилка–ведучий вал). Зокрема, при $\delta=1,8$ реакція R_{ha} досягає найбільшого значення, яке перевищує 550Н, що більш ніж у два рази перевищує її значення при $\delta=1,0$. Також значне зростання фіксується для реакцій R_{hb} та R_{ea} . Водночас реакції типу R_{aa} , R_{fa} та R_{ba} залишаються майже сталими або мають незначну тенденцію до зменшення. Це свідчить про нерівномірний розподіл навантажень між окремими кінематичними парами зі збільшенням δ .

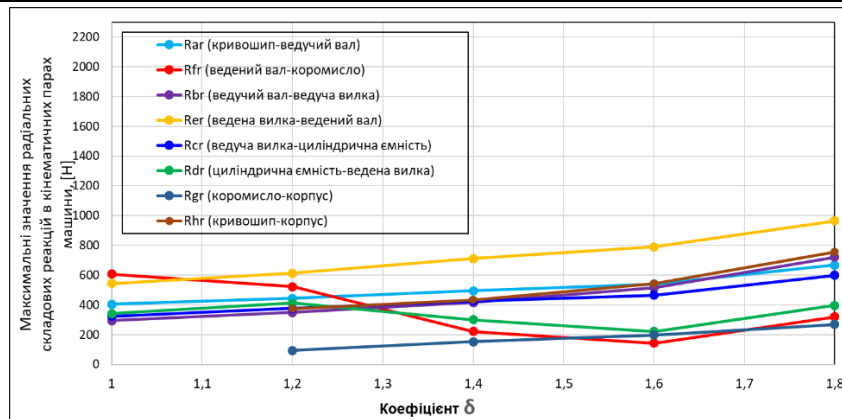


Рис. 4. Графічна залежність впливу зміни коефіцієнта δ на пікові значення радіальних реактивних сил у рухомих з'єднаннях просторового восьмигранника машини з двома ведучими ланками

На другому графіку зображено зміну радіальних реактивних сил. Найбільш інтенсивне зростання спостерігається для реакції R_{hr} (кривошип–корпус), яка при $\delta=1,8$ перевищує 2000Н, що є абсолютним максимумом серед усіх досліджених реакцій. Також зростання показують реакції типу R_{gr} (коромисло–корпус) та R_{cr} (ведуча вилка–циліндрична ємність). Інші реакції або залишаються відносно сталими (наприклад, R_{br} , R_{er}), або спочатку зменшуються, а потім починають зростати (наприклад, R_{fr}).

Таким чином, можна зробити висновок, що із зростанням коефіцієнта δ відбувається істотне зростання навантажень у певних кінематичних парах, що може свідчити про локалізацію силових перевантажень у вузлах конструкції. Це зумовлює необхідність ретельного проектування відповідних елементів з урахуванням їхньої міцності та ресурсу роботи.

З урахуванням результатів лінійної інтерполяції екстремальних значень реакцій, було встановлено, що конструкція машини є доцільною до застосування тільки в межах зміни коефіцієнта $\delta=[1,0 - 1,6]$, де спостерігається більш помірне навантаження на вузли та зберігається баланс між елементами конструкції. Подальше зростання δ може призвести до перевантаження та зниження надійності роботи машини.

Висновки

1. Проведено силовий аналіз щодо визначення пікових значень осьових реактивних та радіальних сил в обертових рухомих з'єднаннях машини галтувальної з двома ведучими ланками із використанням програмного забезпечення «SolidWorks».

2. Виконано аналіз впливу параметра δ , що характеризує міжосьову відстань циліндричної ємності, на величини реактивних сил у рухомих з'єднаннях обертового типу, з метою визначення раціональних умов функціонування механізму.

