

Київський національний університет технологій та дизайну  
Міністерство освіти та науки України

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**ЗАЛЮБОВСЬКИЙ МАРК ГЕННАДІЙОВИЧ**

УДК 621.924.7

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ СИНТЕЗУ МЕХАНІЗМІВ МАШИН ДЛЯ  
ФІНІШНОЇ ОБРОБКИ ФУРНІТУРИ ВИРОБІВ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ**

05.05.10 – машини легкої промисловості

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ М.Г. Залюбовський

Науковий консультант

Панасюк Ігор Васильович  
доктор технічних наук, професор

Київ – 2023

## АНОТАЦІЯ

*Залюбовський М.Г.* Розвиток наукових основ синтезу механізмів машин для фінішної обробки фурнітури виробів легкої промисловості. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.10 «Машини легкої промисловості». – Київський національний університет технологій та дизайну МОН України, Київ, 2023.

### **Зміст анотації.**

Створення сучасного високоефективного галтувального обладнання з різним функціональним призначенням є необхідною умовою прогресивного розвитку різних галузей промисловості України (машинобудування, легка, фармацевтична, хімічна промисловість тощо). Конкурентоздатність продукції значною мірою також залежить від ефективності та продуктивності виконання фінішної обробки деталей після їх формоутворення.

У легкій промисловості широко використовуються дрібні типові деталі, якість яких визначається органолептичним методом, а формоутворення яких може реалізуватися шляхом лиття або шляхом механічної обробки чи штампування. Усі ці деталі після формоутворення потребують виконання трудомісних фінішних галтувальних технологічних операцій, суть яких заключається у об'ємній обробці технологічним середовищем для можливості відділення та сепарації деталей від ливників, облою, задирок; заокруглення гострих країв; шліфування та полірування поверхні; очищення поверхні від продуктів корозії тощо. На фінішні галтувальні технологічні операції іноді витрачається до 80% загального технологічного часу.

У переважній більшості, для реалізації таких технологічних операцій використовують галтувальні обертові барабани або вібраційне обладнання, які характеризуються низькою продуктивністю виконання технологічних операцій. Підвищення ефективності обробки при виконанні фінішних галтувальних технологічних операцій можна досягнути із використанням галтувального обладнання з робочими ємностями, які виконують складний просторовий рух.

Виконано синтез раціональних статично визначених просторових механізмів машин для обробки деталей з різними конструктивними особливостями. Зокрема, синтезовано статично визначені просторові механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між паралельними осями ведучого та веденого валів, а також механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між взаємно перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок. Розроблено уніфіковані вимоги та підходи щодо синтезу статично визначених просторових механізмів без пасивного зв'язку галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності.

Здійснено аналітичне дослідження геометричних та конструктивних параметрів усіх синтезованих статично визначених просторових механізмів. Отримані математичні залежності для можливості раціонального розрахунку геометричних та конструктивних параметрів просторових механізмів. Розроблено загальні підходи комплексного аналітичного дослідження синтезованих статично визначених просторових механізмів з точки зору розрахунку їх геометричних та конструктивних параметрів.

Розроблено конструкції приводів, які забезпечують передачу обертального руху на ведучий вал машини, який одночасно виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення, синтезовано шарнірні складові цих приводів.

Виконані силові дослідження розроблених конструкцій галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей без пасивних зв'язків у їх кінематичних ланцюгах, отримані графічні закономірності максимальних значень реакцій в усіх кінематичних парах галтувальних машин в залежності від зміни відповідних геометричних параметрів рухомих ланок. На основі виконаного силового дослідження встановлені діапазони зміни відповідних геометричних параметрів розроблених конструкцій галтувальних машин при яких максимальні значення реакцій у більшості кінематичних пар не будуть перевищувати максимальні значення реакцій у «базовій» конструкції машини, а також визначені конструкції галтувальних машин, у яких реакції у кінематичних парах будуть мінімальними.

Вперше виконані аналітичні та експериментальні дослідження відділення металевих деталей від ливників (на прикладі металевих деталей замка «блискавка») у галтувальній машині, робоча ємність якої виконує складний просторовий рух. Встановлено взаємозв'язок між масою та геометричною формою відливок, кількістю зіткнень відливок з твердою поверхнею, конструктивними особливостями галтувальної машини зі складним рухом робочої ємності, значенням кутової швидкості ведучого валу машини, рівнем заповнення робочої ємності робочим масивом та часом, який витрачається на реалізацію відділення металевих деталей від ливників. Аналітичним шляхом отримані математичні залежності для розрахунку мінімального часу, який необхідний для виконання технологічної операції відділення металевих деталей від ливників у ємності, яка виконує складний просторовий рух.

Експериментально досліджено вплив режимів руху робочого масиву, об'єму заповнення ємності, а також форми та геометричних параметрів металевих відливок замка «блискавка» на інтенсивність відділення металевих деталей від ливників. Встановлено, що найінтенсивніше відділення деталей від ливників відбувається при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву, при заповненні робочої ємності на 50% – 75% від її загального вільного об'єму, а також, що розгалужена складна форма відливок потребує значно більшого часу обробки. Продуктивність при обробці металевих деталей з використанням машин зі складним рухом робочої ємності, може бути в 10 разів більшою за продуктивність при обробці деталей з використанням галтувальних машин з обертовими барабанами.

Розроблено конструкції галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей з відмінними конструктивними особливостями, розроблено технологічний процес відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників із застосуванням галтувального обладнання зі складним рухом робочих ємностей, а також розроблено раціональні статично визначені просторові механізми галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей.

Результати дисертаційної роботи впроваджені у виробництво та освітній процес. Зокрема, технологічний процес відділення металевих деталей замка

«блискавка» від ливників із використанням розробленої конструкції галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності прийнято до впровадження на ПрАТ «Молнія». Очікуваний економічний ефект складе 25'826 грн. у рік на одну установку. Також результати наукових досліджень впроваджено у навчальний процес трьох вищих навчальних закладів – Київського національного університету технологій та дизайну, Відкритого міжнародного університету розвитку людини «Україна» та Фастівського автомобільно-дорожнього технікуму ТСО України.

**Ключові слова:** відливка, фінішна обробка, робоча ємність, пасивний зв'язок, статично визначений механізм, відділення деталей від ливників, сепарація, реакція.

## ABSTRACT

*Zalyubovsky M.G.* Development of the scientific basis of the synthesis of machine mechanisms for the finishing of fittings for light industry products. – Qualifying scientific work on manuscript rights.

Dissertation for obtaining the scientific degree of doctor of technical sciences on the specialty 05.05.10 "Machines of light industry". - Kyiv National University of Technology and Design, MES of Ukraine, Kyiv, 2023.

**Abstract content.** The creation of modern highly efficient felting equipment with different functional purposes is a necessary condition for the progressive development of various branches of industry in Ukraine (engineering, light, pharmaceutical, chemical industry, etc.). The competitiveness of products also depends to a large extent on the efficiency and productivity of finishing parts after their molding.

In light industry, small typical parts are widely used, the quality of which is determined by the organoleptic method, and the shaping of which can be realized by casting or by mechanical processing or stamping. All these parts, after forming, need to perform time-consuming finishing felting technological operations, the essence of which is volume processing with a technological environment for the possibility of separation and separation of parts from sprues, burrs, burrs; rounding of sharp edges; surface grinding and polishing; surface cleaning from corrosion products, etc. Sometimes up to 80% of the total technological time is spent on the finishing technological operations.

In the vast majority, for the implementation of such technological operations, rolling rolling drums or vibrating equipment are used, which are characterized by low performance of technological operations. Increasing the efficiency of processing during the execution of finishing technological operations of felting can be achieved with the use of felting equipment with working containers that perform complex spatial movement.

The synthesis of rational statically determined spatial mechanisms of machines for processing parts with various design features has been performed. In particular, the statically defined spatial mechanisms of machines, during the operation of which a cyclic change in the distance between the parallel axes of the driving and driven shafts is realized, as well as machine mechanisms, in the process of operation of which a cyclic change of the distance between the mutually perpendicular geometric axes of the forks is attached, have been synthesized.

Unified requirements and approaches have been developed for the synthesis of statically determined spatial mechanisms without the passive connection of the rolling machine with the complex spatial movement of the working container. An analytical study of the geometric and structural parameters of all synthesized statically determined spatial mechanisms was carried out. Obtained mathematical dependencies for the possibility of rational calculation of geometric and constructive parameters of spatial mechanisms. General approaches for complex analytical research of synthesized statically defined spatial mechanisms from the point of view of calculating their geometric and structural parameters have been developed.

Designs of actuators have been developed, which ensure the transfer of rotary motion to the drive shaft of the machine, which at the same time performs additional reciprocating movement, the hinged components of these actuators have been synthesized.

Strength studies of the developed designs of felting machines with complex spatial movement of working containers without passive connections in their kinematic chains were carried out, graphical regularities of the maximum values of reactions in all kinematic pairs of felting machines depending on the change in the corresponding geometric parameters of the moving links were obtained. On the basis of the performed strength study, the ranges of changes in the corresponding geometric parameters of the

developed structures of the felting machines were established, in which the maximum values of the reactions in most kinematic pairs will not exceed the maximum values of the reactions in the "basic" design of the machine, and also the designs of the felting machines were determined, in which the reactions in the kinematic pairs will be minimal.

For the first time, analytical and experimental studies of the separation of metal parts from showerheads (on the example of metal parts of a "zipper" lock) in a rolling machine, the working capacity of which performs a complex spatial movement, were performed. The relationship between the mass and the geometric shape of the castings, the number of collisions of the castings with a solid surface, the structural features of the rolling machine with complex movement of the working container, the value of the angular velocity of the machine's drive shaft, the level of filling of the working container with the working mass and the time spent on the implementation of the separation of metal parts from sprinklers. Mathematical dependencies were obtained analytically for calculating the minimum time required to perform the technological operation of separation of metal parts from showerheads in a container that performs complex spatial movement.

The influence of the modes of movement of the working array, the volume of filling the container, as well as the shape and geometric parameters of the metal castings of the "zipper" lock on the intensity of the separation of the metal parts from the spouts was experimentally investigated. It has been established that the most intense separation of parts from the sprues occurs when the waterfall mode of movement of the working mass is implemented, when the working capacity is filled by 50% – 75% of its total free volume, and also that the branched complex shape of the castings requires significantly longer processing time. Productivity when processing metal parts using machines with complex movement of the working capacity can be 10 times higher than the productivity when processing parts using rolling machines with rotating drums.

Designs of felting machines with complex movement of working containers with excellent design features have been developed, a technological process of separating metal parts of the "zipper" lock from showers using felting equipment with complex movement of working containers has been developed, and rational statically defined spatial

mechanisms of felting machines with complex movement of working containers have also been developed containers

The results of the dissertation work are implemented in the production and educational process. In particular, the technological process of separating the metal parts of the "lightning bolt" lock from the showers using the developed design of the rolling machine with complex spatial movement of the working capacity was accepted for implementation at PrJSC «Molniya». The expected economic effect will be UAH 25,826. per year for one installation. Also, the results of scientific research were implemented in the educational process of three higher educational institutions – Kyiv National University of Technology and Design, Open International University of Human Development «Ukraine» and Fastiv Automobile and Road Technical College TSO of Ukraine.

**Key words:** casting, finishing, working capacity, passive connection, statically defined mechanism, separation of parts from sprues, separation, reaction.

### **Список публікацій здобувача за темою дисертації.**

#### **Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації.**

#### **Статті у наукових виданнях, внесених до міжнародної наукометричної бази даних Scopus:**

1. Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 1, April 2020, 54 – 64;

2. Zaliubovskyi M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zaliubovskyi, I. V. Panasiuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, – 2020. – 178, issue 4, 69-75;

3. Zalyubovskii M. G. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 6, November 2020, 762 – 772;

4. 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;



5. Koshel' S.O. Kinematic analysis of complex planar mechanisms of higher classes / S.O. Koshel', V.M. Dvorzhak, G.V. Koshel', M.G. Zalyubovskiy // International Applied Mechanics, Vol. 58, No. 1, January, 2022, 111 – 122;

6. Zalyubovskii M. G. Modeling and designing the barreling machine drive with complex spatial motion of the container / M.G. Zalyubovskii, I.V. Panasyuk, S.O. Koshel', G.V. Koshel' // International Applied Mechanics, 58, No. 4, July 2022, 472 – 480;

### **Статті у фахових виданнях України:**

1. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2 (132). – P. 24 – 32;

2. Zalyubovskiy M.G. Analytical determination of the time of handling process of polymeric details in a machine with a complex movement of working container / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Kuznetsova O.O, Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 3 (134). – P. 9 – 17;

3. Залюбовський М.Г. Визначення кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей: енергетичний підхід / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2019. – №4 (136). – С. 57-66;

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. Залюбовский М. Г. Об исследовании основных конструктивных параметров семизвенного пространственного механизма машины для обработки деталей / М. Г. Залюбовский, И. В. Панасюк // Приклад. механика. – 2020. – 56, № 1. – С. 67-77;

7. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження впливу режимів руху робочого масиву та об'єму заповнення ємкості на інтенсивність відділення металевих деталей від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №1 (142). – С. 27-38;

8. Залюбовський М.Г. Перспективні технології обробки деталей та змішування сипких речовин у рухомих робочих ємкостях (частина 1: способи технологічних операцій) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 2, том 31 (70). – С. 29-35;

9. 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;

10. Залюбовський М.Г. Перспективні технології обробки деталей і змішування сипких речовин у рухомих робочих ємкостях (частина 2: типи обладнання з рухомими ємкостями) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 3, том 31 (70). – С. 7-13;

11. Залюбовський М.Г. Дослідження кінематичних параметрів машини для обробки деталей з двома ємкостями, що виконують складний просторовий рух / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №3 (146). – С. 25-36;

12. Залюбовский М.Г. Структурный синтез и анализ пространственного механизма без избыточной связи галтовочной машины / М.Г. Залюбовский, И.В. Панасюк, В.В. Малышев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 4, том 31 (70). – С. 12-17;
13. Залюбовський М.Г. Машина для обробки деталей з семиланковим просторовим механізмом – синтез та дослідження / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №4 (148). – С. 38-47;
14. 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;
15. Залюбовський М.Г. Силові дослідження просторового шестиланкового механізму машини для обробки деталей (частина 1: дослідження при роботі машини на холостому ході) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 5, том 31 (70). – С. 13-18;
16. Залюбовський М.Г. Синтез та аналітичне дослідження геометричних параметрів статично визначеного просторового шарнірного механізму галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №5 (150). – С. 24-30;
17. Залюбовський М.Г. Синтез та дослідження статично визначеного просторового шарнірного механізму галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, В.В. Малишев, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2020. – №5 (289). – С. 142 – 148;
18. Залюбовский М. Г. Об исследовании основных конструктивных параметров пространственных механизмов машин с двумя рабочими емкостями для обработки деталей / М. Г. Залюбовский, И. В. Панасюк // Приклад. механика. – 2020. – 56, № 6. – С. 130-141;

19. Залюбовський М.Г. Силове дослідження просторового шестиланкового механізму машини для обробки деталей (частина 2: дослідження при роботі машини на робочому ході) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 6, том 31 (70), частина 2. – С. 1 – 6;

20. 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;

21. 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;

22. Залюбовський М.Г. Дослідження статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №1 (293). – С. 86 – 92;

23. 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;

24. Залюбовський М.Г. Кінетостатичне дослідження шарнірних просторових механізмів галтувальних машин (частина 2: дослідження механізму машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані поступальною кінематичною парою) / М.Г. Залюбовський, В.В. Скідан // Технології та інжиніринг – 2021. – №2. – С. 20-28;

25. Залюбовський М.Г. Визначення статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, створеного масою сипкого середовища у робочій ємкості /

М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №2 (295). – С. 116 – 122;

26. Залюбовський М.Г. Перспективні галтувальні та змішувальні технологічні процеси у машині типу «Turbula» / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 3, том 32 (71). – С. 6-11;

27. Залюбовський М.Г. Дослідження динамічного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, утвореного переміщення сипкого масиву у робочій ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №3 (297). – С. 94 – 99;

28. Залюбовський М. Г. Синтез та аналіз просторових семиланкових механізмів без надлишкового зв'язку машини для Зобробки деталей / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Прикладна механіка. – 2021. – 57, № 4. – С. 110-121;

29. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів у середовищі низьких температур (частина 1: визначення температури крихкості) / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 4, том 32 (71). – С. 8-12;

30. Залюбовський М.Г. Аналітичне дослідження потужності, яка споживається на ведучому валу галтувальної машини зі складним рухом робочої ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №4 (299). – С. 96 – 100;

31. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів у середовищі низьких температур (частина 2: дослідження тривалості промерзання і технологічного процесу галтування) / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 5, том 32 (71). – С. 1-4;

32. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження потужності галтувальної машини зі складним рухом робочої ємкості, що споживається на її ведучому валу / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №5 (301). – С. 59 – 65;

33. Залюбовський М.Г. Визначення деяких конструктивних та геометричних параметрів галтувальної машини типу «Turbula» / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №6 (303). – С. 147 – 152;

34. Кошель С.О. Кінематичний аналіз складних плоских механізмів вищих класів / С.О. Кошель, В.М. Дворжак, Г.В. Кошель, М.Г. Залюбовський // Прикладна механіка. – 2022. – 58, № 1. – С. 128-142;

35. Залюбовський М.Г. Дослідження та шляхи усунення перевантажень у гідравлічних системах пресів для вирубки деталей легкої промисловості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №1 (305). – С. 125 – 130;

36. Залюбовський М.Г. Аналітичне дослідження деяких конструктивних параметрів галтувальної машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №2 (307). – С. 97 – 102;

37. Залюбовський М.Г. Техніко-економічне обґрунтування використання галтувального обладнання типу «Turbula» при виконанні відділення металевих деталей від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №3 (309). – С. 92 – 98;

38. Залюбовський М. Г. Моделювання та розробка приводу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Прикладна механіка. – 2022. – 58, № 4. – С. 117 – 126;

39. Залюбовський М.Г. Техніко-економічне обґрунтування використання галтувальної машин типу «Turbula» при виконанні полірування поверхні дрібних полімерних виробів // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №4 (311). – С. 94 – 99;

40. Залюбовський М.Г. Розробка високопродуктивної галтувальної машини зі складним просторовим рухом двох робочих ємкостей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №5 (313). – С. 152 – 158;

41. Залюбовський М. Г. Дослідження конструктивних параметрів чотирьохланкового шарнірного механізму приводу галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, С.О. Кошель, Д.О. Личов // Прикладна механіка. – 2022. – 58, № 6. – С. 127-141;

42. Залюбовський М.Г. Визначення залежності між зміною режимів руху робочого масиву та конструктивними особливостями галтувальної машини типу «Turbula» / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №6 (315). – С. 82 – 88;

43. Залюбовський М.Г. Дослідження зміни режимів руху робочого масиву в галтувальній машині з додатковою рухомою ланкою повзуном в залежності від зміни конструктивних особливостей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, Д.О. Личов, Г.В. Кошель // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2023. – №1 (317). – С. 87–93.

### **Монографії:**

1. Залюбовський М. Г. Основи проєктування машин зі складним рухом робочих ємкостей для фінішної обробки дрібних деталей: монографія / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк – Київ: КНУТД, 2022. – 352 с;

**Патенти України на корисну модель:**

1. Патент №126647, МПК В01F 11/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201801469; заяв. 15.02.2018, опуб. 25.06.2018, бюл. № 12;

2. Патент №127438, МПК В24В 31/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201803397; заяв. 30.03.2018, опуб. 25.07.2018, бюл. № 14;

3. Патент №127611, МПК В24В 37/00 (2018.01), В24В 37/07 (2012.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201802817; заяв. 20.03.2018, опуб. 10.08.2018, бюл. № 15;

4. Патент №132178, МПК В01F 11/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u201809740; заяв. 01.10.2018, опуб. 11.02.2019, бюл. № 3;

5. Патент №133925, МПК В01F 11/00 (2019.01), В24В 37/07 (2019.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u201811703; заяв. 28.11.2018, опуб. 25.04.2019, бюл. № 8;

6. Патент №135185, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u201812346; заяв. 12.12.2018, опуб. 25.06.2019, бюл. № 12;

7. Патент №135994, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201902138; заяв. 04.03.2019, опуб. 25.07.2019, бюл. № 14;



8. Патент №137568, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб об'ємної обробки металевих деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Сухенко А.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201904193; заяв. 19.04.2019, опуб. 25.10.2019, бюл. № 20;

9. Патент №140397, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201907603; заяв. 08.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

10. Патент №140398, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201907606; заяв. 08.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

11. Патент №140463, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201908936; заяв. 24.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

12. Патент №143097, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u202000655; заяв. 04.02.2020, опуб. 10.07.2020, бюл. № 13;

### **Опубліковані праці апробаційного характеру:**

1. Panasjuk I. Analytical determination the driving shaft working angular velocity of a machine for polymer details processing in the case of application of a special drive / I. Panasjuk, M. Zalyubovskiy, O. Kuznetsova // Advanced polymer materials and technologies: theory and practice. – Kyiv: KNUTD, 2018. P. 146 – 151;

2. Залюбовський М. Г. Розробка просторових механізмів без надлишкового зв'язку машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк // Тези доповідей X Міжнародної конференції молодих

вчених «Молоді вчені 2019 – від теорії до практики». 07 березня 2019 р. — Дніпро: в-во «Дике Порле», 2019. — С. 36-40;

3. Береговий О. С. Визначення технологічних параметрів полірування полімерних деталей вільним абразивом / О. С. Береговий, М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, В. В. Малишев // Тези доповідей Міжнародної конференції «Функціональні матеріали для інноваційної енергетики». 13-15 травня 2019 р. — Київ. — С. 74;

4. Залюбовський М. Г. Розробка конструктивних параметрів машини для об'ємної обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей III-ої Міжнар. наук.-практ. конф. (10 жовтня 2019 р., м. Київ) / відп. за вип. М. А. Зенкін. — Київ : КНУТД, 2019. — С. 33-34.

5. Zalyubovskyi M.G. The processing of polymeric details in a machine with a complex movement of working container / M.G. Zalyubovskyi, I.V. Panasyuk, N.V. Boshytska, N.F. Kushchevska, V.Y. Dombrova, V.V. Malyshev // 6-th International Conference «HighMathTech 2019», Session H, 2019, P. 173;

6. Залюбовський М.Г. Аналіз сил, що діють на робочий масив при виконанні відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Тези доповідей Всеукраїнської конференції молодих вчених «Молодь і наука. Практика інноваційного пошуку», Дніпро, 2019. — С. 49 — 53;

7. Zalyubovskiy M.G. Synthesis of the tumbling machine spatial mechanism / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // Тези доповідей IV Міжнародної науково-практичної конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», — Київ: КНУТД, 2020. — С. 50 — 52;

8. Zalyubovskyi M.G. Research of constructive and geometrical parameters of the spatial mechanism of the part-processing machine / M.G. Zalyubovskyi, I.V. Panasyuk // XVI International Conference «Strategy of Quality in Industry and Education», Varna, Bulgaria. 2021. P. 74 — 78;

9. Zalyubovskiy M.G. Development of a drive that provides the torque transmission to the drive shaft of the machine, performing additional reciprocating movement machine / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // Тези доповідей V Міжнародної науково-практичної конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», – Київ: КНУТД, 2021. – С. 32 – 33;

10. Залюбовський М.Г. Synthesis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених, – Хмельницький: ХНУ, 2022. – С. 9 – 13;

11. Zalyubovskiy M.G. Development of a drive that provides torque transmission to the drive shaft performing additional reciprocating motion / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // Тези доповідей VI Міжнародної науково-практичної конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», – Київ: КНУТД, 2022. – С. 16 – 17;

**Опубліковані праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:**

1. Залюбовський М. Г. Машини та обладнання підприємств: навч. посібник / М. Г. Залюбовський, В. В. Малишев. – К.: Університет «Україна», 2020. – 120 с.

## ЗМІСТ

|   |           |
|---|-----------|
| <b>Вступ</b> .....  | <b>24</b> |
| <b>1. Аналітичний огляд досліджень у галузі фінішних галтувальних операцій об'ємної обробки деталей технологічним середовищем</b> .....   | <b>34</b> |
| 1.1. Загальна характеристика обладнання, що використовується для реалізації фінішних галтувальних технологічних операцій шляхом об'ємної обробки деталей технологічним середовищем..... | 34        |
| 1.2. Виконання технологічних процесів із використанням машин зі складним рухом робочих ємностей типу «Turbula».....   | 41        |
| 1.3. Проблема статичної невизначеності у просторових механізмах.....  | 56        |
| 1.4. Технологічні вимоги, що ставляться до виробів легкої промисловості, які обробляються у машинах зі складним просторовим рухом ємностей.....   | 68        |
| 1.4.1. Постановка задачі дослідження та характеристика показників якості виробів.....   | 68        |
| 1.4.2. Вимоги до зовнішнього вигляду оброблених виробів легкої промисловості.....   | 70        |
| Висновки до 1 розділу. Постановка задачі дослідження.....   | 72        |
| <b>2. Синтез та аналітичне дослідження раціональних статично визначених просторових шарнірних механізмів машини для обробки деталей</b> .....   | <b>75</b> |
| 2.1. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари.....   | 75        |
| 2.2. Синтез, аналіз та кінематичне дослідження механізму машини з двома робочими ємностями, які з'єднані між собою поступальною кінематичною парою.....                                 | 88        |
| 2.3. Синтез та аналіз механізму машини з двома робочими ємностями, які з'єднані між собою обертальною кінематичною парою.....   | 97        |
| 2.4. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить обертальну та поступальну кінематичні пари.....  | 106       |
| 2.5. Синтез та аналіз механізму машини, у якому ведена вилка  |           |

|  |            |
|--|------------|
| та робоча ємність утворюють кінематичну пару четвертого класу.....   | 112        |
| 2.6. Синтез та аналіз механізму машини з<br>додатковою рухомою ланкою повзуном.....  | 117        |
| 2.7. Розробка приводів машини, які забезпечують передачу<br>обертального руху на ведучий вал машини, який одночасно<br>виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення..... | 120        |
| 2.7.1. Привод із використанням шарнірного двохкулісного механізму.....   | 120        |
| 2.7.2. Привод із використанням шарнірного коромисло-повзунного механізму.....  | 126        |
| 2.7.3. Привод із використанням ланцюгової передачі та повзуна.....   | 132        |
| 2.8. Синтез та аналіз механізму машини з<br>додатковою рухомою ланкою кривошипом.....  | 137        |
| 2.9. Синтез та аналіз механізму машини з<br>додатковою рухомою ланкою коромислом.....  | 140        |
| 2.10. Систематизація та узагальнення результатів аналітичних досліджень<br>статично визначених просторових механізмів галтувальних машин.....                                  | 143        |
| Висновки до 2-го розділу.....  | 154        |
| <b>3. Силове дослідження машин зі складним<br/>просторовим рухом робочих ємностей.....</b>   | <b>156</b> |
| 3.1. Вихідні положення та умови силового дослідження.....  | 156        |
| 3.2. Силове дослідження «базової» конструкції машини.....  | 158        |
| 3.3. Силове дослідження розробленої конструкції<br>машин з додатковою рухомою ланкою повзуном.....   | 170        |
| 3.4. Силове дослідження розробленої конструкції машини з додатковою<br>рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання.....                                       | 181        |
| 3.5. Силове дослідження розробленої конструкції машини з додатковою<br>рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання.....                                     | 191        |
| 3.6. Силове дослідження розробленої конструкції машини, у якій ведена<br>вилка та робоча ємність утворюють кінематичну пару четвертого класу.....                              | 201        |
| 3.7. Силове дослідження розробленої конструкції<br>машини з двома робочими ємностями, що з'єднані  |            |

|  |            |
|--|------------|
| між собою поступальною кінематичною парою.....   | 212        |
| 3.8. Силове дослідження розробленої конструкції<br>машини з додатковою рухомою ланкою шатуном,<br>який містить обертальну та поступальну кінематичні пари..... | 220        |
| 3.9. Силове дослідження розробленої конструкції машини з додатковою<br>рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари.....               | 228        |
| 3.10. Силове дослідження розробленої конструкції<br>машини з двома робочими ємностями, що з'єднані<br>між собою обертальною кінематичною парою.....            | 236        |
| 3.11. Систематизація та узагальнення результатів силового дослідження.....   | 245        |
| 3.12. Дослідження зміни режимів руху робочого масиву у<br>ємностях розроблених конструкцій галтувальних машин.....   | 247        |
| 3.12.1. Дослідження зміни режимів руху у<br>ємності машини з додатковою рухомою ланкою<br>коромислом з вертикальною віссю обертання.....                       | 249        |
| 3.12.2. Дослідження зміни режимів руху у<br>ємності машини з додатковою рухомою ланкою<br>коромислом з горизонтальною віссю обертання.....                     | 255        |
| 3.12.3. Дослідження зміни режимів руху у ємності<br>машини з додатковою рухомою ланкою повзуном.....   | 260        |
| 3.13. Узагальнення конструктивних особливостей розроблених<br>галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей.....                                       | 265        |
| Висновки до 3-го розділу.....  | 267        |
| <b>4. Дослідження процесу відділення металевих деталей від ливників.....</b>   | <b>269</b> |
| 4.1. Аналітичне визначення повного прискорення торця ємності,<br>яке забезпечує реалізацію відділення деталей від ливників.....                                | 269        |
| 4.2. Експериментальне визначення енергії необхідної<br>для відділення металевих деталей від ливників.....  | 275        |
| 4.3. Дослідження аналітичним шляхом раціонального часу<br>виконання технологічної операції відділення деталей від ливників.....                                | 290        |

|  |            |
|--|------------|
| 4.4. Експериментальні дослідження раціонального часу виконання технологічної операції відділення деталей від ливників.....   | 298        |
| 4.4.1. Опис експериментальної установки та технологічного процесу.....   | 298        |
| 4.4.2. Постановка експерименту.....  | 301        |
| 4.4.3. Експериментальне дослідження впливу режимів руху робочого масиву в середині ємності на інтенсивність відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників.....       | 306        |
| 4.4.4. Експериментальне дослідження впливу об'єму заповнення робочої ємності на інтенсивність відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників.....                     | 311        |
| 4.4.5. Експериментальне дослідження впливу типу металевих відливок на інтенсивність відділення від них деталей замка «блискавка».....  | 315        |
| Висновки до 4-го розділу.....  | 321        |
| <b>5. Практичне застосування результатів наукових досліджень.....</b>  | <b>323</b> |
| 5.1. Розробка конструкцій машин зі складним рухом робочих ємностей для реалізації високопродуктивних галтувальних операцій відділення металевих деталей від ливників.....          | 323        |
| 5.1.1. Розробка конструкції галтувальної машини з вібраційним ситом.....   | 323        |
| 5.1.2. Розробка конструкції галтувальної машини з двома робочими ємностями, які кінематично не пов'язані між собою.....  | 327        |
| 5.2. Розробка технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників із застосуванням галтувального обладнання зі складним рухом робочих ємностей..... | 333        |
| 5.3. Розробка раціональних статично визначених просторових механізмів галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей.....   | 336        |
| 5.3.1. Розробка машин з двома робочими ємностями, які рухомо з'єднані між собою.....   | 336        |
| 5.3.2. Розробка машини, у якій ведена вилка та робоча ємність утворюють кінематичну пару четвертого класу.....   | 340        |
| 5.3.3. Розробка машини з додатковою рухомою ланкою.....  |            |

|  |            |
|--|------------|
| шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари.....   | 342        |
| 5.3.4. Розробка машини з додатковою рухомою ланкою шатуном,<br>який містить обертальну та поступальну кінематичні пари .....   | 344        |
| 5.3.5. Розробка машини з додатковою рухомою ланкою кривошипом.....   | 346        |
| 5.3.6. Розробка машини з додатковою рухомою ланкою<br>коромислом з вертикальною віссю обертання.....   | 347        |
| 5.3.7. Розробка машин з додатковою рухомою ланкою повзуном,<br>що оснащені спеціальними конструкціями приводів, які дають<br>можливість забезпечити одночасне обертання ведучого валу з<br>його зворотно-поступальним переміщенням вздовж напрямної..... | 349        |
| 5.4. Використання результатів роботи в промисловості.....  | 354        |
| Висновки до 5-го розділу.....  | 358        |
| <b>Загальні висновки</b> .....   | <b>358</b> |
| <b>Список використаної літератури</b> .....  | <b>361</b> |
| <b>Додатки</b> .....   | <b>390</b> |



## ВСТУП

**Актуальність теми.** Створення сучасного високоефективного галтувального обладнання з різним функціональним призначенням є необхідною умовою прогресивного розвитку різних галузей промисловості України (машинобудування, легка, фармацевтична, хімічна промисловість тощо). Конкурентоздатність продукції значною мірою також залежить від ефективності та продуктивності виконання фінішної обробки деталей після їх формоутворення.

У різних галузях промисловості широко використовуються дрібні типові деталі (металеві та полімерні), в тому числі ті, якість яких визначається органолептичним методом, формоутворення яких реалізується шляхом лиття (деталі замка «блискавка» на основі цинкових сплавів, полімерні деталі взуття) або шляхом механічної обробки (фурнітурні деталі, гудзики). Усі ці деталі після формоутворення потребують виконання трудомісних фінішних галтувальних технологічних операцій, суть яких заключається у об'ємній обробці технологічним середовищем для можливості відділення та сепарації деталей від ливників, облою, задирок; заокруглення гострих країв; шліфування та полірування поверхні; очищення поверхні від продуктів корозії тощо. На фінішні галтувальні технологічні операції іноді витрачається до 80% загального технологічного часу. У переважній більшості, для реалізації таких технологічних операцій використовують галтувальні барабани, вібраційне обладнання або інші засоби малої механізації, інколи, такі технологічні операції виконуються ручним способом. Все це призводить до значного зниження продуктивності та одночасного збільшення енерговитрат.

Підвищення ефективності при виконанні фінішних галтувальних технологічних операцій можна досягнути із використанням галтувального обладнання з робочими ємностями, які виконують складний просторовий рух. Дослідженням такого обладнання займалися відомі вітчизняні та іноземні вчені, зокрема: М. Маріго, М. Кук, Д. Каїрнс, З. Ян, Дж. Вільямс, Бауман, О. Бурмістенков, І. Панасюк, В. Першин, А. Мудров, П. Мудров, А. Євграфов, Л. Решетов, А. Хростицький, В. Терешин тощо.

Незважаючи на проведені дослідження вищезгаданих науковців, до теперішнього часу відсутні уніфіковані вимоги та підходи щодо синтезу просторових механізмів, а також їх комплексного аналітичного дослідження з точки зору розрахунку геометричних параметрів. Більшість просторових механізмів галтувальних машин зі складним рухом робочої ємності є статично невизначуваними, у своїй структурі мають пасивний зв'язок, який негативно впливає на експлуатаційні властивості.

Невирішеним залишається питання узагальнення підходів та рекомендацій щодо визначення впливу конструктивних та технологічних параметрів обладнання на продуктивність та якість фінішних галтувальних технологічних операцій, можливості прогнозувати технологічний результат на стадії проектування. Також повністю відсутні будь-які попередні дослідження щодо виконання такої галтувальної технологічної операції, як відділення металевих деталей від ливників у ємкостях, які виконують складний просторовий рух.

Відсутні дослідження щодо можливості раціональної експлуатації машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей, тобто, впливу зміни деяких конструктивних параметрів машин на навантаження, які будуть виникати у кінематичних парах, що може призвести до зниження довговічності роботи машини в цілому.

Таким чином, розробка уніфікованих вимог та підходів щодо синтезу статично визначуваних просторових механізмів без пасивних зв'язків у їх кінематичних ланцюгах галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей, розробка науково обґрунтованих фінішних галтувальних технологічних операцій обробки дрібних деталей в ємностях зі складним просторовим рухом, визначення загальних підходів та вимог для проектування таких процесів із прогнозованим технологічним результатом є актуальною проблемою для подальшого розвитку виробництва у різних галузях промисловості України. Вирішення цієї проблеми дозволить суттєво підвищити продуктивність праці під час виконання фінішних галтувальних технологічних операцій при

виготовленні дрібних деталей різних галузей промисловості, а також отримати загальні підходи щодо синтезу статично визначуваних просторових механізмів галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертація виконувалася на кафедрі механічної інженерії Київського національного університету технологій та дизайну у відповідності до науково-дослідних робіт: «Розроблення машини зі складним рухом робочої ємності для фінішної обробки дрібних деталей з розширеними технологічними можливостями», 16.04.69 ДБ, № державної реєстрації 0120U102064 у 2020 – 2021 роках, а також «Теоретичні основи проектування машин для обробки деталей в ємкостях зі складним рухом», № державної реєстрації 0122U001822 у 2022 – 2023 роках, де автором запропоновано розширення функціональних можливостей обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємностей за рахунок вдосконалення його конструкцій, здійснене наукове обґрунтування його конструктивних та технологічних параметрів з метою розширення та прогнозування технологічного результату.

**Мета та завдання дослідження.** Метою даного дослідження є розвиток наукових основ та уніфікованих підходів до проектування обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємностей, проектування фінішних галтувальних технологічних операцій, суть яких заключається у об'ємній обробці технологічним середовищем дрібних металевих деталей у ємкостях зі складним просторовим рухом, забезпечення можливості прогнозувати технологічний результат на стадії проектування, які спрямовані на підвищення продуктивності праці, зменшення енерговитрат та економічної ефективності виробництва.

У відповідності до поставленої мети сформульовані наступні завдання:

– створити науково обґрунтовані основи та уніфіковані підходи до проектування обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємностей для виконання галтувальних технологічних операцій з прогнозованим кінцевим технологічним результатом;

– узагальнити закономірності фінішних галтувальних технологічних операцій, суть яких заключається у об'ємній обробці технологічним середовищем дрібних

металевих та полімерних деталей, утворених методами різання та лиття, визначити необхідні вимоги для їх обробки;

- розробити уніфіковані вимоги та підходи для синтезу статично визначених просторових механізмів без пасивних зв'язків галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності;

- розробити загальні підходи комплексного аналітичного дослідження синтезованих статично визначених просторових механізмів галтувальної машини з точки зору розрахунку їх геометричних параметрів;

- виконати комплексне силове дослідження синтезованих галтувальних машин з метою визначення впливу зміни їх геометричних параметрів на приріст реакцій у кінематичних парах їх просторових механізмів;

- визначити раціональні діапазони варіювання відповідними геометричними параметрами для усіх розроблених конструкцій галтувальних машин при яких значення реакцій у кінематичних парах не будуть перевищувати встановлені межі;

- встановити фактори, які мають найбільший вплив на реалізацію та зміну режимів руху робочого масиву в середині ємностей розроблених галтувальних конструкцій машин, а також встановити взаємозв'язок між цими факторами;

- здійснити аналітичне та експериментальне дослідження факторів, які мають найбільш виражений вплив на інтенсивність та продуктивність відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників при об'ємній обробці у машинах зі складним просторовим рухом робочих ємностей;

- розробити методи розрахунку тривалості виконання галтувальної технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників у машинах зі складним просторовим рухом робочих ємностей на основі встановлених взаємозв'язків між властивостями оброблюваних деталей, параметрами галтувального обладнання та способами його експлуатації;

- провести експериментальну перевірку адекватності отриманих математичних закономірностей та методів розрахунку;

- розробити галтувальне обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємностей з розширеними технологічними можливостями;

– виконати впровадження отриманих результатів наукових досліджень у промисловість та освітній процес вищих навчальних закладів.

Об’єкт дослідження – обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємностей та галтувальні технологічні операції об’ємної обробки дрібних деталей.

Предмет дослідження – наукові основи синтезу обладнання для виконання галтувальних технологічних операцій із прогнозуванням кінцевого результату.

**Методи дослідження.** Аналітичні дослідження базуються на основних положеннях та принципах виробництва фурнітурних дрібних металевих деталей, основ машинобудування, теорії математичного моделювання, теоретичної механіки, теорії механізмів та машин, деталей машин, векторної алгебри та фізики. Синтез статично визначених просторових механізмів галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей, а також подальше їх силове дослідження виконувалося із застосуванням системи автоматизованого проектування «SolidWorks-2016» та «AutoCAD 2016». Експериментальні дослідження обробки металевих деталей із цинкових сплавів були виконані на спеціально розробленій експериментальній установці зі складним просторовим рухом робочої ємності із застосуванням методів математичного планування експерименту. Аналіз та обробка результатів експериментальних та аналітичних досліджень здійснювалася із застосуванням системи математичного моделювання «MathCAD 14» та прикладної програми «Microsoft Office Excel 2016».

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає у вирішенні важливої науково-технічної проблеми розвитку наукових основ синтезу машин для фінішної обробки дрібних формованих виробів на основі синтезу статично визначуваних просторових механізмів, які забезпечують складний просторовий рух робочих ємностей з робочим середовищем та створюють умови для виконання якісних фінішних галтувальних технологічних операцій обробки виробів з можливістю прогнозування технологічного результату на стадії проектування. Зокрема, основними результатами, що містять наукову новизну є такі:

***вперше:***

– створені уніфіковані вимоги та підходи щодо синтезу статично визначуваних просторових механізмів без пасивного зв'язку галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності, виконано синтез раціональних статично визначуваних просторових механізмів галтувальних машин з різними конструктивними особливостями;

– встановлено взаємозв'язок між масою та геометричною формою металевих відливок, кількістю зіткнень відливок з твердою поверхнею, конструктивними особливостями галтувальної машини зі складним рухом робочої ємності, значенням кутової швидкості ведучого валу машини, рівнем заповнення робочої ємності робочим масивом та часом, який витрачається на реалізацію фінішної галтувальної технологічної операції відділення металевих деталей від ливників;

– розроблено метод розрахунку тривалості фінішної галтувальної технологічної операції відділення металевих деталей від ливників на стадій їх проектування на основі конструктивних та технологічних особливостей оброблюваних деталей та обладнання зі складним рухом робочих ємностей;

***удосконалено:***

– теоретично обґрунтовано принципи встановлення взаємозв'язків між кутовою швидкістю ведучого валу, міжосьовою довжиною ємностей, масштабним типорозміром та зміною відповідних режимів руху робочого масиву в середині ємностей розроблених конструкцій галтувальних машин;

– розроблено уніфіковані підходи до визначення параметрів технологічних процесів та устаткування для фінішної галтувальної обробки в ємностях зі складним просторовим рухом, що забезпечують єдину методологію проектування технологічних процесів обробки широкого асортименту відлитої металевих деталей.

***дістали подальшого розвитку:***

– розроблення загальних підходів до комплексного аналітичного дослідження синтезованих статично визначуваних просторових механізмів галтувальних машин з точки зору розрахунку їх геометричних та конструктивних параметрів, в результаті

чого отримані відповідні математичні залежності для можливості раціонального розрахунку геометричних та конструктивних параметрів;

– систематизація та узагальнення результатів проведеного силового дослідження, визначено взаємозв'язок між зміною деяких геометричних параметрів розроблених конструкцій галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей та значенням реакцій, які виникають в їх кінематичних парах.

**Практичне значення отриманих результатів** полягає в тому, що:

1. Розроблені наукові основи проектування машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей.

2. Виконано синтез раціональних статично визначуваних просторових механізмів без пасивного зв'язку галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей для фінішної обробки деталей з відмінними конструктивними особливостями.

3. Розроблено конструкції приводів галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей, які забезпечують передачу обертового руху на ведучий вал машини, який одночасно виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення, синтезовано шарнірні складові цих приводів.

4. Розроблено класифікацію просторових статично визначуваних шарнірних механізмів галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей із зазначенням основних, необхідних для проектування, математичних закономірностей, які описують конструктивні особливості.

5. Встановлені раціональні межі варіювання деяких геометричних параметрів розроблених конструкцій галтувальних машин, при яких значення реакцій у кінематичних парах не будуть перевищувати встановлені межі.

6. Отримані практичні рекомендації щодо раціонального виконання фінішної галтувальної технологічної операції відділення металевих деталей від ливників, зокрема, визначено вплив геометричної форми металевих відливок, кількістю зіткнень відливок з твердою поверхнею, конструктивних особливостей галтувальної машини зі складним рухом робочої ємності, кутової швидкості ведучого валу

машини, рівня заповнення робочої ємності масивом деталей на продуктивність виконання технологічної операції.

7. Отримано математичних вираз, який, з урахуванням технологічних та конструктивних параметрів обладнання та оброблюваних деталей, дає можливість розрахувати необхідний час для виконання фінішної галтувальної технологічної операції відділення металевих деталей від ливників.

8. Результати наукових досліджень впроваджено у виробництво (Акт про впровадження результатів досліджень машини для обробки деталей зі складним просторовим рухом робочої ємності від 15.12.2019 р., акт виробничої апробації експериментальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності від 21.12.2019 р.), зокрема на ПрАТ «Молнія» шляхом укладання ліцензійних угод (ліцензійний договір №3-19 від 08.04.2019 р. та ліцензійний договір №6-19 від 22.10.2019 р.) про продаж невиключеної ліцензії на використання корисних моделей за патентами №126647 та №135994. Також на ПрАТ «Молнія» було впроваджено розроблений спосіб відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників із використанням розробленої конструкції галтувальної машини з очікуваним економічним ефектом 25'826 грн. у рік на одну установку.

9. Результати наукових досліджень впроваджено у навчальний процес трьох вищих навчальних закладів – Київського національного університету технологій та дизайну, Відкритого міжнародного університету розвитку людини «Україна», Фастівського автомобільно-дорожнього технікуму ТСО України.

10. Практична цінність отриманих результатів наукових досліджень підтверджується 1 монографією, 1 навчальним посібником та 12 патентами України на корисну модель.

**Особистий внесок здобувача.** Дисертація є завершеним комплексним дослідженням, яке присвячене розробці наукових основ та уніфікованих підходів до проектування обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємностей, проектуванню фінішних галтувальних технологічних операцій, суть яких заключається у об'ємній обробці технологічним середовищем дрібних металевих деталей у ємностях зі складним просторовим рухом, а також забезпеченню



можливості прогнозувати технологічний результат на стадії проектування для можливості підвищення продуктивності праці, зменшення енерговитрат та економічної ефективності виробництва.