3. Зі зростанням коефіцієнта δ понад 1,6 пікові значення реактивних сил у низці кінематичних пар (зокрема, «кривошип–корпус», «ведучий вал–ведуча вилка», «ведена вилка–ведучий вал») перевищують відповідні значення для «базової» конструкції. З огляду на різке зростання навантажень при подальшому збільшенні δ , раціональним є використання досліджуваної конструкції в межах $\delta = [1,0 - 1,6]$, де зберігається відносна рівномірність розподілу навантажень та забезпечується прийнятна надійність роботи вузлів.

Література

1. Бурмістенков, О.П. Основи теорії та практична реалізація пристроїв для зачищувальної обробки формових деталей із полімерних матеріалів / О. П. Бурмістенков, І. В. Панасюк. – К.: НМК ВО, 1993. – 64 с.
2. Бурмістенков О.П. Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантереїній промисловості: монографія / О. П. Бурмістенков, Б. М. Злотенко, В. П. Коновал, І. В. Панасюк, М. Є. Скиба, О. М. Синюк. – Хмельниц., 2007. – 255 с.
3. Залюбовський М. Г. Машини зі складним рухом робочих ємкостей для обробки полімерних деталей: монографія / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, В. В. Малишев – К.: Університет «Україна», 2018. – 228 с.
4. Залюбовський М.Г. Експериментальне визначення енергії необхідної для відділення металевих деталей від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2019. – №5 (138). – С. 17-26.
5. Залюбовський М.Г. Аналітичне визначення часу виконання технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2019. – №6 (140). – С. 9-18.
6. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження впливу геометрії металевих відливок деталей замка «блискавка» на особливості їх обробки в галтувальній машині / М.Г. Залюбовський, І.В.

Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №2 (144). – С. 24-32.

7. Залюбовський М.Г. Силові дослідження просторового семиланкового механізму машини для обробки деталей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2020. – №4 (287). – С. 127-133.

8. Залюбовський М.Г. Кінетостатичне дослідження шарнірних просторових механізмів галтувальних машин (частина 1: дослідження механізму з додатковою рухомою ланкою – коромислом) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев, В.В. Скідан // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2021. – №1 (154). – С. 9-18/

9. Залюбовський М.Г. Дослідження реакцій у кінематичних парах статично визначеного просторового механізму машини для обробки деталей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 1, том 32 (71). – С. 1-6.

10. Залюбовський М.Г. Машина для обробки деталей з кінематичною парою четвертого класу – кінетостатичне дослідження / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 2, том 32 (71). – С. 6-11.

11. Antonyuk E.Ya. Motion of an Articulated Vehicle with Two-Dimensional Sections Subject to Lateral Obstacles / E.Ya. Antonyuk, A.T. Zabuga // Int. Appl. Mech. – 2016. – 52, N 4. – P. 404 – 412.

12. Zalyubovskii M., Koshel S., Koshel O., Akimova L. Synthesis and research of the spatial eight-link mechanism of the barreling machine. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2024, №3, pp. 42 – 49.

13. Jadhav P.S. A study on mixing of composite solids in the three dimensional turbula mixer / P.S. Jadhav, B.R. Jadhav // *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*. – 2013. – 2 (3). – P. 1-4.

14. Willy A. Bachofen (WAB): сайт Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2025 [Електронний ресурс]. URL: <https://www.wab-group.com/en/mixing-technology/products/> (дата відвідування: 13.01.2025).

15. Zalyubovs'kyi M. G. Synthesis and analysis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine / M.G. Zalyubovs'kyi, I.V. Panasyuk, S.O. Koshel', G.V. Koshel' // *International Applied Mechanics*, 57, No. 4, July 2021, 466 – 476.

References

1. Burmistenkov, O.P. Osnovi teorii ta praktychna realizatsiia prystroiv dlia zachyshchuvalnoi obrobky formovykh detalei iz polimernykh materialiv / O. P. Burmistenkov, I. V. Panasiuk. – K.: NMK VO, 1993. – 64 s.

2. Burmistenkov O.P. Vyrobnystvo lyutukh detalei ta vyrobiv z polimernykh materialiv u vzuttivii ta shkirhalanterinii promyslovosti: monohrafiia / O. P. Burmistenkov, B. M. Zlotenko, V. P. Konoval, I. V. Panasiuk, M. Ye. Skyba, O. M. Syniuk. – Khmelnyts., 2007. – 255 s.

3. Zaliubovskiy M. H. Mashyny zi skladnym rukhom robochykh yemkosti dlia obrobky polimernykh detalei: monohrafiia / M. H. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, V. V. Malyshev. – K.: Universytet «Ukraina», 2018. – 228 s.

4. Zaliubovskiy M.H. Eksperymentalne vyznachennia enerhii neobkhidnoi dlia viddilennia metalevykh detalei vid lyvnykiv / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev // *Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta designu* – 2019. – №5 (138). – S. 17–26.

5. Zaliubovskiy M.H. Analitichne vyznachennia chasu vykonannia tekhnolohichnoi operatsii viddilennia metalevykh detalei zamka «blyskavka» vid lyvnykiv / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev // *Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta designu* – 2019. – №6 (140). – S. 9–18.

6. Zaliubovskiy M.H. Eksperymentalne doslidzhennia vplyvu heometrii metalevykh vlyvok detalei zamka «blyskavka» na osoblyvosti yikh obrobky v haltuvalnii mashyni / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk // *Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta designu* – 2020. – №2 (144). – S. 24–32.

7. Zaliubovskiy M.H. Sylove doslidzhennia prostorovoho semylankovoho mekhanizmu mashyny dlia obrobky detalei / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk // *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky* – 2020. – №4 (287). – S. 127–133.

8. Zaliubovskiy M.H. Kinetostatychne doslidzhennia sharnirnykh prostorovykh mekhanizmiv haltuvalnykh mashyn (chastyna 1: doslidzhennia mekhanizmu z dodatkovou rukhomou lankou – koromyslom) / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev, V.V. Skidan // *Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta designu* – 2021. – №1 (154). – S. 9–18.

9. Zaliubovskiy M.H. Doslidzhennia reaktsii u kinematychnykh parakh statychno vyznachenooho prostorovoho mekhanizmu mashyny dlia obrobky detalei / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev // *Vcheni zapysky Tavriiskoho natsionalnoho universytetu imeni V.I. Vernadskoho. Seriya: tekhnichni nauky* – 2021. – №1, tom 32 (71). – S. 1–6.

10. Zaliubovskiy M.H. Mashyna dlia obrobky detalei z kinematychnou parou Chetvertoho klasu – kinetostatychne doslidzhennia / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev // *Vcheni zapysky Tavriiskoho natsionalnoho universytetu imeni V.I. Vernadskoho. Seriya: tekhnichni nauky* – 2021. – №2, tom 32 (71). – S. 6–11.

11. Antonyuk E.Ya. Motion of an Articulated Vehicle with Two-Dimensional Sections Subject to Lateral Obstacles / E.Ya. Antonyuk, A.T. Zabuga // *Int. Appl. Mech.* – 2016. – 52, No. 4. – P. 404–412.

12. Zalyubovskii M., Koshel S., Koshel O., Akimova L. Synthesis and research of the spatial eight-link mechanism of the barreling machine. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2024, №3, pp. 42–49.

13. Jadhav P.S. A study on mixing of composite solids in the three dimensional turbula mixer / P.S. Jadhav, B.R. Jadhav // *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*. – 2013. – 2 (3). – P. 1–4.

14. Willy A. Bachofen (WAB): сайт Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2025 [Elektronnyi resurs]. URL: <https://www.wab-group.com/en/mixing-technology/products/> (data vidviduvannia: 13.01.2025).

15. Zalyubovs'kyi M. G. Synthesis and analysis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine / M.G. Zalyubovs'kyi, I.V. Panasyuk, S.O. Koshel', G.V. Koshel' // *International Applied Mechanics*, 57, No. 4, July 2021, pp. 466–476.