У процесі дослідження автором безпосередньо було здійснено обрання теми дисертації, предмету та методів дослідження, постановку й обґрунтуванні теми, вирішення основних аналітичних та експериментальних завдань. Автором проведено критичний аналіз наукової літератури, створено експериментальну установку для дослідження фінішних галтувальних технологічних операцій відділення металевих деталей від ливників, виконані аналітичні розрахунки та проведені експериментальні дослідження, виконано математичну обробку результатів, аналіз та узагальнення результатів дисертаційної роботи. Автором створено новий напрямок у теорії проектування раціональних статично визначуваних просторових механізмів галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей; розроблені принципи узагальненого підходу до проектування фінішних галтувальних технологічних операцій відділення металевих деталей від ливників з можливостями прогнозування технологічного результату. Здобувачу також належать основні ідеї опублікованих наукових робіт та патентів.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення та результати дисертації доповідались та отримали позитивну оцінку на:

1. II Міжнародній конференції «Перспективні полімерні матеріали і технології», 12-13 жовтня 2018 року, м. Київ.
2. X Міжнародній конференції молодих вчених «Молоді вчені 2019 – від теорії до практики», 07 березня 2019 р., м. Дніпро.
3. Міжнародній конференції «Функціональні матеріали для інноваційної енергетики», 13-15 травня 2019 р., м. Київ.
4. III Міжнародній науково-практичній конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», 10 жовтня 2019 р., м. Київ.
5. 6-th International Conference «HighMathTech 2019», October 28-30, 2019. Kyiv.

6. Всеукраїнській конференції молодих вчених «Молодь і наука. Практика інноваційного пошуку», 18 грудня 2019 р., м. Дніпро.
7. IV Міжнародній науково-практичній конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», 22 жовтня 2020 р., м. Київ.
8. XVI International Conference «Strategy of Quality in Industry and Education», June 2 – June 5, 2021, Varna, Bulgaria.
9. V Міжнародній науково-практичній конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», 4 листопада 2021 р, м. Київ.
10. Міжнародній науково-практичній конференції здобувачів вищої освіти та молодих учених «Сучасні тенденції розвитку інженерії, технологій та транспорту», 18-19 жовтня 2022 р., м. Хмельницький.
11. VI Міжнародній науково-практичній конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», 24 листопада 2022 р., м. Київ.
12. Науковому семінарі кафедри механічної інженерії КНУТД, 21 листопада 2022 року, м. Київ.

**Публікації.** В цілому, основний зміст та результати дисертації опубліковані у 74 наукових роботах. Зокрема, опубліковано 6 статей у міжнародній наукометричній базі даних Scopus (у двох виданнях), 43 статті у фахових виданнях України, 11 тез доповідей на всеукраїнських та міжнародних наукових конференціях, отримано 12 патентів Україну на корисну модель, видано 1 навчальний посібник та 1 монографію.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Основна частина дисертації представлена на 315 сторінках друкованого тексту, містить 175 рисунків та 46 таблиць. Повний обсяг дисертації складає 452 сторінки, включаючи список використаних джерел зі 238 найменувань на 29 сторінках та 22 додатки на 62 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ У ГАЛУЗІ ФІНІШНИХ ГАЛТУВАЛЬНИХ ОПЕРАЦІЙ ОБ'ЄМНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ ТЕХНОЛОГІЧНИМ СЕРЕДОВИЩЕМ

#### **1.1. Загальна характеристика обладнання, що використовується для реалізації фінішних галтувальних технологічних операцій шляхом об'ємної обробки деталей технологічним середовищем**

В широкому розумінні, фінішні галтувальні операції об'ємної обробки деталей технологічним середовищем [1] базується на контактній взаємодії між компонентами технологічного середовища, внутрішніми стінками ємності та деталями, в результаті якої реалізується пластична мікродеформація оброблюваної поверхні деталей. Для забезпечення контактної взаємодії між технологічним середовищем та деталями використовують спеціальні ємності з різним характером їх руху.

Таким чином, до об'ємної обробки деталей технологічним середовищем слід відносити: покращення якості поверхні виробів [2] (шліфування та полірування поверхонь металевих та пластмасових деталей), якість яких, переважно, визначається органолептичним методом; відновлення поверхні виробів [3], зокрема, очищення металевих деталей від продуктів корозії, облою та окалин, заусенцій та задирок, а також заокруглення гострих кромок та ребер; зміцнення поверхневого шару деталей, шляхом їх пластичного деформування; відділення деталей від ливників з та без використання холодоагентів [4].

Саме технологічне середовище можна класифікувати за рядом ознак [5]: його фізичний стан (тверді тіла, рідини чи газу); гранулометричність (дрібнодисперсні порошки або тверді тіла з різною геометричною формою); фізико-механічні властивості (міцність, твердість); спосіб механічного впливу на оброблювану поверхню (обробка при русі деталей у технологічному середовищі та обробка при дії направленої потоку технологічного середовища на деталі); тип енергії, на основі якої відбувається безпосередня обробка деталей (механічна, теплова,

електрична, електромагнітна); хімічна активність середовища по відношенню до оброблюваної деталі (нейтральна, агресивна) тощо.

Підбір правильного технологічного середовища є одним із найважливіших аспектів при виконанні об'ємної обробки деталей. Відомо [6], що при його виборі необхідно враховувати усі фактори взаємодії з оброблюваними деталями. Наприклад, при обробці полімерних деталей (шліфування чи полірування), у якості буферного розчину використовують воду, однак, при обробці металевих деталей – використання води не потрібне. При відділенні металевих деталей замка «блискавка» від ливників взагалі можна не використовувати додаткового технологічного середовища. Системи відливок будуть руйнуватися вже при ударі об внутрішні стінки ємності. Однак, таким способом неможливо відділити від ливників, наприклад, деталі з еластичних полімерів. Обробка їх за допомогою ударної взаємодії при кімнатній температурі неможлива через високу еластичність матеріалів. Було встановлено [4], що при зниженні температури еластичність полімерів зменшується, а при досягненні температури крихкості вони поведуться, як крихкі матеріали і руйнуються при величині відносної деформації  $<10\%$  [7]. Таким чином, необхідно здійснювати охолодження деталей із застосуванням відповідних холодоагентів. Охолодження деталей здійснюється різними способами: введенням в зону обробки холодоагенту у виді двоокису вуглецю (рідкого або твердого), рідкого азоту або шляхом охолодження камери з робочим середовищем за допомогою холодильної установки. Значні переваги має рідкий азот. Він забезпечує охолодження до температури  $-195,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , подача його в зону обробки не складає труднощів, він нешкідливий для навколишнього середовища. Таким чином, запропонований спосіб дозволяє обробляти навіть еластичні матеріали.

Гранулометричність технологічного середовища [8, 9] обирають в залежності від форми та розміру самих оброблюваних деталей. Значно простіше досягнути рівномірної та повної обробки деталей, що мають просту геометричну форму. В даному випадку усі оброблювані поверхні з однаковою інтенсивністю будуть піддаватися впливу технологічного середовища. Інша ситуація виникає при обробці деталей зі складною геометричною формою, де наявні западини, фаски, проточки,

галтелі, отвори тощо. Усі поверхні оброблятимуться з різною інтенсивністю: виступи та гладкі площини обробляться найшвидше, отвори та западини можуть взагалі не піддатися обробці, якщо розмір компонентів абразивного технологічного середовища буде більший за них.

Для виконання вищеперелічених операцій використовують різні типи обладнання. У роботах [10, 11] було створена відповідна класифікація таких типів обладнання за схожими конструктивними та технологічними характеристиками. Кожен тип обладнання має свої переваги та недоліки. Деякі типи обладнання, такі, як машини з обертовими робочими ємностями, на сьогоднішній день, вже втратили свою актуальність, однак продовжують використовуватися на вітчизняних підприємствах.

Машини з обертовими робочими ємностями є найпростішим та історично найпершим типом обладнання у даній галузі обробки деталей. В той само час відомо [12], що даний тип устаткування є найменш ефективним, на весь технологічний процес обробки однієї партії деталей може витратитися до 48 та більше годин безперервної роботи машини. Базовою та найпростішою конструкцією такої машини [13] являється циліндрична ємність, що співвісно жорстко з'єднана з головним валом машини, який через відповідний привод отримує обертальний рух від електродвигуна. Застосування такої конструкції машини не може забезпечити високоінтенсивну обробку деталей. Відомі багаточисленні технічні рішення по вдосконаленню цієї конструкції машини для досягнення підвищення інтенсифікації процесів галтування. Відоме використання ємностей у вигляді шести-, восьми- та десятигранних призм [14], циліндричні барабани з ексцентрично зміщеною віссю обертання чи нахиленою під кутом до горизонталі вісі обертання (типу "п'яної бочки") [15], ємності з V-подібною формою, в котрих вісі циліндричних барабанів можуть перетинатися між собою в діапазоні зміни кута від  $30^\circ$  до  $75^\circ$ , запропоновані конструкції обертової ємності [16], які в середині оснащені мембранами (діафрагмами) з різною геометричною формою, наприклад, у формі гелікоїди [13] чи гвинта. Перевагами таких машин залишається їх низька ринкова вартість, простота в експлуатації, незначні витрати на поточний та капітальний ремонт.

На вітчизняних підприємствах легкої промисловості України, які спеціалізуються на виготовленні фурнітурних деталей, в переважній мірі, використовуються галтувальні машини з обертовими робочими ємностями. На підприємстві ПрАТ «Молнія» [17] (с.м.т. Баришівка, Київська область), що спеціалізується на виготовленні різного типу замків «блискавка», для фінішної технологічної операції відділення металевих деталей на основі цинкових сплавів замка «блискавка» від ливників, до тепер використовують галтувальні розділово-полірувальні машини К-36 [18] (рис. 1.1) німецької фірми «Optilon» 1981 року виготовлення (об'єм барабану 0,12м<sup>3</sup>) з восьмигранними обертальними ємностями. Обробка деталей в таких машинах має низьку продуктивність при значних енергозатратах. Згідно затвердженого на підприємстві технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників, для повного відділення усіх деталей від ливників, в залежності від типу відливок, необхідно від 30 до 120 хвилин безперервної роботи машини.



Рис. 1.1. Фотографія галтувальної розділово-полірувальної машини К-36 «Optilon»

На підприємстві ПАТ «Поліпласт» [19] (м. Львів), що спеціалізується на виготовленні полімерних гудзиків, для фінішної технологічної операції полірування

їх поверхні, також використовують практично аналогічний за конструкцією тип обладнання: машини з обертовими гранованими ємностями. Згідно затвердженого на підприємстві технологічного регламенту виробництва гудзиків, час полірування у гранованій ємності складає 24 – 33 години.

Конкретні факти використання галтувального обладнання з обертальними ємностями підтверджують його низьку продуктивність при використанні для різних видів об'ємної обробки деталей технологічним середовищем.

Досить широке розповсюдження отримали вібраційні машини [20]. Сфера їх використання – покращення та відновлення якості поверхні виробів, зазвичай – шліфування та полірування.

Найпростіша вібраційна машина [21] складається зі станини, електродвигуна, що жорстко закріплений в ній, компенсуючої муфти, віброзбудника з дебалансами, що з'єднаний із відкритою ємністю, яка встановлюється на пружинах. Суть роботи вібраційних машин [22] заключається у одночасному нанесенні великої кількості мікроударів частинками вільного абразиву по поверхні оброблюваних виробів. Перевагою використання вібраційних машин, що виділяє їх з поміж іншого галтувального обладнання, є можливість обробки поверхонь великогабаритних деталей [23, 24], наприклад, диски автомобіля, лопаті газотурбованих двигунів [25] обробка геометрично складних зовнішніх і внутрішніх важкодоступних поверхонь деталей, а також обробка крихких і нежорстких деталей без порушення їх геометричної форми і пошкодження поверхонь та деталей, які мають тенденцію до зчеплення при обробці їх у рухомих ємностях. Застосування віброобробки в якості фінішної операції дозволяє суттєво знизити собівартість виготовлення деталей, що мають шорсткість поверхні 7-12-го класів чистоти.

В той само час, вібраційні машини мають ряд суттєвих недоліків. Одним з яких є постійність режиму обробки [26] упродовж перебігу усього технологічного процесу. Це викликає створення застійних зон [27] у робочому масиві віброємності, що призводить до різної інтенсивності обробки всіх деталей. У роботі [28] доведено, що деталі або частина однієї великої деталі, яка знаходиться в безпосередній близькості до стінок ємності, завжди будуть більш інтенсивніше оброблятися за ті

деталі, які знаходяться ближче до застійної зони, епіцентр якої зазвичай утворюється в геометричному центрі віброємності. Деталі та абразивні компоненти, що знаходяться безпосередньо в застійній зоні малорухомі і, відповідно, їхня оброблюваність буде найнижчою. Окрім того, при вібраційній обробці абразивні частинки стикаються одна з другою частіше, ніж з оброблюваними деталями, що викликає підвищений знос абразиву.

Використання вібраційних машин обумовлює спеціальні вимоги до їх правильного монтажу та експлуатації [29, 30], а саме – застосування у конструкції машини спеціальної «подушки», яка здатна поглинути циклічний динамічний тиск від станини та не порушити зв'язок між станиною та фундаментом. Окрім того, відомий негативний вплив вібрацій на організм людини, зокрема, від вібрацій можуть страждати працівники.

На сьогоднішній день відома [31 – 36] величезна кількість удосконалень конструкцій вібраційних машин, які створюють умови для покращення інтенсивності обробки виробів.

На підприємстві ПрАТ «Молнія» [17] (с.м.т. Баришівка, Київська область) також використовуються вібраційні машини для реалізації процесу сепарації відокремлених деталей від ливників. На даному підприємстві це окремий тип обладнання, який автоматично не з'єднаний в одну лінію з галтувальними машинами, що також, в цілому, призводить до зниження продуктивності виготовлення деталей замка «блискавка», а також зумовлює використання ручної праці працівників підприємства.

Відомі шпиндельні машини [37 – 39], у яких одну чи декілька оброблюваних деталей закріплюють на шпинделі, що виконує обертальний рух. Сам шпиндель або декілька шпинделів занурюються у ємність, заповнену абразивним матеріалом. Робоча ємність може бути нерухома, виконувати обертальний рух або виконувати вібраційні коливання. Характер руху шпинделів також може бути різним: звичайне обертання навколо власної вісі, складний планетарний рух, обертальний рух з елементами поступального тощо.



На сьогоднішній день відоме використання галтувального обладнання, у якому робочі ємності виконують складний просторовий рух. До таких типів обладнання слід віднести машини з робочими ємностями, які виконують складний планетарний рух [40 – 44]. Відома [4, 6, 8, 16] значна кількість досліджень та відповідних публікацій за даною тематикою. Досліджено [6, 45] динаміку та характер руху робочого масиву в таких ємностях, удосконалено та розроблено нові конструкції даних машин, виконано експериментальні дослідження об'ємної обробки деталей технологічним середовищем. Результати досліджень [8] показали збільшення продуктивності під час виконання відповідних технологічних операцій у порівнянні із вібраційними машинами та машинами у яких робоча ємність виконує обертальний рух.

Також відомі інші типи обладнання [46 – 48], у якому робоча ємність, виконуючи складний просторовий рух, переміщається одразу у трьох взаємоперпендикулярних площинах, а також додатково здійснює обертання навколо власної вісі.

Таким чином, на сьогоднішній день, відома різноманітна кількість обладнання, яке використовується для об'ємної обробки деталей технологічним середовищем. Кожен тип галтувального обладнання має, як свої переваги, так і свої недоліки. Однак, на конкретних прикладах було доведено, що такі типи обладнання, як машини з обертальним рухом робочих ємностей, а також вібраційні машини є застарілими та неактуальними, мають занадто низьку продуктивність виконання відповідних технологічних операцій, що зумовлена неможливістю досягнути високої інтенсивності руху технологічного середовища в середині цих ємностей. Практично усі відомі вдосконалення «базової» конструкції машини з обертальною циліндричною ємністю не змогли показати значного підвищення продуктивності виконання технологічних операцій. Вібраційні машини, в цілому, мають більше технічних недоліків ніж переваг. Використання даних типів обладнання на вітчизняних підприємствах, в тому числі підприємствах легкої промисловості, призводить до значного збільшення часу виготовлення відповідних виробів, а також до значних енергозатрат на виконання цих технологічних операцій.

Приймаючи до уваги представлену вище інформацію, слід зазначити, що з поміж усіх типів обладнання, яке застосовується для об'ємної обробки деталей технологічним середовищем, найбільш перспективним, з точки зору продуктивності виконання обробки, можна вважати машини зі складним просторовим рухом робочих ємностей.

Актуальним на сьогоднішній день є систематичне дослідження просторових механізмів цих машин, виокремлення загальних теоретичних підходів проектування такого обладнання, а також комплексне дослідження самих технологічних процесів об'ємної обробки деталей у ємностях, що виконують складний просторовий рух.

## **1.2. Виконання технологічних процесів із використанням машин зі складним рухом робочих ємностей типу «Turbula»**

У 60-х роках 20-го століття швейцарським конструкторським бюро фірми «Willy A. Bachofen» (WAB) [49] було розроблено «базову» конструкцію [50] машини, у якій робоча ємність виконувала складний просторовий рух. Упродовж наступних 50-ти років дана машина використовувалася виключно для реалізації технологічних процесів змішування сипких дрібнодисперсних речовин [51] у різних галузях виробництва [51, 52], де успішно себе зарекомендувала. Фото промислового змішувача «Turbula» представлено на рис. 1.2.



Рис. 1.2. Промисловий змішувач «Turbula»

Із використанням такого обладнання технологічний процес змішування [53] декількох фракцій сипких дрібнодисперсних речовин вдалося рекордно скоротити до кількох хвилин. Вже за декілька перших обертів ведучого валу машини спостерігалось рівномірне розподілення між собою фракцій сипких речовин.

Значних результатів щодо дослідження процесів змішування сипких дрібнодисперсних речовин у ємностях зі складним просторовим рухом було досягнуто англійськими науковцями: M. Marigo, D.L. Cairns, C. Mayer, M. Davies, A. Ingram та іншими.

У роботі [54] було доведено, що ступінь перемішування і час, який необхідний для досягнення бажаного рівня змішування можуть бути раціонально спрогнозовані моделюванням, що виконувалося із застосуванням програмного забезпечення системи автоматизованого проектування DEM-Solutions [55, 56]. Процес змішування 2-х фракцій дрібнодисперсних порошків у ємності визначався з точки зору коефіцієнту сегрегації [57, 58], що полягав у використанні ймовірнісного принципу розподілу контактів між одиничними частинками. Коефіцієнт сегрегації  $K_S$  [59, 60] визначався на основі кількості контактів між різними однаковими частинками 1 та 2 двох дрібнодисперсних порошків:

$$K_S = \frac{S_{11}}{S_{11} + S_{12}} + \frac{S_{22}}{S_{22} + S_{12}}, \quad (1.1)$$

де  $S_{11}$ ,  $S_{22}$ ,  $S_{12}$  – кількість контактів між частинками двох дрібнодисперсних порошків.

Коефіцієнт сегрегації може варіюватися в діапазоні  $0 \leq K_S \leq 2$ . Випадкове, розташування частинок буде відповідати значенню коефіцієнта сегрегації  $K_S=1$ . Граничні значення  $K_S$  є теоретичними та недосяжними з практичної точки зору, однак,  $K_S=2$  відповідав початковому заповненню ємності при умові, що обидві фракції порошків не контактують між собою, а  $K_S=1$  відповідав ідеально впорядкованій та ідеально змішаній системі частинок, у якій відсутні контакти  $S_{11}$  та  $S_{22}$ . На рис. 1.3 представлено графічну інтерпретацію коефіцієнта сегрегації  $K_S$ .

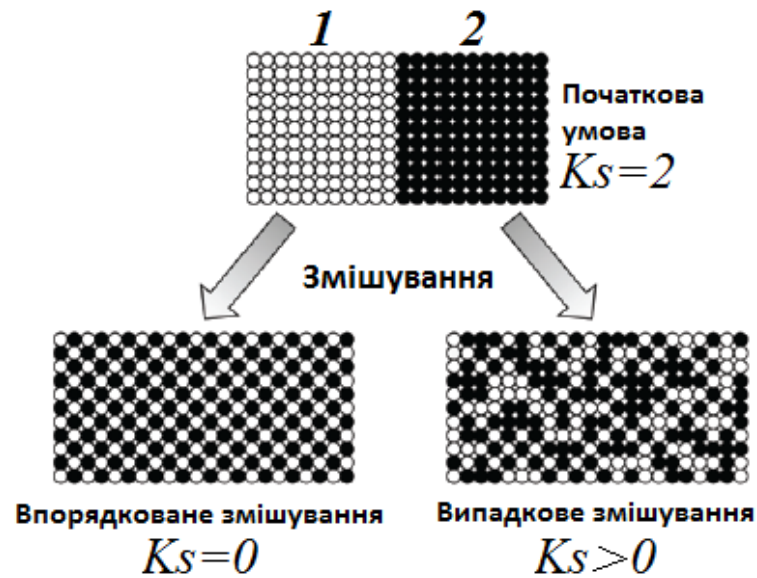


Рис. 1.3. Графічна інтерпретація коефіцієнту сегрегації  $K_s$

У роботах [61, 62] було отримано залежність зміни індексу сегрегації від кількості обертів ведучого валу машини типу «Turbula» при різній частоті обертання ведучого валу (рис. 1.4).

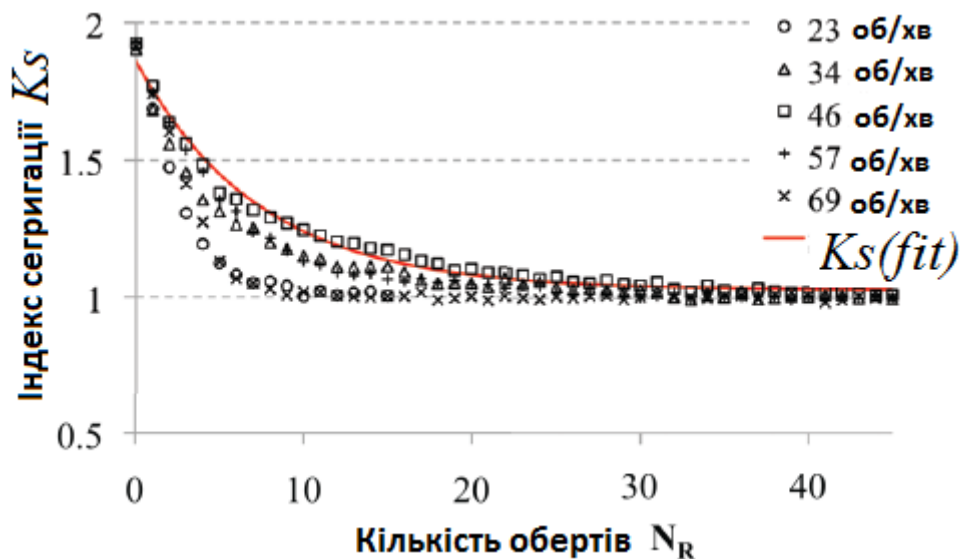


Рис. 1.4. Графік залежності зміни індексу сегрегації від кількості обертів ведучого валу машини типу «Turbula» при різній частоті обертання ведучого валу

Було встановлено [54], що процес змішування відбувається згідно експонційного розподілу:

$$S_{fit} = S_{\infty} + (S_0 - S_{\infty})e^{-N_R / N_{MIX}}, \quad (1.2)$$

де  $N_R$  – кількість обертів ведучого валу,  $N_{MIX}$  – характерна кількість обертів ведучого валу, необхідна для досягнення 63,2% зниження індексу сегрегації,  $S_0$  – початковий коефіцієнт сегрегації і  $S_\infty$  – асимптотичне значення для індексу сегрегації (дорівнює 1, у разі випадкового перемішування).

Авторами робіт [54, 59 – 65] були проведені експериментальні дослідження та визначено найбільш раціональний рівень заповнення робочої ємності, що забезпечує найбільш інтенсивне виконання процесу змішування двох фракцій сипких дрібнодисперсних речовин. Рівень заповнення робочої ємності сипким середовищем повинен становити приблизно 50% від її загального об'єму.

У роботах [62, 66, 67] було розглянуто дві моделі завантаження декількох фракцій сипких речовин в середину ємності: поперечну та вздовжосьову. Доведено [54], що більш інтенсивне змішування буде відбуватися при поперечній моделі завантаження сипких речовин в середину ємності. Однак, на практиці реалізується змішана модель завантаження робочої ємності сипким масивом, оскільки сама ємність не займає вертикального положення.

У 2015 році вченими Київського національного університету технологій та дизайну було вперше використано машину зі складним просторовим рухом робочої ємності типу «Turbula» для реалізації фінішних галтувальних технологічних процесів об'ємної обробки деталей. Вперше було проведено ряд експериментальних [68] та аналітичних досліджень [69] щодо доцільності використання даного типу обладнання для реалізації процесу обробки полімерних деталей з поліефірних матеріалів – полірування їх поверхні. Раніше, у роботі [70] лише гіпотетично описувалася можливість використання машини типу «Turbula» для реалізації об'ємної обробки деталей технологічним середовищем. На основі відповідних експериментальних досліджень [71, 72] було доведено, що для виконання галтувальної технологічної операції полірування полімерних виробів абразивом у вигляді вільних гранул необхідно у 1,5 – 2 рази менше часу ніж при виконанні даної технологічної операції із застосуванням машин з обертальними робочими ємностями. Таким чином, на основі успішних експериментальних та аналітичних досліджень, авторами були вперше запатентовані нові способи вологого шліфування

[73] та вологого полірування [74] дрібних полімерних деталей технологічним середовищем з використанням машини, у якій робоча ємність виконує складний просторовий рух.

Виготовлені на основі механічної обробки полімерні заготовки гудзиків оброблялися на розробленій експериментальній установці машини [75, 76] зі складним просторовим рухом робочої ємності при реалізації різних режимів руху робочого масиву та різних об'ємах робочої ємності. Якість поверхні оброблюваних поліефірних гудзиків перевірялася на основі визначення значення шорсткості на оброблюваній поверхні. Шорсткість оброблюваної поверхні визначали за двома параметрами: середнім арифметичним відхиленням профілю  $R_a$  та найбільшою висотою нерівностей профілю  $R_{max}$ .

На рис. 1.5 представлено графік залежності зміни шорсткості поверхні за параметром  $R_a$ , яка вимірювалася на поверхні полімерних гудзиків діаметром 28 мм від тривалості обробки при реалізації різних режимів руху робочого масиву.

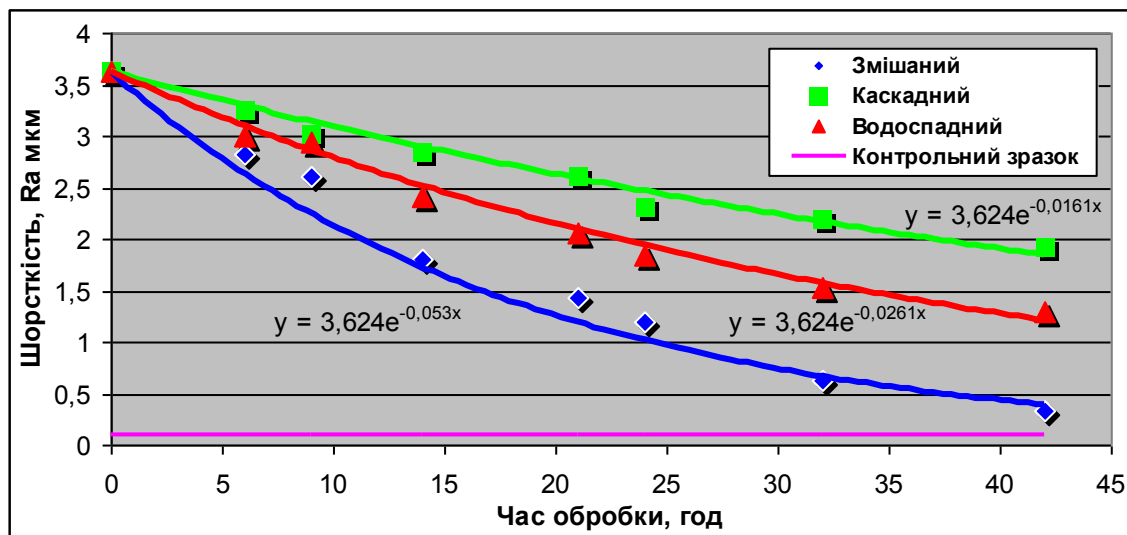


Рис. 1.5. Графік залежності зміни шорсткості поверхні за параметром  $R_a$ , яка вимірювалася на поверхні полімерних гудзиків діаметром 28 мм від тривалості обробки при реалізації різних режимів руху робочого масиву

Було експериментально доведено, що для забезпечення високоінтенсивного процесу шліфування поверхні полімерних деталей необхідна реалізація змішаного режиму руху робочого масиву в середині ємності, яка виконує складний

просторовий рух. Перевірка якості поверхні оброблених виробів засвідчила їх відповідність еталонному зразку. На рис. 1.6 представлено фото зразків полімерних деталей, які пройшли відповідний час обробки у ємності, яка виконує складний просторовий рух.



Рис. 1.6. Фото зразків полімерних деталей, які пройшли відповідний час обробки у ємності, яка виконує складний просторовий рух

У роботі [72] було отримано вираз для розрахунку часу (в годинах), який необхідний для виконання технологічних процесів полірування полімерних деталей із використанням машини, в якій робоча ємність виконує складний просторовий рух, з урахуванням геометричних параметрів ємності та інтенсивності її переміщення:

$$t = \frac{A_{F_{TP}}}{180 f m g \cos 54 l_{\Pi} n}, \quad (1.3)$$

де  $A_{F_{mp}}$  – робота сили тертя між поверхнею деталі та компонентами абразивного матеріалу, яку необхідно виконати для того, щоб на поверхні деталі досягнути необхідного значення шорсткості,  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання для взаємодії матеріалів оброблюваних деталей та абразиву,  $m$  – маса абразивного матеріалу відповідного об'єму, що створює тиск на поверхню деталі,  $g$  – прискорення вільного падіння,  $l_{\Pi}$  – відстаням між протилежними торцями ємності,  $n$  – частота обертання ведучого валу.

Важливим аспектом функціонування будь-яких галтувальних машин чи змішувачів є раціональний розрахунок їх енергетичних параметрів на основі яких відбувається оснащення таких машин електричним двигуном відповідної потужності. Раніше було проведено достатню кількість досліджень [77, 78] щодо визначення потужності машин з обертальними робочими ємностями, що використовуються у якості змішувачів та галтувальних машин. Однак, усі проведені дослідження не є універсальними, зокрема, вони непридатні для машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей, оскільки характер переміщення робочого масиву в середині таких ємностей зовсім інший та циклічно змінюється з часом.

В результаті, у роботах [12, 79, 80] було проведено ряд аналітичних та експериментальних досліджень енергетичних параметрів даної машини. Зокрема, було встановлено, що максимальний момент опору на ведучому валу машини визначається як векторна сума максимальних моментів усіх сил, які діють на завантажений до ємності робочий масив, а також на рухомі ланки механізму машини, які виконують просторовий рух відносно відповідного центру рівноваги машини при встановленому їх положенні:

$$\overline{M}_{OP}^{MAX} = \sum \overline{M}_{F_i}^{O'(Q')}. \quad (1.4)$$

Також було отримано [81] рівняння, що дозволяє визначити максимальне значення потужності, що споживається ведучим валом машини:

$$P_{MAX} = l_{QO} \left( 0,33m_F g + \sigma_{X\%} m_C g + (\omega^{ведуч})^2 l_{QO} (0,42m_{\Sigma} + 0,08m_E) \right) \omega^{ведуч}, \quad (1.5)$$



де  $l_{00}$  – відстань між осями ведучого та веденого валів,  $m_F, m_E$  – половина сумарної маси рухомих деталей машини, що виконують складний просторовий рух,  $g$  – прискорення вільного падіння,  $\sigma_{x\%}$  – коефіцієнт, що характеризує геометричні параметри машини;  $m_c$  – маса робочого масиву, який завантажений до ємності,  $\omega^{\text{ведуч}}$  – кутова швидкість ведучого валу,  $m_\Sigma$  – загальна маса робочого масиву завантаженого до ємності та половина від сумарної маси рухомих деталей машини, які виконують просторовий рух.

Виконання технологічних операцій по об'ємній обробці деталей у рухомих ємностях реалізується при різних режимах руху робочого масиву. Кожній технологічній операції властивий відповідний режим руху робочого масиву. Для обладнання з обертовими робочими ємностями прийнято виділяти [82, 83] чотири типи режимів руху робочого масиву: каскадний, змішаний, водоспадний та критичний. На рис. 1.7 представлено схеми режимів руху робочого масиву в поперечному перерізі обертальної ємності.

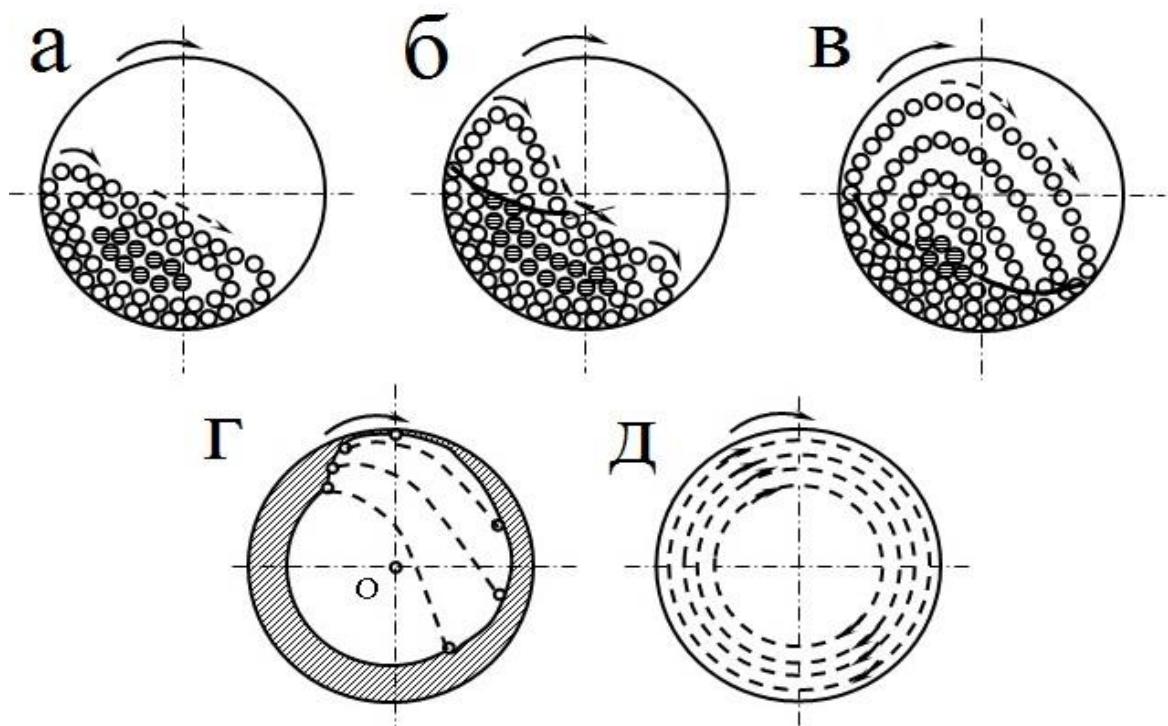


Рис. 1.7. Схеми режимів руху робочого масиву в поперечному перерізі обертальної ємності: а) каскадний режим; б) змішаний режим; в) водоспадний режим; г) передкритичний режим; д) надкритичний режим

У роботах [84, 85] представлено опис режимів руху робочого масиву в середині обертальних ємностей. Каскадний режим руху утворюється при незначній частоті обертання барабана (приблизно 0,5 – 0,6 від критичної) та характеризується перекочуванням та проковзуванням частинок без їх вільного польоту. Змішаний режим руху є перехідним між каскадним та водоспадним. При цьому, зовнішня частина робочого масиву приймає участь у вільному польоті, внутрішня – перекочується та проковзує по внутрішній циліндричній стінці барабану по замкнених траєкторіях. Даний режим руху спостерігається при проміжних значеннях частоти обертання барабану (0,6 – 0,76 від критичної). При водоспадному режимі частота обертання барабану складає не менше 0,76 – 0,88 від критичної частоти. У цьому випадку основна частина робочого масиву піднімається по траєкторіях, що описують кола на висоту, яка значно вище від центру обертання ємності, потім відхиляється від даної траєкторії та падає «водоспадом» по параболічних траєкторіях. Критичний режим руху можна розділити на передкритичний та післякритичний. Передкритичним вважається частковий випадок водоспадного режиму, який реалізується при частоті обертання циліндричної ємності, яка близька до критичної або рівна їй. Частинки рухаються по коловій траєкторії і висота падіння їх незначна. Післякритичний режим утворюється при частоті обертання циліндричної ємності, яка вище критичної, таким чином, у центрифугування вступає увесь робочий масив.

Авторами робіт [86 – 88] було отримано вирази для розрахунку критичної частоти обертання  $n$  ємності по зовнішньому та по внутрішньому шарам робочого масиву:

$$n_3 = \frac{30\sqrt{g}}{\pi\sqrt{R_1}} \sqrt{\cos \alpha_1}; \quad (1.6)$$

$$n_6 = \frac{30\sqrt{g}}{\pi\sqrt{R_n}} \sqrt{\cos \alpha_n}, \quad (1.7)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;  $R_n$  – радіус-вектор, проведений з центру обертання ємності у будь-яку точку кола робочого масиву;  $R_n$  – радіус ємності;  $\alpha$  – кут, створений радіусом-вектором і полярною віссю.

В свою чергу,  $R_n$  можна визначити наступним чином:

$$R_n = R_1 (\cos \alpha_n / \cos \alpha_1). \quad (1.8)$$

Авторами робіт [89 – 91] запропоновані інші вирази для розрахунку критичної кутової швидкості  $\omega_{кр}$  обертання робочої ємності, зокрема, із використанням енергетичного методу:

$$m_q g - f m_q \omega_{кр}^2 = 0 \Rightarrow \omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{fR}}; \quad (1.9)$$

$$m_q g - f m_q \omega_{кр}^2 = 0 \Rightarrow \omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{fR}}, \quad (1.10)$$

де  $m_q$  – маса однієї частинки робочого масиву;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $R$  – відстань від вісі обертання циліндричної ємності до центра мас робочого масиву.

Для машин з обертальними ємностями отримано вираз для визначення кута нахилу  $\alpha$ , досягнувши якого, робочий масив, під дією сили тяжіння починає проковзувати вниз:

$$\alpha = \arccos \frac{-f\omega^2 R \frac{(\sin \delta_0 + f \cos \delta_0)}{g} + \sqrt{f^2 + 1 - \omega^4 R^2 \frac{(\sin \delta_0 + f \cos \delta_0)^2}{g^2}}}{f^2 + 1}. \quad (1.11)$$

Також у роботі [92] було виконано аналітичне дослідження розподілу робочого масиву по внутрішній поверхні циліндричної ємності. Площа сипкого матеріалу  $S$  в поперечному перерізі ємності буде рівною сумі площі кругового сегменту  $S_{12}$  та площі фігури, яка обмежена прямою 23, колом 34, таким чином  $S_{342}$ :

$$S_{342} = \iint_S dS = \int_0^{Y_{12}} [f_1(y_1) - f_2(y_2)] dy, \quad (1.12)$$

де  $Y_{12} = 2 \sin \delta_0 \sin(\delta_0 - \delta_1)$  – ордината  $B$  у системі координат  $X_1 C V_1$ .

Усі вищепредставлені методи добре підходять для розрахунку частоти обертання робочих ємностей, які виконують обертальний рух з подальшим визначенням відповідного режиму руху робочого масиву. Однак, дані методики абсолютно непридатні по застосуванню для машин зі складним просторовим рухом ємностей. Зміна режимів руху робочого масиву у ємностях зі складним просторовим рухом має зовсім інший характер.

Таким чином, науковцями Київського національного університету технологій та дизайну вперше були проведені експериментальні та аналітичні дослідження щодо опису та залежності зміни режимів руху робочого масиву в середині ємності, яка виконує складний просторовий рух від кутової швидкості обертання ведучого валу машини. Для проведення даних досліджень було розроблено спеціальний експериментальний стенд, фото якого представлено на рис. 1.8.



Рис. 1.8. Фото розробленого експериментального стенду машини зі складним просторовим рухом робочої ємності

У роботі [93] було досліджено рух однієї частинки робочого масиву, який переміщається в ємності. На основі даного дослідження встановлено, що

переміщення робочого масиву має циклічний характер руху, який чергується з періодами спокою, що утворюються в момент його зіткнення з одним із торцем ємності та подальшою зміною напрямку його руху.

У роботах [94, 95] було описано режими руху робочого масиву, які можуть утворюватися в середині ємності, яка виконує складний просторовий рух, а також отримано математичні залежності зміни режимів руху робочого масиву від кутової швидкості обертання ведучого валу.

Були проведені кінематичні дослідження «базової» конструкції машини, на основі яких доведено [96, 97], що протилежні торці ємності будуть переміщатися з відмінними кінематичними параметрами. Причиною цього є нерівномірне обертання веденого валу машини. В результаті, добре проявляються ознаки саме змішаного режиму руху робочого масиву в середині ємності такої машини. При змішаному русі, робочий масив між протилежними торцями ємності буде переміщатися з різною інтенсивністю у зустрічних напрямках. Даний тип руху робочого масиву не є раціональним для реалізації значної кількості галтувальних технологічних операцій. На рис. 1.9 представлено змішаний режим руху робочого масиву в середині ємності, що виконує складний просторовий рух.

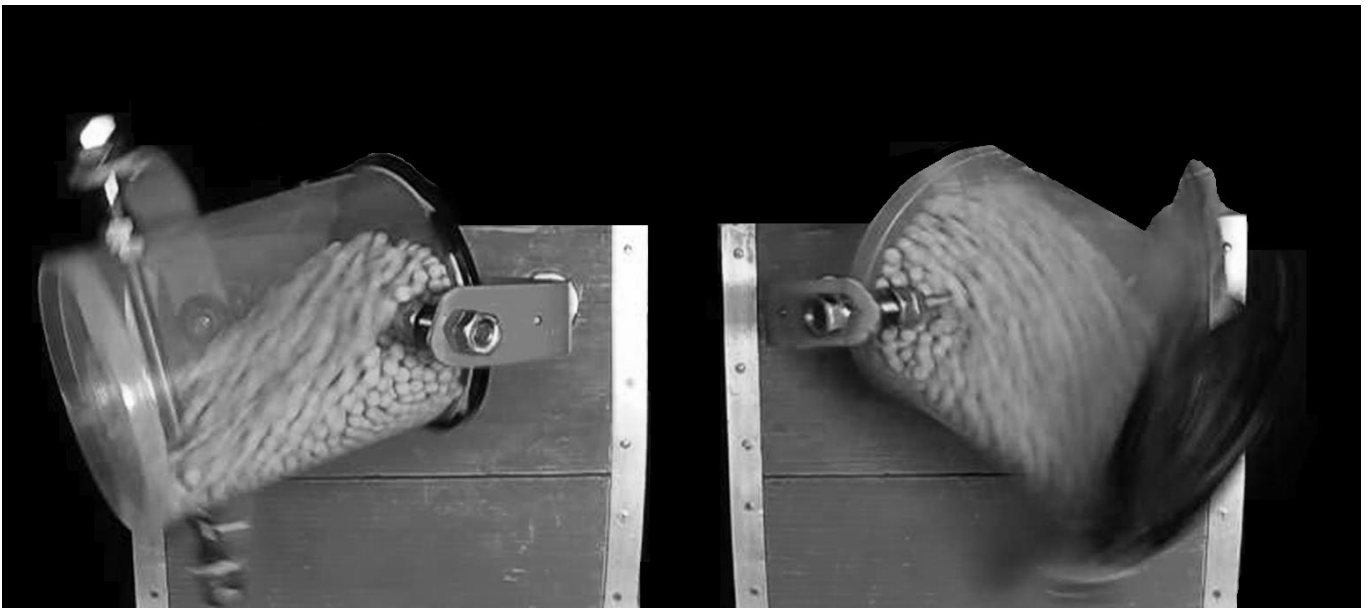


Рис. 1.9 Змішаний режим руху робочого масиву в середині ємності, що виконує складний просторовий рух

Також були отримані [95] математичні залежності, що дають можливість розрахувати необхідне граничне значення кутової швидкості ведучого валу машини, що буде відповідати певному режиму руху робочого масиву.

Для «базової» конструкції машини:

$$\omega_{ГРАН}^{ведучВ} = \sqrt{\xi \frac{g}{3,05nk^A u^2}}; \quad (1.13)$$

$$\omega_{ГРАН}^{ведучА} = \sqrt{\xi \frac{3,05g}{nk^B u^2}}; \quad (1.14)$$

Для конструкції машини, в якій ведучий вал обертається згідно закону зміни кутової швидкості:

$$\omega_{сепГРАН}^{ведуч} = \sqrt{\xi \frac{g}{nk^{AB} u^2}}; \quad (1.15)$$

Для конструкції машини, в якій застосовується робоча ємність, яка на 1,41 видовжена по відношенню до міжосьової відстані ведучої/веденої вилок машини:

$$\omega_{ГРАН}^{ведучВ} = \sqrt{\xi \frac{g}{1,32nk^A u^2}}; \quad (1.16)$$

$$\omega_{ГРАН}^{ведучА} = \sqrt{\xi \frac{1,32g}{nk^B u^2}}; \quad (1.17)$$

де  $u$  – коефіцієнт співвідношення одиниці повного прискорення до одиниці кутової швидкості;  $k^{A(B)}$  – коефіцієнт, який характеризує симетричне віддалення кривої від вісі ординат при однаковому відповідному значенні вісі абсцис для «базового типорозміру»;  $g$  – прискорення вільного падіння, [м/с<sup>2</sup>];  $\xi$  – безрозмірний коефіцієнт, що визначає частину сипкого технологічного середовища, яка може відірватися від поверхні робочого масиву, варіюється в межах від 0 до 1. При  $\xi=0,5$  від поверхні робочого масиву відділиться приблизно половина його об'єму, відповідно за представленими виразами можна розрахувати граничне значення кутової швидкості ведучого валу машини, що буде відповідати переходу від каскадного до змішаного режиму руху. При  $\xi=1$  вже весь робочий масив відірветься від стінок ємності та перебуватиме у стані вільного польоту, за представленими виразами можна розрахувати граничне значення кутової швидкості ведучого валу

машини, що буде відповідати переходу від змішаного до водоспадного режиму руху.

У роботі [98] було проведено аналітичні дослідження, на основі яких було отримано вираз для визначення коефіцієнту нерівномірності  $\delta$  обертання веденого валу машини типу «Turbula»:

$$\delta = \left( \frac{\dot{\psi}}{\dot{q}} \right)_{\max} - \left( \frac{\dot{\psi}}{\dot{q}} \right)_{\min} = 1,5. \quad (1.18)$$

де  $\psi$  – відхилення вихідної координати  $\varphi$  від закону руху вхідної координати,  $q$  – значення вихідної координати (кут повороту першої ланки відносно стійки).

Отриманий коефіцієнт нерівномірності означає, що ведений вал машини, по відношенню до ведучого, буде обертатися з нерівномірною швидкістю, екстремальні значення якої будуть в 1,5 разів більші за значення постійної кутової швидкості ведучого валу, що, як зазначалося вище, призводить до утворення ефекту нерівномірної інтенсивності переміщення робочого масиву між протилежними торцями ємності у зустрічних напрямках.

З метою забезпечення однакової інтенсивності переміщення робочого масиву між протилежними торцями ємності у зустрічних напрямках у роботах [99, 100] було аналітично визначено закон зміни кутової швидкості ведучого валу машини:

$$\omega^{\text{ведучи}} = \omega_{\text{сер}} - \omega_{\text{ампл}} \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right), \quad (1.19)$$

де  $\varphi$  – кут повороту ведучого валу, [рад];  $\omega_{\text{ампл}}$  – амплітудне значення коливань кутової швидкості.

Закон зміни кутової швидкості веденого валу такої машини стане оберненим до закону зміни кутової швидкості ведучого валу, при цьому його амплітудні значення значно зменшаться у порівнянні до закону зміни кутової швидкості веденого валу «базової» конструкції машини:

$$\omega^{\text{веден}} = \omega_{\text{сер}} + \omega_{\text{ампл}} \sin\left(2\varphi + \frac{\pi}{2}\right). \quad (1.20)$$

Для можливості реалізації закону зміни кутової швидкості (1.19) на ведучому валу машини були досліджена конструкція маятникового приводу [101], а також

розроблені нові спеціальні конструкції механічних приводів: привод із використанням двохкривошипного механізму [102], привод із використанням кривошипно-кулісного механізму [103 – 106], привод із використанням шарніра Гука [107, 108], конструкція машини [109, 110], в приводі якої використовується два ведучі вали.

Окрім того, для збільшення інтенсивності виконання окремих технологічних операцій у галузі об'ємної обробки деталей технологічним середовищем, а також для скорочення часу на виконання інших підготовчих операцій були розроблені спеціальні конструкції машин зі складним просторовим рухом ємностей.

Використання машини, у якій робоча ємність має циклоїдальний профіль [111], має створити умови для більш інтенсивної обробки поверхонь деталей. Оскільки циклоїда є брахістохроною та має властивості таутохронності, то тіла будуть проковзувати по ній з максимальною швидкістю, відсутність різких переходів між стінками ємності унеможливує пошкодження поверхні деталей. Для поліпшення контактної взаємодії оброблюваних виробів з абразивом можливе додаткове покриття внутрішніх стінок ємності цим самим абразивним матеріалом [112].

Машина з робочою ємністю, виконаній у формі шести- або восьмигранної призми [113], сприяє підвищенню інтенсивності виконання технологічної операції відділення деталей від ливників. Робочий масив під час переміщення в середині ємності буде піддаватися ударам при зіткненнях не лише із торцями ємності при переміщенні у вздовжосьовому напрямі, але й ударам при постійних зіткненнях із кожною гранню ємності при переміщенні в радіальному напрямі.

Для скорочення часу на виконання інших підготовчих операцій було розроблено конструкції машин [114 – 116], що забезпечують автоматичне відвантаження оброблюваних деталей.

Таким чином, було експериментально та аналітично підтверджено актуальність та перспективність використання машини зі складним просторовим рухом робочих ємностей типу “Turbula” для реалізації технологічних процесів змішування сипких дрібнодисперсних речовин, а також технологічних процесів



покращення якості полімерних виробів – шліфування та полірування. Однак, на сьогоднішній день, залишається відкритим питання щодо можливості використання даного типу обладнання для ряду інших галтувальних технологічних операцій, зокрема, обробки металевих деталей, здійснення технологічних операцій відділення деталей від ливників тощо.

### 1.3. Проблема статичної невизначеності у просторових механізмах

Проблема статичної невизначеності характерна для ряду механізмів, які використовуються у найрізноманітніших сферах та галузях виробництва. Найчастіше з даною проблемою стикаються під час аналізу та синтезу саме просторових шарнірних механізмів. Однак, у той само час, відомо [117, 118], що наявність статичної невизначеності значно ускладнює виконання задач кінематичного аналізу та синтезу не лише по відношенню до шарнірних просторових механізмів, але й навіть по відношенню до плоских важільних механізмів різного класу. Проблема статичної невизначеності заключається у наявності пасивного (надлишкового) зв'язку в кінематичному ланцюзі просторового механізму. Пасивним (надлишковим) зв'язком [119, 120] називається такий зв'язок, виключивши вплив якого з кінематичного ланцюга механізму не буде досягнуто збільшення його ступеня рухомості.

У просторових механізмах з пасивним зв'язком ступінь рухомості, що розрахований за формулою Сомова-Малишева [121, 122] буде рівний нулю або, навіть, від'ємним значенням.

$$W = 6n - \sum_{s=1}^{s=5} (6-s)p_s = 0, \quad (1.21)$$

де  $n$  – кількість рухомих ланок у просторовому механізмі,  $p_s$  – кількість рухомих кінематичних пар відповідного  $s$  – класу.

Ступінь рухомості механізмів, що рівний нулю не завжди означає про повну відсутність можливості функціонування механізму, зумовлену, як правило, неправильним виконанням його синтезу. Ступінь рухомості механізмів, що рівний

нулю може характеризувати про наявність у кінематичному ланцюзі пасивного зв'язку. Було доведено [123, 124], що такі типи механізмів можуть досить успішно функціонувати, але при дотриманні певних умов, зокрема, дотриманні чітких конструктивних співвідношень довжин ланок механізму. У ряді випадків таку умову важко забезпечити з точки зору проектування самої машини.

Окрім цього, експлуатація таких механізмів має ряд інших суттєвих недоліків. Так наприклад, навіть при незначній деформації будь-якої із його рухомих ланок, може виникнути його повне заклинювання, як наслідок, уся машина, в цілому, одразу виходить з ладу. Рухомі деталі (ланки) таких механізмів потрібно виготовляти за допусками з підвищеною точністю. За рахунок цього, собівартість такого обладнання значно підвищується, а термін експлуатації знижується.

Натомість, статично визначені механізми без надлишкових зв'язків мають ряд переваг. Такі механізми дозволяють розширити допуски на виготовлення, зменшити трудоемкість та вартість їх виготовлення, а також підвищити надійність машин. В окремих випадках спрощується конструкція та збільшується міцність.

Таким чином, однією із основних задач, які ставляться при проектуванні обладнання в якому застосовуються просторові механізми, являється синтез статично визначених механізмів без пасивних зв'язків. Відомо [125, 126], що при дотриманні такої умови, навантаження у ланках та кінематичних парах механізмів будуть визначатися лише силовою технологічною та динамічною взаємодією.

Просторові механізми, зокрема з обертальними кінематичними парами, характеризуються складністю своєї будови та значною трудоемкістю щодо їх синтезу та аналізу [127]. Звільнення таких просторових механізмів від пасивних зв'язків досить складний та трудоемкий процес, який передбачає собою зміну самої структури просторового механізму зі збільшенням його ступеня рухомості на одиницю. В свою чергу, таке збільшення ступеня рухомості зазвичай призводить до виникнення додаткової складової переміщення рухомих ланок механізму між собою з відповідною амплітудою або до зміни характеру руху однієї чи кількох рухомих ланок. Фактично, утворюється синтезований механізм з видозміненими функціональними властивостями. В окремих випадках нові функціональні

властивості дають можливість розширити експлуатаційні властивості машини, в інших випадках – навпаки, створюють незручності та перешкоди для функціонування машини. Такі зміни функціональних властивостей механізму потребують обов'язкового виконання його нового аналізу з геометричної точки зору, розрахунку та визначення його нових кінематичних параметрів тощо.

Структурним аналізом окремих плоских й просторових механізмів та їх раціональним синтезом без наявності пасивних зв'язків, починаючи з 19-го століття, почали займатися такі вчені-механіки, як П.Л. Чебишев, П.О. Сомов, Х.И. Гохман, А.П. Малишев та інші.

У роботах С.Н. Кожевникова [122, 128] систематизовані теоретичні основи структурного аналізу та синтезу механізмів, запропоновані деякі варіанти звільнення просторових механізмів від пасивних зв'язків, а саме: синтезована плоска п'ятиланкова статично визначена ферма, плоский дванадцятиланковий шарнірний механізм, проаналізовано структуру складного просторового чотирьохланкового механізму Беннета з обертальними кінематичними парами [129].

Чотирьохланковий просторовий механізм Беннета з обертальними кінематичними парами був описаний англійським математиком Беннетом у 1903 році, однак, із-за складності будови, так і не був відтворений на практиці. Ступінь вільності механізму, згідно формули Сомова-Малишева (1.21) рівний мінус двом, тобто в кінематичному ланцюзі наявні три надлишкових зв'язки. Лише у 70-х роках 20-го століття російськими вченими вдалося вирішити проблему реалізації моделі самого просторового механізму. Його реальне відтворення на практиці із забезпеченням функціонування можливе лише при точних розрахунках його конструктивних особливостей. Кінематична схема та робоча модель даного механізму представлені на рис. 1.10. Таким чином, на основі механізму Беннета було розроблений пристрій для галтування деталей [130]. У роботі [131] представлено розробку галтувального пристрою, що може використовуватися для виготовлення кольорового бетону, в основі якого також використовується подвійний механізм Беннета (рис. 1.11), представлені математичні вирази [132], які забезпечують його функціонування.

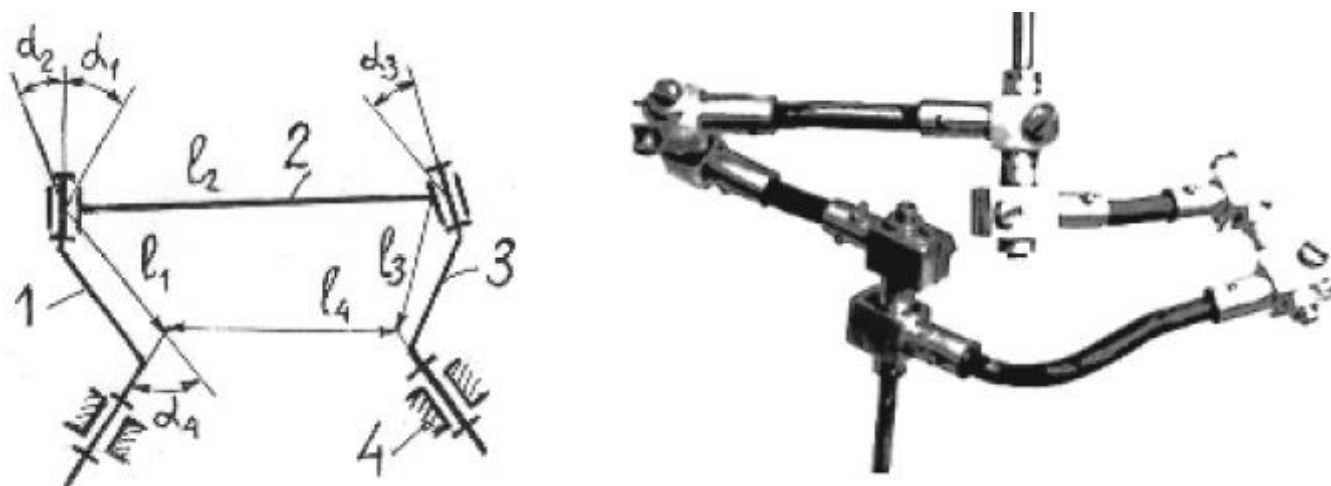


Рис. 1.10. Кінематична схема та робоча модель механізму Беннета

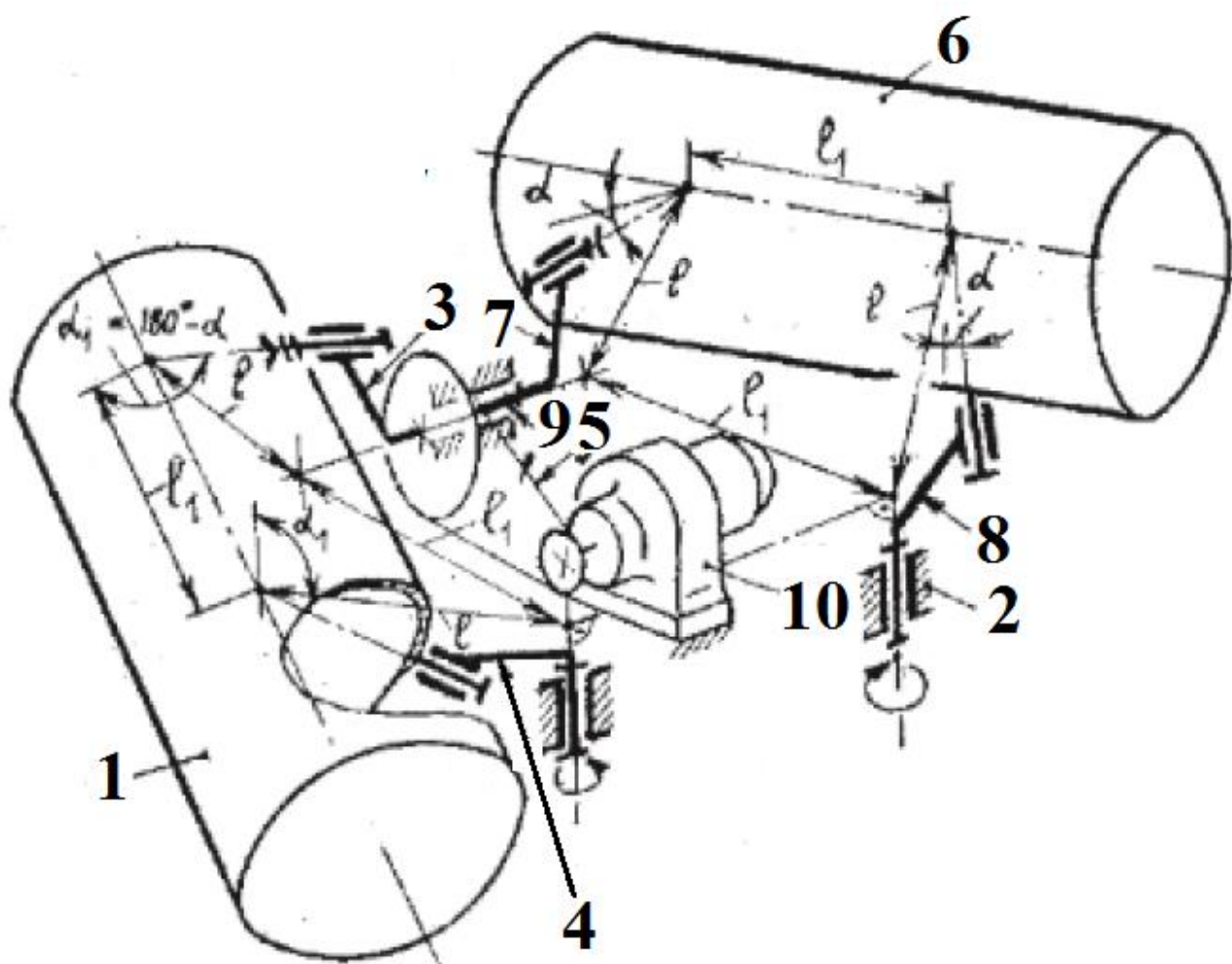


Рис. 1.11. Кінематична схема подвійного механізму Беннета,

де: ліва ємність 1, станина 2, вали ведучого кривошипу 3 веденого 8, права ємність 6, ведучий кривошип 7, ведений кривошип 8, ведучий вал 9, пасова передача 5, привод 10.

Механізм (рис. 1.8) складається з ведучого кривошипу 1 з перехрещеними геометричними вісями шарнірів під кутом  $\alpha_1$  та, розташованому на найкоротшій відстані  $l_1$ , шатуна 2, у якого вісі шарнірів перетинаються під кутом  $\alpha_1$  та розташовані на довжині  $l_2$ . Ведений кривошип 3 має такі ж само геометричні параметри, як і ведучий кривошип 1:  $\alpha_3 = \alpha_1$  та  $l_3 = l_1$ . Вісі обертання валів кривошипів 1 та 3 розташовані шарнірно в стійці 4 під кутом перетинання  $\alpha_4$  та розташовані один відносно іншого на найкоротшій відстані  $l_4$ , при цьому параметри стійки та шатуна 2 однакові, тобто  $\alpha_2 = \alpha_2$  та  $l_4 = l_2$ . Відповідно, було встановлено, що параметри ланок пов'язані між собою співвідношенням:

$$\frac{l_{1(3)}}{l_{2(4)}} = \frac{\sin \alpha_{1(3)}}{\sin \alpha_{2(4)}}. \quad (1.22)$$

При цьому, відстань між параметрами ланок визначається на основі виразу:

$$l_{1(3)} = l_{2(4)} \sin \alpha_{1(3)}. \quad (1.23)$$

У роботах [132, 133] також було встановлено, що при обертанні ведучого кривошипу 1 з постійною кутовою швидкістю  $\omega_1$ , ведений кривошип 3, із-за структурних особливостей, буде обертатися зі змінною кутовою швидкістю  $\omega_3$ , миттєві значення якої можна визначити за формулою:

$$\omega_3 = \frac{\cos \alpha_1}{1 - \sin \alpha_1 \cos \varphi} \omega_1, \quad (1.24)$$

де  $\varphi$  – кут повороту ведучого кривошипу 1.

На основі виразу (1.24) було отримано рівняння [134, 135] для розрахунку коефіцієнту нерівномірності обертання  $\delta$  веденого валу просторового механізму:

$$\delta = \pm \frac{2 \sin \alpha_1 \sin \alpha_2}{\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2} = \pm 2 \operatorname{tg} \alpha_1 \quad (1.25)$$

Також у роботі [134] представлено застосування просторового механізму Беннета у різних галузях техніки.

У роботах [136 – 138] визначено теоретичні та практичні умови експлуатації механізму Беннета, конструктивні особливості нульових та ненульових ланок, умов складання кінематичного ланцюга механізму та визначення залежності ненульової ланки від нульової ланки просторового механізму. Було сформована умова функціонування модифікації просторового 4R механізму, згідно якої, дві його ланки потрібно виготовляти ненульовими. Таким чином, може реалізуватися провертання механізму Беннета без заклинювання.

В результаті досліджень [139] залежності ненульової ланки від нульової, отриманий вираз, який дає можливість на етапі синтезу визначити довжину ненульової ланки  $l_{AB}$ :

$$l_{AB} = \sqrt{\left( \frac{l_2}{\cos\left(\arctg\left(\frac{h_B^{hor} - h_A^{hor}}{l_2}\right)\right)} \right)^2 + \left(h_A^{hor} \cos \alpha_2 \sin \alpha_2\right)^2}, \quad (1.26)$$

де  $l_{AB}$  – ланка, у якої найкоротша відстань між осями шарнірів зміщена від найкоротшої відстані між осями шарнірів на відповідні відстані  $h_A^{hor}$  та  $h_B^{hor}$ , відповідно, які визначаються конструктивно.

У роботах [140, 141] представлені вираз для визначення кутового прискорення веденого кривошипу:

$$\varepsilon_3 = \frac{\omega_1^2 \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 \sin \varphi}{(1 - \sin \alpha_1 \cos \varphi)^2} \omega_1. \quad (1.27)$$

Незважаючи на усі дослідження та різні представлені варіанти практичної реалізації, просторовий механізм Беннета так і не знайшов себе у серійному виробництві та фактично, на сьогоднішній день, не використовується у техніці. Насамперед, це пов'язано зі значними труднощами при його проектуванні, що виникають у процесі розрахунку його конструкційних параметрів, з відносно невисокою надійністю рухомих вузлів та відсутньою можливістю забезпечити взаємозамінність окремих його деталей.

Як зазначалося вище, усі просторові шарнірні механізми є досить складними з точки зору їх синтезу та аналізу, зокрема, достеменного дослідження не лише їх структури, але й кінематичних та силових (динамічних) параметрів. Так у роботах [142, 143] було виконано кінематичне дослідження руху шарнірно зчленованого екіпажу автомобіля з двовимірними ланками при бічних обмеженнях. У роботах [125, 144] проведено динамічне дослідження дизельного двигуна внутрішнього згорання з просторовими коливальними ланками та аналогами шарнірів Гука. Зокрема, було отримано рівняння для розрахунку коефіцієнту корисної дії даного двигуна в межах повного оберту вихідного валу при досягненні сталого режиму роботи:

$$\eta_{\text{дв}}^{\text{сп}} \approx \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} \frac{M_1 \dot{\varphi}_1 dt}{\sum_i (P_{\Pi i} v_{\Pi i})}, \quad (1.28)$$

де  $T_2 - T_1$  – інтервал часу, що відповідає повороту вихідного валу на кут  $2\pi$ ;  $P_{\Pi i}$  та  $v_{\Pi i}$  – поточні зусилля, що діють на поршні та лінійні швидкості їх руху, відповідно;  $M_1$  – приведені до ланки 1 момент інерції та момент сили (активної та реактивної) – для механізму з один ступенем вільності;  $\varphi$  – кут повороту ланки 1.

Також, для даного механізму двигуна були отримані рівняння для визначення реакцій в неідеальних кінематичних парах:

$$M_{ba} = \frac{I_a}{I_{np}} (A \dot{\varphi}_a^2 + M_{np}) - M_a; \quad (1.29)$$

$$M_{ab} = -\frac{M_{ba} \eta_{ba}^*}{u_{ba}}; \quad (1.30)$$

$$M_{cd} \frac{I_d}{I_{np}} \left\{ \dot{\varphi}_a^2 \left[ -A u_{bc} u_{dc} + I_{np} (u'_{ba} u_{dc} + u_{ba} u'_{bc}) \right] + u_{bc} u_{dc} M_{np} \right\} - M_d; \quad (1.31)$$

$$M_{dc} = -\frac{M_{cd} u_{dc}}{\eta_{dc}^*}, \quad (1.32)$$

де  $I_a$  – приведений до ланки а момент інерції;  $I_{np}$  – момент інерції приведений до ланки 1;  $M_{np}$  – приведений момент зовнішніх сил;  $M_a$  – приведений момент до ланки а;  $M_d$  – приведений момент до ланки d;  $M_{ba}$  – приведений момент у кінематичній

парі  $ba$ ;  $M_{cd}$  – приведений момент у кінематичній парі  $cd$ ;  $\eta_{ba}^*$  – коефіцієнт корисної дії у кінематичній парі  $ba$ ;  $\eta_{dc}^*$  – коефіцієнт корисної дії у кінематичній парі  $dc$ ;  $u_{ba}$ ,  $u_{dc}$  – кінематичні передаточні функції;  $\varphi_a$  – кут повороту ланки  $a$ .

У монографії [145] виконано параметричний синтез просторових ричажних механізмів. Переважна більшість роботи зосереджена на синтезі складних кінематичних ланцюгів зі сферичними кінематичними парами. Закономірності, які отримані у даній роботі не є універсальними та актуальні лише для окремого типу просторових механізмів, які використовуються, здебільшого, у якості маніпуляторів.

Відомо [10, 146, 147], що «базова» конструкція машини типу «Turbula» зі складним просторовим рухом робочої ємності представляє собою просторовий шестиланковий механізм з обертальними кінематичними парами. Кінематична схема шестиланкового просторового механізму машини «Turbula» представлена на рис. 1.12.

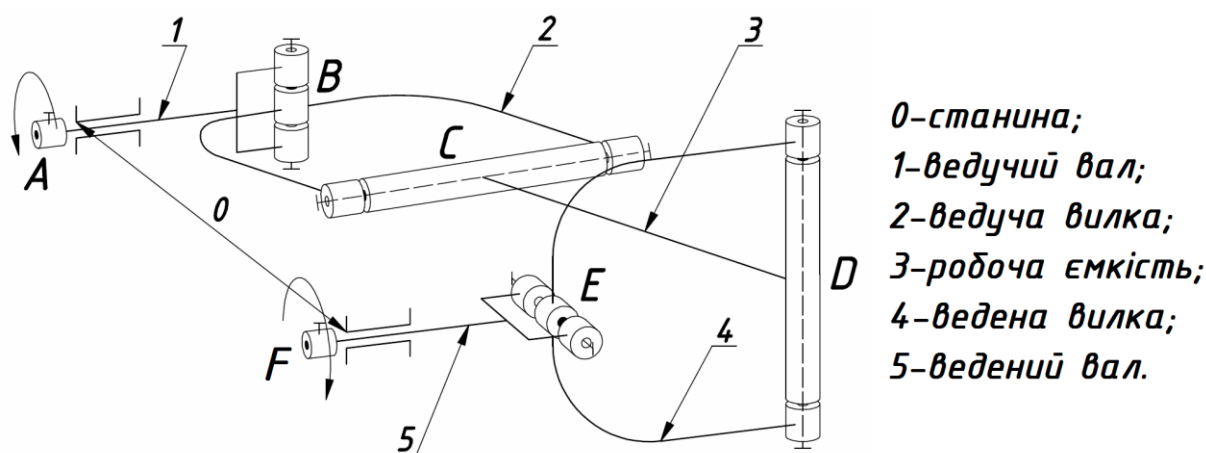


Рис. 1.12. Кінематична схема просторового механізму машини «Turbula»

Механізм являє собою замкнутий кінематичний ланцюг  $ABCDEF$ , вісі  $A$  та  $F$ , паралельні між собою, а вісі  $A$  і  $B$ ,  $B$  і  $C$ ,  $C$  і  $D$ ,  $D$  і  $E$ ,  $E$  і  $F$  перпендикулярні між собою відповідно. Даний просторовий механізм також є статично невизначеним. Ступінь рухомості згідно розрахунку за формулою Сомова-Малишева (1.20) рівний 0, тобто у кінематичному ланцюзі наявний один надлишковий зв'язок.

Як і механізм Беннета, шестиланковий просторовий механізм здатен функціонувати при забезпеченні співвідношень довжин його ланок, які були отримані у ряді робіт [1, 10, 12, 148, 149]:



$$l = l_2 = l_3 = l_4; \quad (1.33)$$

$$l_0 = l\sqrt{3}, \quad (1.34)$$

де  $l$  – загальна умовна довжина;  $l_2, l_4$  – відстань між вісями кінематичних пар ведучої 2 та веденої вилки 4 відповідно;  $l_3$  – відстань між вісями кінематичних пар робочої ємності 3;  $l_0$  – розмір нерухомої ланки (відстань між осями обертання ведучого та веденого валів).

Таким чином, обов'язковою умовою функціонування є рівність між собою міжосьових розмірів обох вилок та робочої ємності, а також забезпечення необхідного розміру нерухомої ланки (відстань між паралельними вісями обертання ведучого та веденого валів) згідно рівняння (1.34).

Однак, як зазначалося вище, експлуатація таких механізмів має ряд суттєвих недоліків. Окрім того, у таких машинах відсутня можливість варіювати довжиною робочої ємності. У роботах [1, 10, 12] доведено, що за рахунок збільшення міжосьової відстані робочої ємності такої машини можна досягнути підвищення інтенсивності руху робочого масиву в середині неї (підвищення продуктивності виготовлення виробів), не збільшуючи при цьому швидкість обертання ведучого валу машини.

До тепер були відомі [150 – 152] лише одиничні шляхи вирішення даної проблеми. У всіх цих випадках проблема статичної невизначеності механізму вирішується шляхом введення додаткової рухомої ланки в кінематичний ланцюг просторового механізму. Таким чином, утворюються вже семиланкові просторові статично визначені механізми. Наприклад [150, 151], у кінематичний ланцюг додається коромисло з різними вісями обертання, що кінематично з'єднане зі станиною та веденим валом. Кінематична схема механізму з додатковою рухомою ланкою коромислом представлена на рис. 1.13. У роботі [151] пропонується вирішення цієї проблеми, шляхом введення додаткової рухомої ланки повзуна, що рухомо встановлений у напрямній станини та кінематично з'єднаний з веденим валом. Кінематична схема механізму з додатковою рухомою ланкою повзуном представлена на рис. 1.14.

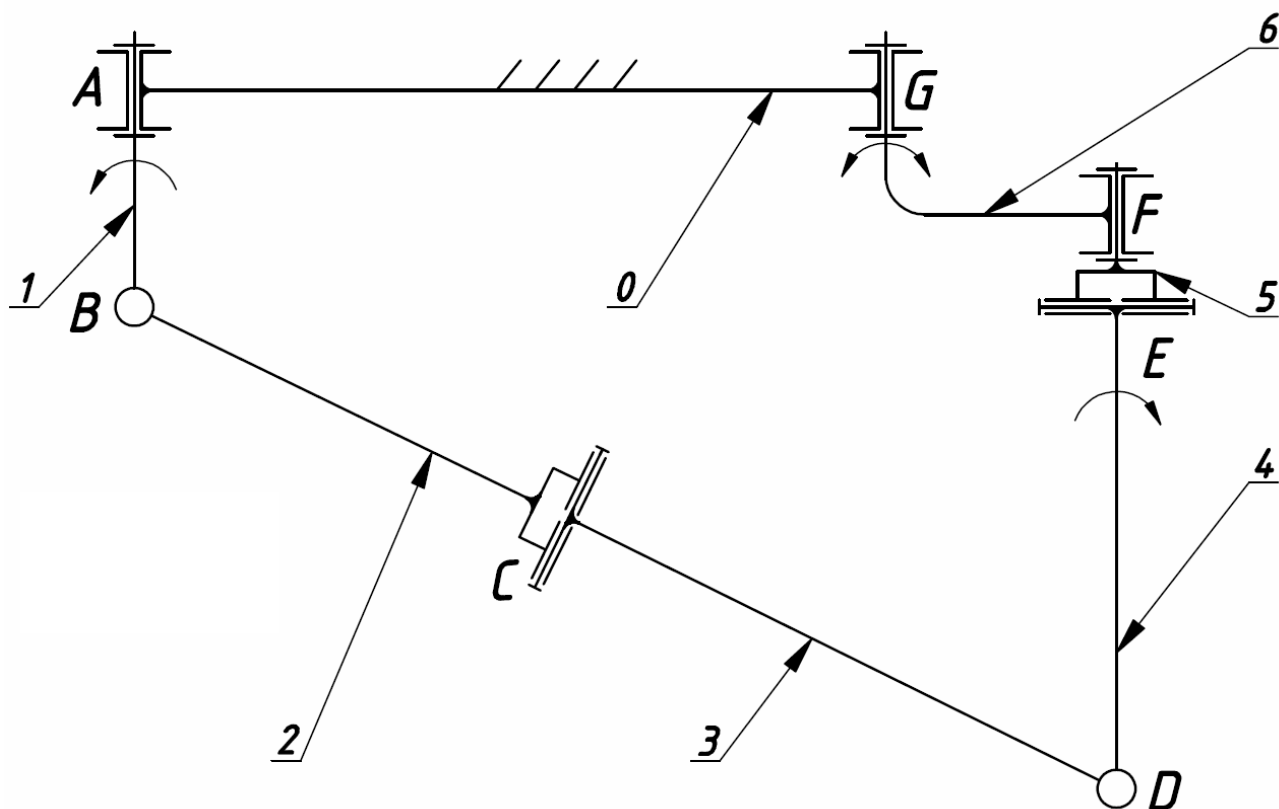


Рис. 1.13. Кінематична схема механізму з додатковою рухомою ланкою коромислом

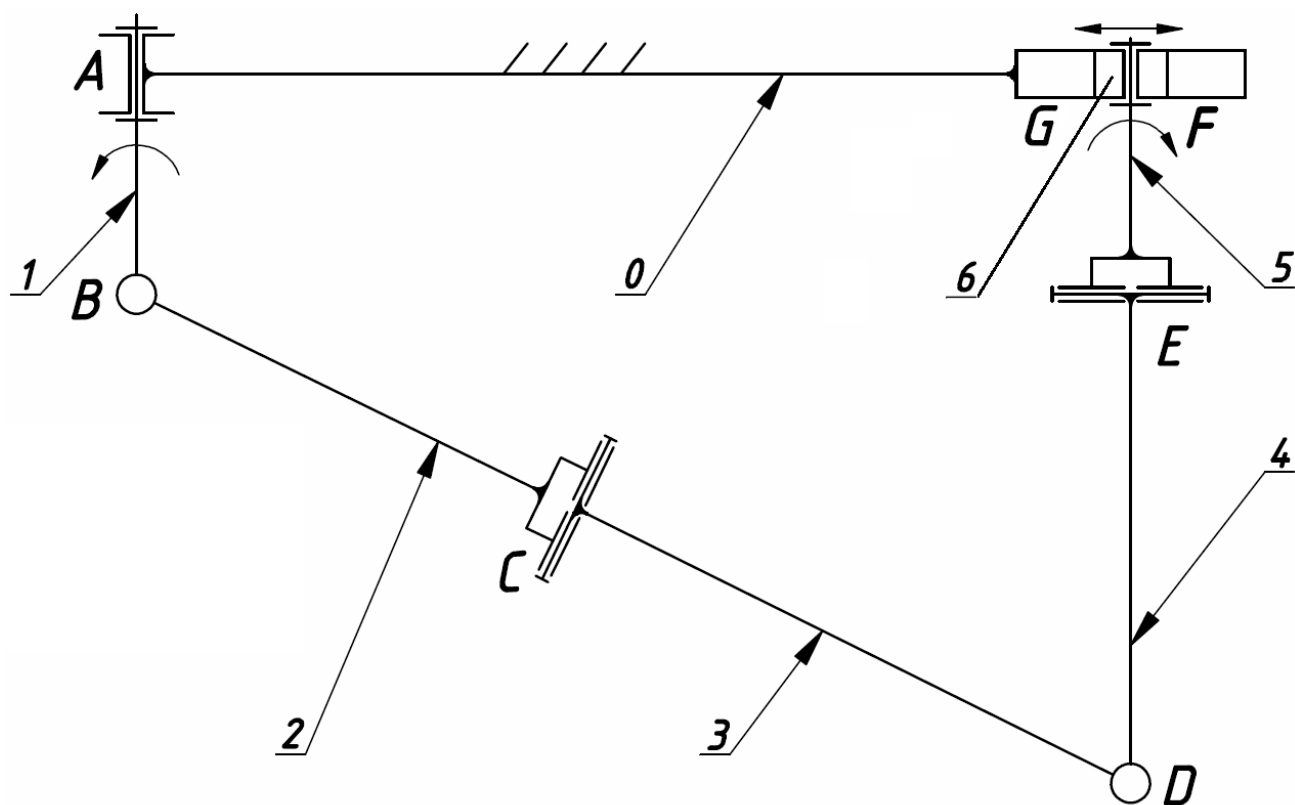


Рис. 1.14. Кінематична схема механізму з додатковою рухомою ланкою повзуном

На рис 1.13 та рис 1.14 представлені номери позицій, що відповідають: 0 – станина; 1 – ведучий вал; 2 – ведуча вилка; 3 – робоча ємність; 4 – ведена вилка; 5 – ведений вал; 6 – коромисло (рис. 1.13); 6 – повзун (рис. 1.14), А, В, С, D, Е, F – обертальні кінематичні пари; G – обертальна кінематична пара (рис. 1.13); G – поступальна кінематична пара (рис. 1.14).

У роботі [153] було виконано часткове дослідження двох синтезованих механізмів з геометричної точки зору. Зокрема, для механізму з додатковою рухомою ланкою повзуном було отримано вираз для розрахунку амплітуди  $\lambda$  переміщення веденого валу з повзуном вздовж напрямної станини:

$$\lambda = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \frac{l_{PC}}{\sin \alpha}, \quad (1.35)$$

де  $l_{PC}$  – відстань між осями робочої ємності,  $l_B$  – відстань між осями ведучої (веденої) вилки  $\alpha$  – кут повороту ведучого валу для положення рухомих ланок машини при якому відстань між осями ведучого та веденого валів буде найменшою.

Було отримано вирази для розрахунку розташування центру обертання коромисла по відношенню до центру обертання ведучого валу машини (горизонтальна складова відстані  $l_{0cep}$  та вертикальна складова відстані  $h$ ) з урахуванням кута тиску значення кута тиску  $\Theta$  в обертальній кінематичній парі коромисла та веденого валу:

$$l_{0cep} = \frac{l_0 + l'_0}{2}; \quad (1.36)$$

$$h = l_K \cos \Theta, \quad (1.37)$$

де  $l_0$  – максимальна відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів,  $l'_0$  – мінімальна відстань між паралельними вісями ведучого та веденого валів,  $l_K$  – відстань між осями обертання коромисла,  $\Theta$  – кут тиску в обертальній кінематичній парі коромисла та веденого валу, який слід задаватися в допустимих межах [154, 155].

Рівняння для розрахунку відстань між осями обертання коромисла мало вигляд:

$$l_K = \frac{l_{0cep} - l'_0}{\sin \Theta}. \quad (1.38)$$

У розроблених просторових механізмах без надлишкового зв'язку виникає можливість варіювати відстанню між осями робочої ємності, тобто її довжиною і, таким чином, впливати на зміну інтенсивності переміщення робочого масиву. Однак, відкритим залишається питання щодо визначення раціонального діапазону варіювання міжосьовою відстанню ємності. Значне подовження міжосьової відстані ємності неминуче призведе до підвищення інерційних навантажень на рухомі ланки машини, що, в цілому, може вплинути на критичне збільшення значень реакцій у кінематичних парах. Під критичним збільшенням реакцій у кінематичних парах машини розуміються такі їх значення, при яких сама машина втрачає свою надійність та довговічність. У роботі [153] лише гіпотетично припущено, що міжосьова відстань робочої ємності не повинна більш ніж в два рази перевищувати відстань між осями ведучої (веденої) вилки машини.

Відомо [117, 118], що складні багатоланкові механізми, в тому числі просторові механізми, все частіше застосовуються у технологічному обладнанні різних галузей промисловості, зокрема, у легкій промисловості. Недостатня розробка способів їх аналізу, відсутність універсальних методів дослідження, причиною яких є наявність пасивних зв'язків у кінематичних ланцюгах таких механізмів, є один із основних факторів стримування їх застосування у машинах.

На основі вищесказаного можна зробити висновок, що раціональним є використання саме статично визначених просторових механізмів без пасивного зв'язку. У той само час, відоме використання просторових механізмів із пасивним (надлишковим) зв'язком у виробництві, однак, це зумовлює виникнення цілого ряду суттєвих недоліків. Синтез статично визначених просторових механізмів, а також вдосконалення існуючих механізмів із наявністю надлишкових зв'язків є складним процесом, який потребує значних зусиль від дослідника. Нові синтезовані статично визначені просторові механізми, які були утворені на основі статично невизначених, потребуються їх аналізу з геометричної точки зору, дослідження їх кінематичних та динамічних параметрів.

На сьогоднішній день, відомі лише кілька шляхів вирішення статичної невизначеності у шестиланковому просторовому механізмі «базової» конструкції машини типу «Turbula». Таким чином, дана проблема потребує комплексного дослідження із можливістю, на основі механізму «базової» конструкції машини, розробити різні варіанти статично визначених просторових механізмів із відмінними технологічними властивостями, що створять умови для найбільш продуктивного виконання ряду відмінних між собою галтувальних операцій об'ємної обробки деталей технологічним середовищем.

Нові розроблені механізми будуть потребувати їх систематичного аналізу з геометричної точки зору, визначення кінематичних параметрів тих ланок, які змінили характер свого руху, а також силового дослідження, що дасть можливість варіювати геометричними параметрами деяких рухомих ланок із забезпеченням величини реакцій у відповідних кінематичних парах механізму в межах допустимих норм з точки зору їх надійності та довговічності при експлуатації.

#### **1.4. Технологічні вимоги, що ставляться до виробів легкої промисловості, які обробляються у машинах зі складним просторовим рухом ємностей**

##### **1.4.1. Постановка задачі дослідження та характеристика показників якості виробів**

Об'ємній обробці деталей технологічним середовищем у ємностях, які виконують складний просторовий рух можуть піддаватися різноманітні деталі легкої промисловості [156]. В переважній більшості – це фурнітурні вироби (гудзики, застібки, пряжки, деталі замка «блискавка» тощо), а також деталі взуття, зокрема, наприклад, підбори.

Дані типи деталей можуть бути, як пластмасові [157], так і металеві (для металевих деталей замка «блискавка» найчастіше використовують цинкові сплави). В залежності від формоутворення (лиття чи механічна обробка) дані деталі потребують різного роду фінішних технологічних операцій, на які може витратитися до 70 – 85% [153] загального технологічного часу.

Наприклад, як зазначалося вище, полімерні заготовки гудзиків, які виготовлені шляхом різання із використанням універсальних верстатів (різання, штампування, вирізання, вирубання заготовок), потребують виконання галтувальних технологічних операцій покращення якості їх поверхні, а саме: шліфування чи полірування. При поліруванні та шліфуванні полімерних деталей застосовується вологе галтування із додавання у робочий масив буферного розчину – зазвичай води. При поліруванні чи шліфуванні дрібних металевих деталей застосовується сухе галтування, додавання рідини (води) – не рекомендовано. Металеві деталі, які отримані шляхом лиття у спеціальних прес-формах, потребують їх відділення від ливників, облою та заусенцій, заокруглення гострих кромek та країв. Пластмасові деталі, отримані шляхом лиття, зазвичай виробляються із еластичних матеріалів. Від так, їх обробка за допомогою ударної взаємодії при кімнатній температурі неможлива. Встановлено [4], що при зниженні температури еластичність полімерів зменшується, а при досягненні температури крихкості вони поведуться, як крихкі матеріали і руйнуються при величині відносної деформації  $<10\%$  [158]. Таким чином, такі пластмасові відливки потребують подальшого відділення від ливників технологічним середовищем виключно у замороженому стані, при цьому, необхідним є додавання холодоагентів у робочий масив.

Охолодження деталей здійснюється різними способами [159, 160]: введенням в зону обробки холодоагенту у виді двоокису вуглецю (рідкого або твердого), рідкого азоту або шляхом охолодження камери з робочим середовищем за допомогою холодильної установки. Значні переваги має рідкий азот. Він забезпечує охолодження до температури  $-195,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , подача його в зону обробки не складає значних труднощів, він нешкідливий для навколишнього середовища.

У залежності від виду оброблюваних деталей та необхідного типу їх обробки ставляться різні вимоги до їх якості, зовнішнього вигляду, який характеризується естетичними та ергономічними властивостями, їх технологічності та універсальності конструкції, фізико-механічних властивостей тощо.

Показниками якості оброблюваних деталей вважаються їх кількісні характеристики – це межі відхилення від номінальних розмірів (допуски розмірів) та

значення шорсткості чи хвилястості поверхні. Однак, в переважній більшості випадків, дані кількісні показники якості оброблюваних деталей легкої промисловості не являються першочергово важливими. Зазвичай якість таких деталей, як гудзики, застібки, пряжки, підбори тощо визначається органолептичним методом. В першу чергу, такі деталі повинні відповідати естетичним та ергономічним вимогам, мати привабливий естетичний вигляд.

Деталі, які використовуються у машинобудуванні, приладобудуванні, в тому числі, деякі фурнітурні деталі легкої промисловості умовно можна розділити на три типи: контактно-відповідальні, неконтактно-відповідальні та допоміжні. Переважна більшість фурнітурних деталей легкої промисловості відносяться до останньої групи. Однак, є й такі фурнітурні деталі легкої промисловості, які слід віднести до контактно-відповідальної групи, зокрема, це деякі деталі замка «блискавка», завдяки яким безпосередньо відбувається замикання та розмикання самої блискавки на основі їх контактної взаємодії між собою. До таких деталей слід віднести: корпуси замків, фіксатори та самі зубці замка. Таким чином, в процесі обробки, до таких типів деталей ставляться підвищені вимоги.

#### **1.4.2. Вимоги до зовнішнього вигляду оброблених виробів легкої промисловості**

Зовнішній вигляд оброблюваних деталей, а також можливі дефекти зовнішнього вигляду залежать від багатьох факторів, зокрема, від якості та стану самого матеріалу та технології формоутворення виробів [161], від розмірів (габаритів) та конструкції виробів тощо. Визначення найбільш типових дефектів на окремих типах виробів регламентується відповідними нормативними документами (державними стандартами, технологічними регламентами виготовлення деталей тощо). Наприклад, у ГОСТ 24105-80 [162] описуються поняття у сфері дефектів пластмасових виробів, отриманих шляхом формування та лиття, які визначаються суто візуально.

Згідно ГОСТ 24105-80 для виробів із пластмас допускаються напливи матеріалу на виробах, в залежності від типу наповнювача, в діапазоні від 0,03 до 1,5

мм. Також можуть допускатися відхилення по зовнішньому вигляду виробів: відбитки від тріщин, незначні подряпини, що не виходять за межі допуску на розмір самого виробу.

У відповідності до «Технологічного регламенту виробництва поліефірних листів, заготовок та гудзиків», затвердженого на ПАТ «Поліпласт» ставляться вимоги щодо їх якості. Таким чином, для кожного типу гудзиків задаються відхилення розмірів та форми, взаємного розміщення оброблюваних поверхонь. Ці відхилення перевіряються вибірці зразків після їх формоутворення та після виконання галтувальних операцій технологічним середовищем. Також, по завершенню галтувальної технологічної операції шліфування чи полірування поверхні виробів виконується перевірка їх якості на основі порівняння з еталонним зразком. За рідким виключенням може реалізовуватися кількісна перевірка якості поверхні – визначення величини мікронерівностей профілю (шорсткості поверхні) із використанням прямих методів, а саме, застосовують щупові (профілометри та профілографи) та оптичні (інтерференційні мікроскопи) методи, інколи можливе також кількісне визначення блиску поверхні за допомогою блискомірів.

На основі ГОСТ 25140-93 [163], ГОСТ 19424-74 [164] регламентується якість відлитої форми з цинкових сплавів, що використовуються для подальшої безпосередньої відливки деталей замка «блискавка». У відповідності до затвердженого на ПАТ «Молнія» «Технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників» регламентується вже якість відділених від ливників деталей. Таким чином, після обробки, наприклад, такі контактнo-відповідальні типи деталей, як корпуси, що безпосередньо використовуються для замикавання та розмикавання замка «блискавка», обов'язково, в автоматичному режимі, проходять перевірку на калібрах щодо дотримання допусків розмірів за відповідними квалітетами точності. У зв'язку з цим, при відділенні таких деталей від ливників необхідно обмежувати інтенсивність переміщення робочого масиву в середині рухомих ємностей. З одного боку підвищення інтенсивності переміщення робочого масиву в середині рухомих ємностей буде збільшувати продуктивність виготовлення деталей в цілому, однак, з іншого боку це може призвести до



порушення точності «відповідальних» розмірів, що буде спричинене пластичною деформацією самих деталей внаслідок їх високої кінетичної енергії переміщення та сильного удару по стінкам ємності.

Для інших допоміжних деталей замка «блискавка» ставляться значно простіші вимоги, зокрема, усі залишки ливників повинні бути відділені від деталі; поверхня деталей повинна бути гладкою: без задирок, заусенцій та слідів облою; на деталях допускаються незначні сліди залишків ливників та облою, розміром не більш ніж 0,05 мм.

Таким чином, представлені та визначені показники якості пластмасових та металевих фурнітурних деталей легкої промисловості. В переважній більшості якість таких деталей визначається органолептичним методом. Сформовані вимоги до зовнішнього вигляду, як пластмасових деталей, так і металевих деталей замка «блискавка» та визначені допустимі дефекти деталей, що виникають в процесі виконання об'ємної обробки технологічним середовищем. Представлена вище інформація являється вихідною при проектуванні раціональних процесів та обладнання для реалізації об'ємної обробки деталей технологічним середовищем.

## **ВИСНОВКИ ДО 1 РОЗДІЛУ. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Аналітичний огляд досліджень у галузі об'ємної обробки деталей технологічним середовищем дозволив зробити наступні висновки:

1. Розглянуто різні типи обладнання, яке використовується для фінішних галтувальних технологічних операцій шляхом об'ємної обробки деталей технологічним середовищем. Такі типи обладнання, як машини з обертальним рухом робочих ємностей, а також вібраційні машини є застарілими та неактуальними, мають низьку продуктивність виконання технологічних операцій. Найбільш перспективними з точки зору продуктивності виконання об'ємної обробки деталей технологічним середовищем вважаються машини, у яких робочі ємності виконують складний просторовий рух.

2. Машини зі складним рухом робочих ємностей типу «Turbula» успішно себе зарекомендували для виконання технологічних процесів змішування сипких

дрібнодисперсних речовин, також відоме їх використання для реалізації технологічних процесів покращення якості полімерних виробів – шліфування та полірування. Однак, залишається відкритим питання щодо можливості використання даного типу обладнання для ряду інших галтувальних технологічних операцій.

3. Досліджено проблему статичної невизначеності у просторових шарнірних механізмах машин різних галузей промисловості. Використання просторових механізмів із пасивним зв'язком зумовлює виникнення цілого ряду суттєвих недоліків. Доведено раціональність синтезу раціональних статично визначених просторових механізмів без пасивного зв'язку.

4. Відомі лише кілька шляхів вирішення статичної невизначеності у шестиланковому просторовому механізмі «базової» конструкції машини типу «Turbula». В цілому, у науково-технічній літературі відсутні комплексні та систематичні підходи щодо синтезу статично визначених просторових механізмів галтувальних машин із різними технологічними властивостями.

5. Сформовані вимоги до зовнішнього вигляду, як пластмасових деталей, так і металевих деталей замка «блискавка» та визначені допустимі в процесі виконання об'ємної обробки технологічним середовищем дефекти деталей, що є вихідною інформацією при проектуванні раціональних процесів та обладнання для реалізації об'ємної обробки деталей технологічним середовищем.

На основі представлених висновків, необхідним є вирішення таких задач дослідження:

1. Створити науково обґрунтовані основи та уніфіковані підходи до проектування обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємностей для виконання галтувальних технологічних операцій з прогнозованим кінцевим технологічним результатом;

2. Узагальнити закономірності фінішних галтувальних технологічних операцій, суть яких заключається у об'ємній обробці технологічним середовищем дрібних металевих та полімерних деталей, утворених методами різання та лиття, визначити необхідні вимоги для їх обробки;

3. Розробити уніфіковані вимоги та підходи для синтезу статично визначених просторових механізмів без пасивних зв'язків галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності;

4. Розробити загальні підходи комплексного аналітичного дослідження синтезованих статично визначених просторових механізмів галтувальної машини з точки зору розрахунку їх геометричних параметрів;

5. Виконати комплексне силове дослідження синтезованих галтувальних машин з метою визначення впливу зміни їх геометричних параметрів на приріст реакцій у кінематичних парах їх просторових механізмів;

6. Визначити раціональні діапазони варіювання відповідними геометричними параметрами для усіх розроблених конструкцій галтувальних машин при яких значення реакцій у кінематичних парах не будуть перевищувати встановлені межі;

7. Встановити фактори, які мають найбільший вплив на реалізацію та зміну режимів руху робочого масиву в середині ємностей розроблених галтувальних конструкцій машин, а також встановити взаємозв'язок між цими факторами;

8. Здійснити аналітичне та експериментальне дослідження факторів, які мають найбільш виражений вплив на інтенсивність та продуктивність відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників при об'ємній обробці у машинах зі складним просторовим рухом робочих ємностей;

9. Розробити методи розрахунку тривалості виконання галтувальної технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників у машинах зі складним просторовим рухом робочих ємностей на основі встановлених взаємозв'язків між властивостями оброблюваних деталей, параметрами галтувального обладнання та способами його експлуатації;

10. Провести експериментальну перевірку адекватності отриманих математичних закономірностей та методів розрахунку;

11. Розробити галтувальне обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємностей з розширеними технологічними можливостями;

12. Виконати впровадження отриманих результатів наукових досліджень у промисловість та освітній процес вищих навчальних закладів.

## РОЗДІЛ 2

### СИНТЕЗ ТА АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ СТАТИЧНО ВИЗНАЧЕНИХ ПРОСТОРОВИХ ШАРНІРНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИНИ ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

У першому розділі вичерпно наведені недоліки застосування обладнання, в основі якого використовуються статично невизначені просторові механізми. Показано, що просторовий шестиланковий механізм «базової» конструкції машини для обробки деталей має рівний нулю ступінь рухомості, у механізмі наявний один пасивний зв'язок. Таким чином, даний розділ присвячений розробці уніфікованих вимоги та підходів для синтезу раціональних статично визначених просторових механізмів машин для обробки деталей з подальшим комплексним аналітичним дослідженням синтезованих просторових механізмів з точки зору розрахунку їх геометричних параметрів [165]. Звільнення «базового» шестиланкового просторового механізму від надлишкового зв'язку може реалізуватися двома шляхами: введенням додаткової рухомої ланки в кінематичний ланцюг механізму або заміною однієї з кінематичних пар п'ятого класу на кінематичну пару четвертого класу. У даному розділі представлені обидва методи.

#### **2.1. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари**

У даному випадку, звільнення від надлишкового зв'язку буде відбуватися за рахунок введення в кінематичний ланцюг механізму додаткової рухомої ланки шатуна [166]. Таким чином, було додано в кінематичний ланцюг механізму шатун з двома обертальними кінематичними парами: однією кінематичною парою шатун з'єднаний з веденою вилкою, а іншою – з робочою ємністю, при чому, вісь обертання шатуна має проходити крізь саму робочу ємність. На основі даних конструктивних змін було отримано семиланковий статично визначений шарнірний просторовий механізм з обертальними кінематичними парами [167]. Кінематична схема синтезованого механізму та модель такої машини представлені на рис. 2.1.

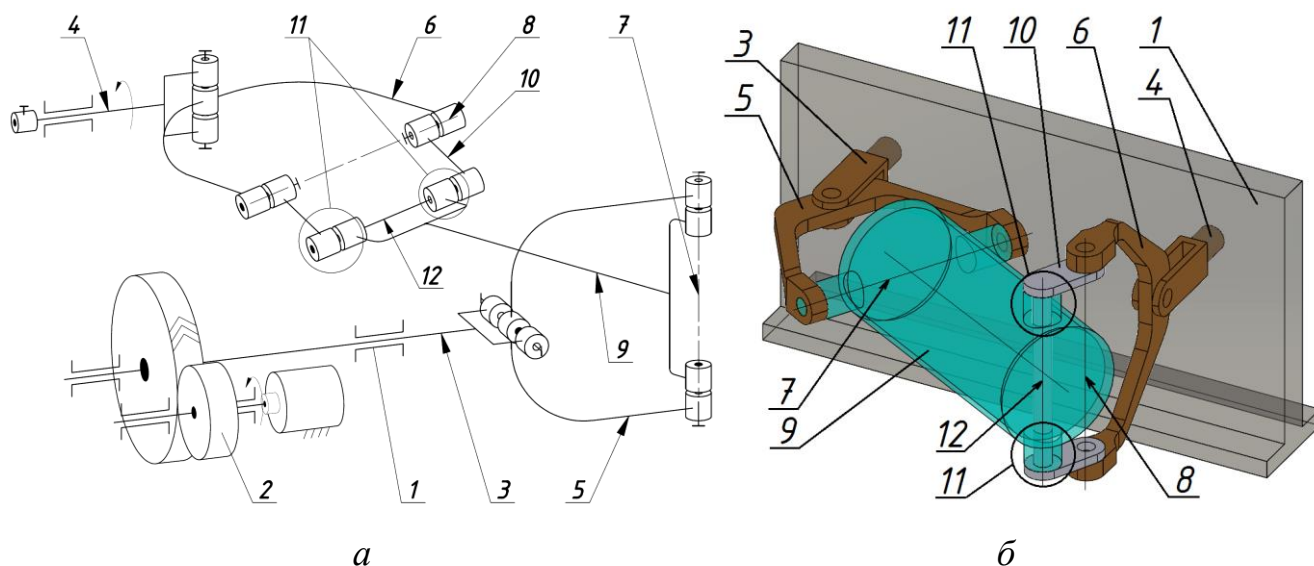


Рис. 2.1. Семиланковий просторовий механізм, у якому використовується додаткова рухома ланка шатун: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Машина містить станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, що встановлені в станині паралельно в одній площині. Вали 3 та 4 шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 5 та веденою 6 вилками відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні геометричні осі яких 7 і 8 є осями кріплення ємності 9 та шатуна 10, вісь 12 якої проходить в середині ємності, відповідно. Ємність 9 та шатун 10 рухомо з'єднані між собою за допомогою обертальної кінематичної пари 11. Вісь обертання 12 кінематичної пари 11 паралельна до вісі кріплення 8. Ступінь рухомості, згідно формули Сомова-Малишева (1.21), дорівнює одиниці. Надлишковий зв'язок виключено.

На міжосьову відстань шатуна покладені обмеження, що накладаються самою конструкцією просторового механізму. Необхідно виконати аналітичні дослідження, на основі яких отримати вирази для визначення раціональних співвідношень довжин ланок механізму, діапазону варіювання міжосьовою довжиною цієї ланки, яка, у свою чергу, залежить від міжосьової довжини робочої ємності.

Аналітичні дослідження слід починати задаючись вихідними даними, а саме наступними геометричними параметрами: міжосьова відстань ємності –  $l_{PC}$ , зовнішній діаметр ємності –  $D_{PC}$ , міжосьова відстань ведучої та веденої вилок –  $l_B$ , «діаметр вилок» (довжина геометричної вісі кріплення ведучої вилки з робочою

ємністю чи веденої вилки з шатуном) –  $D_B$ , міжосьова відстань додаткової рухомої ланки (шатуна) –  $l_{ДЛ}$ , обов'язковим є виконання умови:  $l_{PC} > l_B$ .

Розглянемо положення машини (рис. 2.2), при якому вісь 7 ведучої вилки 5 займає горизонтальне положення, а вісь 8 веденої вилки 6 – вертикальне. Позначення ланок на рис. 2.2 співпадають з позначеннями на рис. 2.1.

Точки  $C$  та  $D$ , що співпадають з центрами обертальних кінематичних пар шатуна знаходяться на колі, центр якого співпадає з точкою  $A$ . Радіус кола можна визначити наступним чином:

$$R = l_B + l_{PC} = l_{BO}. \quad (2.1)$$

Таким чином, для даного положення машини, з утвореного трикутника  $ABC$  запишемо вираз для визначення відстані між осями ведучого та веденого валів:

$$l_0 = \sqrt{(l_{PC} + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (2.2)$$

В конструкції машини, де виконується умова  $l_{PC} > l_B$  та забезпечується постійна фіксована відстань  $l_0$  між осями ведучого та веденого валів, не можливо забезпечити фіксовану відстань між геометричними взаємно перпендикулярними осями кріплення вилок. При положенні рухомих ланок машини, що представлено на рис. 2.2 така відстань є мінімальною, однак, при положенні рухомих ланок машини, коли бічні площини вилок будуть паралельні між собою, а робоча ємність буде проектуватися на вертикальну площину в натуральну величину (рис. 2.3), відстань між геометричними взаємно перпендикулярними осями кріплення вилок буде максимальною  $l_{BB(MAX)}$ :

$$l_{BB(MAX)} = l_{PC} + l_A, \quad (2.3)$$

де  $l_A$  – додаткова складова відстані між осями кріплення вилок, яка виникає при такому положенні рухомих ланок машини, що представлено на рис. 2.3.

Виходячи з геометричних міркувань,  $l_{BB(MAX)}$  визначається як:

$$l_{BB(MAX)} = \sqrt{l_0^2 - 4l_X^2}, \quad (2.4)$$

де  $l_X$  – відстань в проекції на вертикальну площину між віссю обертання веденого (ведучого) валу та віссю робочої ємності.

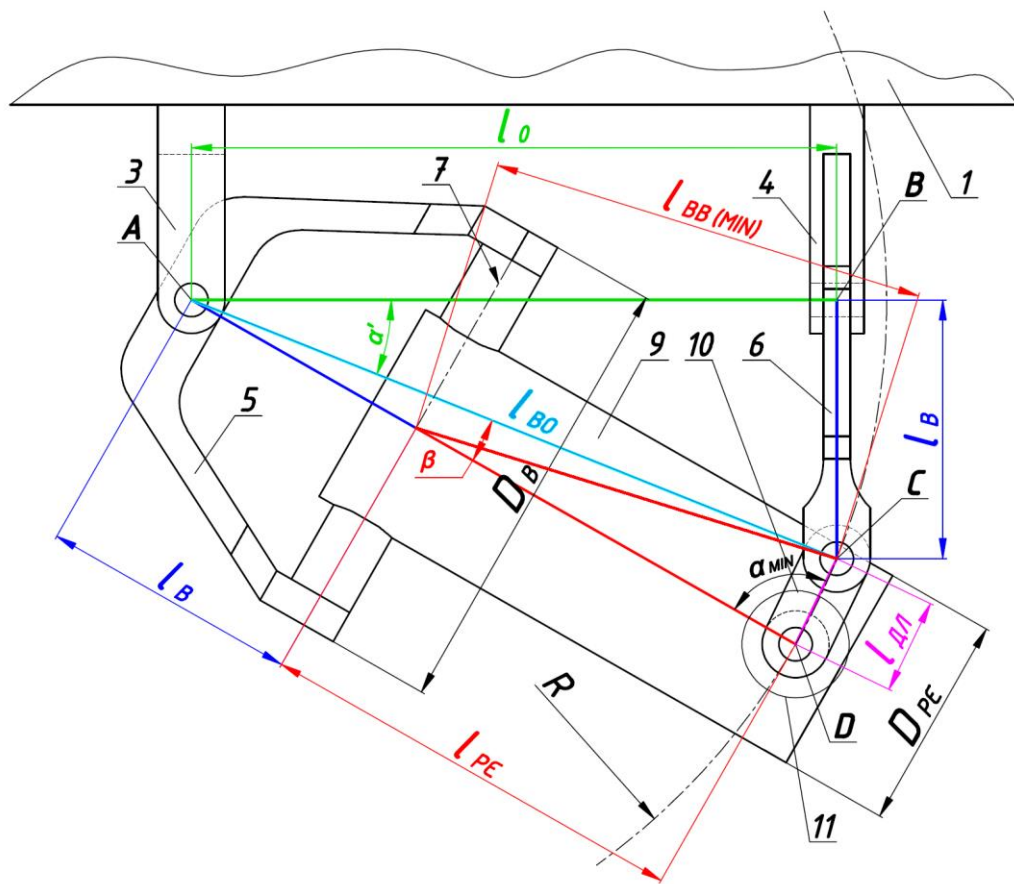


Рис. 2.2. Положення машини, при якому вісь 7 ведучої вилки 5 займає горизонтальне положення, а вісь 8 веденої вилки 6 – вертикальне

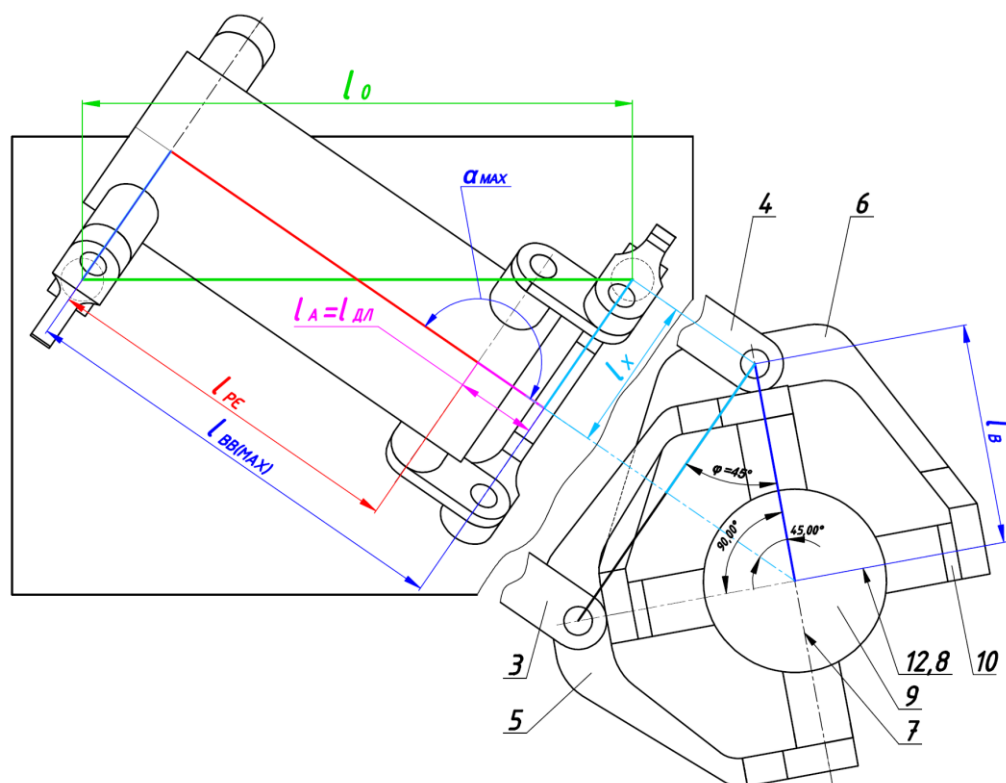


Рис. 2.3. Вертикальна проекція машини в проективному зв'язку із проекцією машини на площину, яка паралельна до верхнього торця ємності

Для того, щоб отримати вираз для визначення відстані  $l_X$  спроекуємо вертикальну проекцію машини («верхня проекція») на площину паралельну до верхнього торця ємності. Вертикальна проекція в проективному зв'язку із проекцією машини на площину, яка паралельна до верхнього торця робочої ємності («нижня проекція») представлена на рис. 2.3.

Геометричні вісі кріплення вилок мимобіжні, їх проекції на площині паралельній до верхнього торця ємності – взаємно перпендикулярні між собою, вісь ємності, яка продовжена з «верхньої проекції» розділяє прямий кут між осями вилок навпіл. В результаті, на «нижній проекції» утворився рівнобедрений прямокутний трикутник з гіпотенузою  $l_B$  та двома катетами  $l_X$ . Відповідно, довжина  $l_X$  визначатиметься як:

$$l_X = l_B \cos 45^\circ. \quad (2.5)$$

Підставимо значення виразу (2.5) у рівняння (2.4):

$$l_{BB(MAX)} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.6)$$

Вирази (2.3) та (2.6) об'єднаємо між собою та виразимо значення  $l_A$ :

$$l_A = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{PC}. \quad (2.7)$$

На основі розрахованої за виразом (2.7) відстані  $l_A$ , яка виникає при такому положенні рухомих ланок машини, що представлено на рис. 2.3, справедливою буде нерівність:

$$l_{ДЛ} \geq l_A, \quad (2.8)$$

де  $l_{ДЛ}$  – міжосьова відстань додаткової ланки.

Підставимо (2.2) у вираз (2.7) та запишемо з урахуванням нерівності (2.8):

$$l_{ДЛ} \geq \sqrt{(l_{PC} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{PC}. \quad (2.9)$$

За виразом (2.9), приймаючи до уваги початкові геометричні параметри, можна розрахувати мінімально допустиму міжосьову довжину шатуна  $l_{ДЛ}$ .

На рис. 2.2 представлено таке положення рухомих ланок машини, при якому точка  $D$ , що співпадає з центром обертальної кінематичної пари шатуна з ємністю,



знаходиться по «зовнішній бік» від веденої вилки (нижче лінії  $l_{BO}$ ), між віссю робочої ємності  $l_{PC}$  та міжосьовою відстанню додаткової рухомої ланки  $l_{ДЛ}$  утворюється мінімальне значення кута  $\alpha - \alpha_{MIN}$ , який буде змінюватися в залежності від кута повороту ведучого валу машини  $\varphi_0$ . Для отримання графічної залежності зміни кута  $\alpha$  від кута повороту ведучого валу машини  $\varphi_0$  (рис. 2.4) було виконано моделювання досліджуваної конструкції машини в САПР SolidWorks з подальшим кінематичним аналізом вказаного параметру. За початковий кут повороту ведучого валу прийнято таке положення рухомих ланок машини, при якому геометрична вісь кріплення ведучої вилки з ємністю прийматиме горизонтальне положення, а геометрична вісь кріплення веденої вилки з шатуном буде вертикальною. При моделюванні машини задавалися початковими геометричними умовами та розраховували необхідні геометричні параметри за вищепредставленими виразами. Модель машини мала наступні геометричні параметри:  $l_{PC}=130$  мм,  $D_{PC}=85$  мм,  $l_B=77$  мм,  $l_0=192,15$  мм,  $D_B=135$  мм.

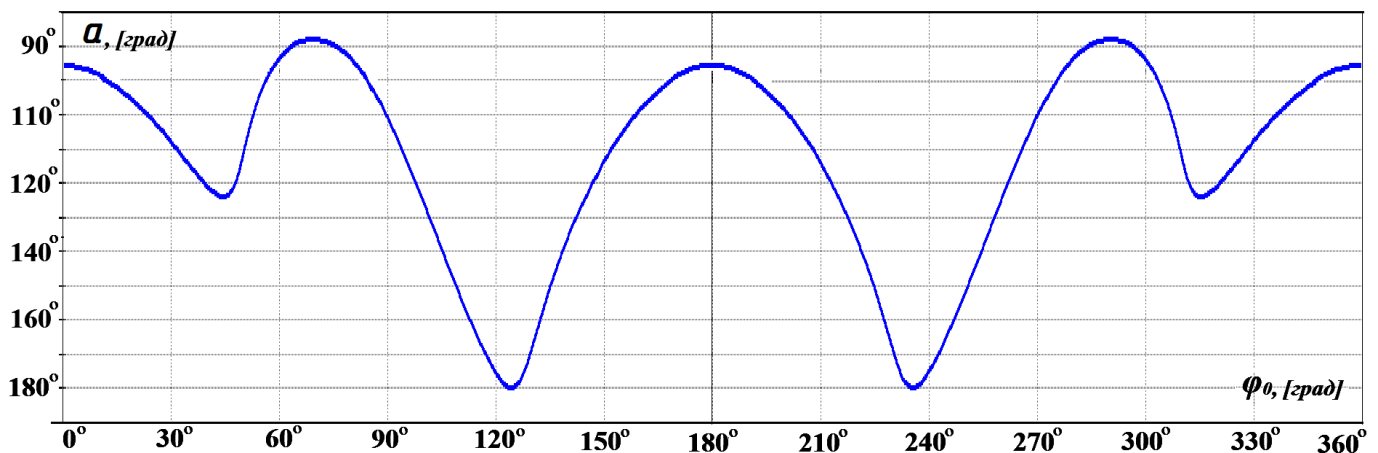


Рис. 2.4. Залежність зміни кута  $\alpha$  від кута повороту ведучого валу машини  $\varphi_0$

Проаналізувавши графік на рис. 2.4, можна стверджувати, що за один повний оберт ведучого валу функція зміни кута  $\alpha$  буде мати два періоди. При двох положеннях рухомих ланок машини (рис. 2.3) кут  $\alpha$  досягатиме свого максимального значення  $\alpha_{MAX} = 180^\circ$ . Після повороту ведучого валу на  $\varphi_0=180^\circ$ , ємність також повернеться на  $180^\circ$  відносно своєї повздовжньої вісі, а рухомі ланки машини приймуть таке положення (рис. 2.5), при якому точка  $D$  буде знаходитися

вже по «внутрішній бік» від веденої вилки (вище лінії  $l_{BO}$ ), ведена вилка фактично буде охоплювати ємність на відстані більшій за її радіус. Таким чином, постає необхідність у точному розрахунку конструктивних параметрів машини, при яких ємність з відповідним діаметром зможе вільно переміщатися в середині веденої вилки.

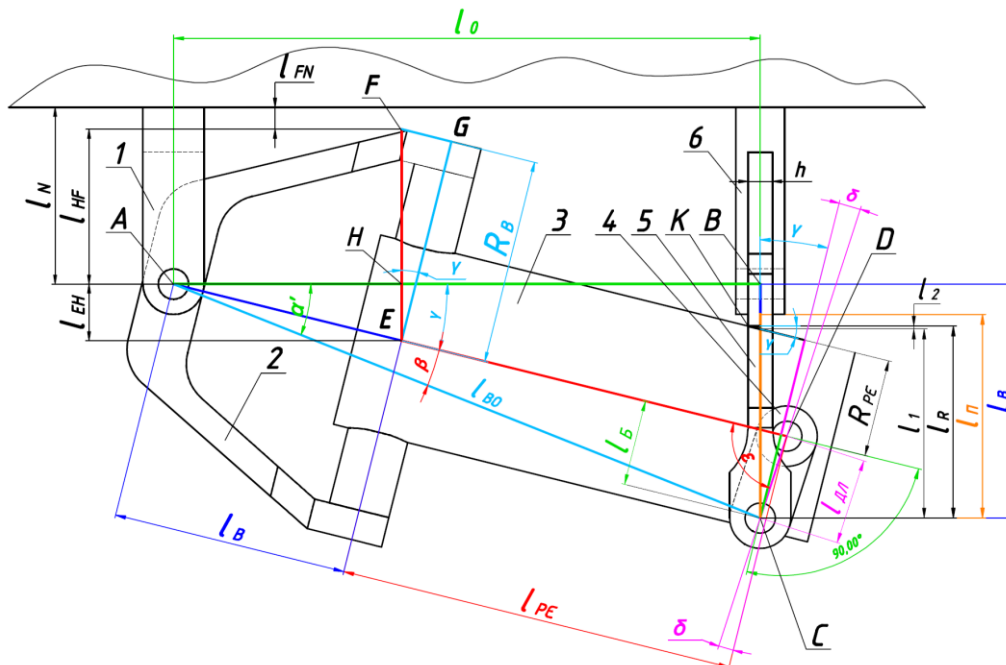


Рис. 2.5. Положення рухомих ланок машини, при якому точка  $D$  буде знаходитися вже по «внутрішній бік» від веденої вилки

Прийmemo, що  $l_{II}$  – це відстань від обертальної кінематичної пари шатуна з вилкою до її стінки, яка конструктором також повинна задаватися в початкових геометричних параметрах машини, інакше кажучи, – це відстань веденої вилки, яка забезпечуватиме вільне переміщення ємності.  $l_R$  – це відстань від обертальної кінематичної пари веденої вилки з шатуном до точки  $K$  (рис. 2.5) в проекції на вертикальну вісь веденої вилки. Очевидно, що дана конструкція машини може працювати лише в тому випадку, якщо виконуватиметься умова:

$$l_R < l_{II}. \quad (2.10)$$

У свою чергу,  $l_R$  можна розкласти на складові  $l_1$  та  $l_2$ , отже:

$$l_R = l_1 + l_2. \quad (2.11)$$

Виходячи з геометричних міркувань, можна записати:

$$l_1 = \frac{R_{PC} + l_B}{\cos \gamma}, \quad (2.12)$$

де  $R_{PC}$  – зовнішній радіус ємності,  $l_B$  – відстань від обертальної кінематичної пари веденої вилки та шатуна, яка проведена перпендикулярно до вісі ємності,  $\gamma$  – кут між  $l_B$  та  $l_{ДЛ}$ . Кут  $\gamma$  також визначає нахил вісі ємності до вертикальної площини, іншими словами, – це кут між прямою, що з'єднує осі ведучого і веденого валів  $l_0$  та віссю ємності  $l_{PC}$ , значення якого можна визначити наступним чином:

$$\gamma = \alpha' - \beta, \quad (2.13)$$

де  $\alpha'$  – кут між  $l_0$  та  $l_{BO}$ ,  $\beta$  – кут між  $l_{BO}$  та  $l_{PC}$ .

З трикутника  $ABC$  запишемо вираз для визначення кута  $\alpha'$ :

$$\alpha' = \arccos \frac{l_0}{l_{BO}}, \quad (2.14)$$

де  $l_{BO}$  – відстань між центром кінематичної пари ведучого валу з ведучою вилкою (точка  $A$ ) та центром кінематичної пари веденої вилки з шатуном (точка  $C$ ).

У свою чергу, з трикутника  $ABC$ , запишемо вираз для визначення  $l_{BO}$ :

$$l_{BO} = \sqrt{l_0^2 + l_B^2}. \quad (2.15)$$

Підставимо вираз (2.15) у формулу (2.14):

$$\alpha' = \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}}. \quad (2.16)$$

Далі, згідно теореми косинусів, з трикутника  $ACD$  запишемо вираз для визначення кута  $\beta$ , приймаючи до уваги вираз (2.15):

$$\beta = \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})}. \quad (2.17)$$

Підставимо вирази (2.16) та (2.17) у рівняння (2.13), отримаємо:

$$\gamma = \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДЛ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})}. \quad (2.18)$$

Далі, виходячи з геометричних міркувань, запишемо вираз для визначення  $l_B$ :

$$l_B = l_{ДЛ} \cos \delta, \quad (2.19)$$

де  $\delta$  – кут між прямою  $l_B$  та  $l_{ДП}$ .

Розглянувши трикутник  $ACD$ , запишемо вираз для визначення кута  $\delta$ :

$$\delta = 90^\circ - \varepsilon, \quad (2.20)$$

де  $\varepsilon$  – кут між  $l_{PC}$  та  $l_{ДП}$ , значення якого можна визначити використовуючи теорему синусів з трикутника  $ACD$ , приймаючи до уваги рівняння (2.15):

$$\varepsilon = \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДП}}. \quad (2.21)$$

Підставимо рівняння (2.21) у вираз (2.20):

$$\delta = 90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДП}}. \quad (2.22)$$

Тепер підставимо вираз (2.22) у (2.19):

$$l_B = l_{ДП} \cos \left( 90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДП}} \right). \quad (2.23)$$

Після чого, підставимо вирази (2.23) та (2.18) у рівняння (2.12):

$$l_1 = \frac{R_{PC} + l_{ДП} \cos \left( 90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДП}} \right)}{\cos \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДП}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right)}. \quad (2.24)$$

Відстань  $l_2$  значно менша за відстань  $l_1$ , однак, не приймати її до уваги не можна, оскільки вона є складовою відстані  $l_R$ , яку, в процесі розробки даної конструкції машини, необхідно точно розраховувати. Довжина  $l_2$  безпосередньо залежить від ширини вилки  $h$  та кута нахилу вісі ємності до вертикальної площини  $\gamma$  та визначається наступним чином:

$$l_2 = 0,5h \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (2.25)$$

Підставимо у вираз (2.25) рівняння (2.18):

$$l_2 = 0,5h \cdot \operatorname{tg} \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДП}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right). \quad (2.26)$$

Далі запишемо вираз для розрахунку довжини  $l_R$ , підставивши вирази (2.24) та (2.26) у рівняння (2.11):

$$l_R = \frac{R_{PC} + l_{ДП} \cos \left( 90^\circ - \arcsin \frac{\sin \beta \cdot \sqrt{l_0^2 + l_B^2}}{l_{ДП}} \right)}{\cos \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДП}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right)} + 0,5h \cdot \operatorname{tg} \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДП}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right). \quad (2.25)$$

Для забезпечення функціонування даної конструкції машини необхідно, щоб розрахована за виразом (2.25) довжина  $l_R$  не перевищувала відстань  $l_{П}$ .

Визначали мінімально допустиму відстані  $l_N$ , проведену по нормалі від вертикальної стінки станини машини до центру обертальної кінематичної пари ведучого валу з ведучою вилкою (веденого валу з веденою вилкою), яка буде забезпечувати вільне (без заклинювання всього механізму) переміщення ємності відповідного типорозміру. Довжина  $l_N$  визначається, як сума довжин  $l_{HF}$  та  $l_{FN}$ :

$$l_N = l_{HF} + l_{FN}, \quad (2.26)$$

де  $l_{FN}$  – зазор між станиною машини та вилкою, вісь кріплення якої з ємністю розташована у горизонтальній площині. Довжину  $l_{FN}$  потрібно підбирати, виходячи з умови забезпечення вільного обертання ємності відповідного типорозміру, в межах 10 – 20% від довжини  $l_B$ :

$$l_{FN} \approx (0,1 \dots 0,2) \cdot l_B. \quad (2.27)$$

Відстань  $l_{HF}$  можна визначити наступним чином:

$$l_{HF} = l_{EF} - l_{EH}, \quad (2.28)$$

де  $l_{EF}$  – відстань по вертикалі від перетину вісі ємності  $l_{PC}$  з геометричною віссю кріплення ведучої вилки (точка  $E$ ) до перетину з гранню ведучої вилки;  $l_{EH}$  – відстань по вертикалі від перетину вісі ємності  $l_{PC}$  з геометричною віссю кріплення ведучої вилки (точка  $E$ ) до перетину з горизонтальною прямою  $l_0$ , що з'єднує обертальні кінематичні пари вилок з валами (точка  $H$ ).

З прямокутного трикутника  $EFG$  визначимо  $l_{EF}$ :

$$l_{EF} = R_B \cos \gamma, \quad (2.29)$$

де  $R_B$  – «радіус вилки», половина від геометричної вісі кріплення ведучої вилки з ємністю.

Далі, з прямокутного трикутника  $AEH$  запишемо вираз для визначення  $l_{EH}$ :

$$l_{EH} = l_B \sin \gamma. \quad (2.30)$$

Підставимо вирази (2.29) та (2.30) у рівняння (2.28):

$$l_{HF} = R_B \cos \gamma - l_B \sin \gamma. \quad (2.31)$$

Підставимо отриманий вираз (2.31), а також вираз (2.27) у рівняння (2.26):

$$l_N = R_B \cos \gamma - l_B \sin \gamma + (0,1 \dots 0,2) \cdot l_B. \quad (2.32)$$

Підставимо у рівняння (2.32) вираз (2.18) для визначення кута  $\gamma$ :

$$l_N = R_B \cos \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДИ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right) - \\ - l_B \sin \left( \arccos \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2}} - \arccos \frac{(l_B + l_{PC})^2 + l_0^2 + l_B^2 - l_{ДИ}^2}{2\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_B + l_{PC})} \right) + (0,1 \dots 0,2) \cdot l_B, \quad (2.33)$$

За рівнянням (2.33) можна розрахувати мінімально-допустиму відстань  $l_N$  ведучого та веденого валів машини відповідного типорозміру, що забезпечить її безперешкодне функціонування.

Як зазначалося вище, під час експлуатації даної конструкції машини буде циклічно змінюватися значення кута  $\alpha$ . Запишемо вираз для визначення амплітуди  $\alpha_A$  зміни кута  $\alpha$ :

$$\alpha_A = \alpha_{MAX} - \alpha_{MIN}. \quad (2.34)$$

Зміна кута  $\alpha$  впливатиме на зміну відстані  $l_{BB}$  між взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення вилок до робочої ємності та додаткової рухомої ланки. Запишемо вираз для визначення амплітуди  $l_{A(BB)}$  між взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення вилок до робочої ємності та додаткової рухомої ланки:

$$l_{A(BB)} = l_{BB(MAX)} - l_{BB(MIN)}. \quad (2.35)$$

В свою чергу,  $l_{BB(MAX)}$  можна записати як:

$$l_{BB(MAX)} = l_{PC(розрах)} + l_{ДЛ(розрах)}, \quad (2.36)$$

де  $l_{PC(розрах)}$  – розрахункова міжосьова відстань робочої ємності;  $l_{ДЛ(розрах)}$  – розрахункова міжосьова відстань додаткової рухомої ланки.

Вираз (2.6), з урахуванням (2.36), буде мати вигляд:

$$l_0 = \sqrt{(l_{PC(розрах)} + l_{ДЛ(розрах)})^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.37)$$

У процесі конструювання чи подальшої експлуатації даної машини можуть бути використані робоча ємність та додаткова рухома ланка із іншими збільшеними міжосьовими відстанями. Міжосьові довжини цих ланок механізму позначали як  $l_{PC(прийн.)}$  та  $l_{ДЛ(прийн.)}$ .

Якщо  $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах)}$ , то  $\alpha_{MAX} = 180^\circ$ , однак, якщо  $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах)}$ , то:

$$\alpha_{MAX} = \arccos \left( \frac{l_{PC(прийн.)}^2 + l_{ДЛ(прийн.)}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC(прийн.)}l_{ДЛ(прийн.)}} \right). \quad (2.38)$$

$\alpha_{MIN}$ , в незалежності від того, прийнято  $l_{PC(прийн.)}$  чи  $l_{PC(розрах)}$ , буде розраховуватися наступним чином:

$$\alpha_{MIN} = \arccos \left( \frac{l_{ДЛ(прийн./розрах)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах)} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ(прийн./розрах)}(l_{PC(прийн./розрах)} + l_B)} \right), \quad (2.39)$$

де  $l_{BO}$  – відстань від центру обертання обертальної кінематичної пари ведучого валу з вилкою до вісі з'єднання веденої вилки з додатковою рухомою ланкою, при положенні рухомих ланок машини, що представлені на рис. 2.2.

Відстань  $l_{BO}$  також можна розрахувати за рівнянням (2.15).

Підставимо у рівняння (2.15) вираз (2.37):

$$l_{BO} = \sqrt{l_B^2 + (l_{PC(розрах)} + l_{ДЛ(розрах)})^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.40)$$

Запишемо вираз (2.39) з урахуванням (2.40):

$$\alpha_{MIN} = \arccos \left( \frac{l_{ДЛ(прийн./розрах)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{PC(розрах)} + l_{ДЛ(розрах)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДЛ(прийн./розрах)}(l_{PC(прийн./розрах)} + l_B)} \right). \quad (2.41)$$

Запишемо вирази для розрахунку  $\alpha_A$  (коли  $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах)}$  та коли  $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах)}$ ), при цьому підставивши рівняння (2.41) у вираз (2.34).

$$\alpha_A = 180^\circ - \arccos\left(\frac{l_{ДП(розрах)}^2 + (l_{РС(розрах)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{РС(розрах)} + l_{ДП(розрах)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДП(розрах)}(l_{РС(розрах)} + l_B)}\right). \quad (2.42)$$

Рівняння (2.42) актуальне для тих випадків, коли  $l_{РС(прийн.)} = l_{РС(розрах.)}$  та  $l_{ДП(прийн.)} = l_{ДП(розрах.)}$ .

$$\alpha_A = \arccos\left(\frac{l_{РС(прийн.)}^2 + l_{ДП(прийн.)}^2 - l_{ВВ(МАХ)}^2}{2l_{РС(прийн.)}l_{ДП(прийн.)}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{ДП(прийн./розрах)}^2 + (l_{РС(прийн./розрах)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{РС(розрах)} + l_{ДП(розрах)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДП(прийн./розрах)}(l_{РС(прийн./розрах)} + l_B)}\right). \quad (2.43)$$

За рівнянням (2.43) можна розрахувати амплітуду коливання  $\alpha_A$  в тих випадках, коли  $l_{РС(прийн.)} > l_{РС(розрах.)}$  та  $l_{ДП(прийн.)} > l_{ДП(розрах.)}$ .

Далі, на основі геометричної побудови у вертикальній проекції машини (рис. 2.2), запишемо вираз для визначення  $l_{ВВ(MIN)}$ :

$$l_{ВВ(MIN)} = \sqrt{l_{РС(прийн./розрах)}^2 + l_{ДП(прийн./розрах)}^2 - 2l_{РС(прийн./розрах)}l_{ДП(прийн./розрах)} \cos \alpha_{MIN}}. \quad (2.44)$$

Рівняння (2.44), з урахуванням (2.41), буде мати вигляд:

$$l_{ВВ(MIN)} = \sqrt{\frac{l_{РС(прийн./розрах)}^2 + l_{ДП(прийн./розрах)}^2 - 2l_{РС(прийн./розрах)}l_{ДП(прийн./розрах)} \times \cos\left(\frac{l_{ДП(прийн./розрах)}^2 + (l_{РС(прийн./розрах)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{РС(розрах)} + l_{ДП(розрах)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДП(прийн./розрах)}(l_{РС(прийн./розрах)} + l_B)}\right)}}{2}}. \quad (2.45)$$

Запишемо вираз (2.35) для розрахунку  $l_{A(BB)}$  з урахуванням рівнянь (2.36) та (2.44):

$$l_{A(BB)} = l_{РС(розрах)} + l_{ДП(розрах)} - \sqrt{\frac{l_{РС(прийн./розрах)}^2 + l_{ДП(прийн./розрах)}^2 - 2l_{РС(прийн./розрах)}l_{ДП(прийн./розрах)} \times \cos\left(\frac{l_{ДП(прийн./розрах)}^2 + (l_{РС(прийн./розрах)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{РС(розрах)} + l_{ДП(розрах)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДП(прийн./розрах)}(l_{РС(прийн./розрах)} + l_B)}\right)}}{2}}. \quad (2.46)$$

Із застосуванням рівняння (2.46), на основі відповідних вихідних геометричних параметрів можна розрахувати амплітуду зміни відстані між взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення вилок до робочої ємності та додаткової рухомої ланки, а із використанням виразів (2.42) та (2.43) – амплітуду зміни кута між віссю робочої ємності та шатуна.

Таким чином, запропоновано статично визначений семиланковий просторовий механізм з обертальними кінематичними парами [168] без надлишкового зв'язку та



проведено аналітичне дослідження даного механізму зі структурної та геометричної точки зору. Отримано вирази для визначення основних геометричних співвідношень довжин ланок, а також вирази для визначення необхідних конструктивних параметрів машини, що забезпечуватимуть її безперешкодне функціонування.

## 2.2. Синтез, аналіз та кінематичне дослідження механізму машини з двома робочими ємностями, які з'єднані між собою поступальною кінематичною парою

Звільнитися від пасивного зв'язку можна додавши у кінематичний ланцюг додаткову рухому ланку шатун, яка буде виконувати роль другої ємності [169]. Окрім того, ємності будуть з'єднані між собою за допомогою поступальної кінематичної пари. Утвориться семиланковий статично визначений шарнірний просторовий механізм з обертальними та однією поступальною кінематичною парами. Кінематична схема синтезованого механізму представлена та модель такої машини представлена на рис. 2.6.

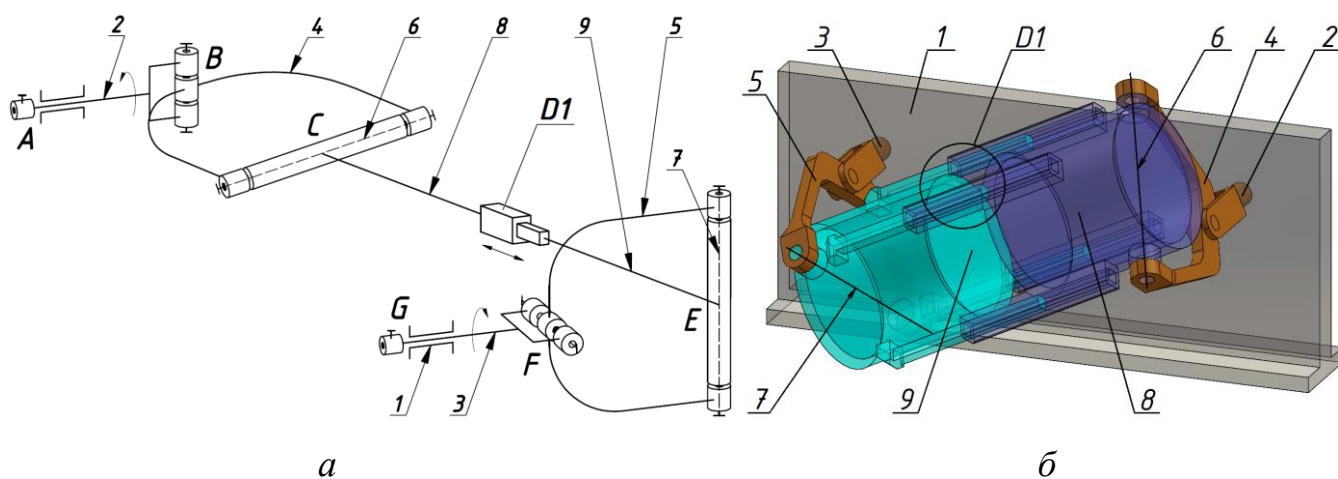


Рис. 2.6. Семиланковий просторовий механізм, у якому використовується поступальна кінематична пара: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Машини містить станину 1, ведучий 2 та ведений 3 вали, що встановлені в станині паралельно в одній площині. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 4 та веденою вилкою 5 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні геометричні вісі 6 та 7 яких є вісями кріплення ємностей 8

та 9 відповідно. Ємності 8 та 9 з'єднані між собою за допомогою поступальної кінематичної пари  $DI$ . Ступінь рухомості в такій конструкції, згідно формули Сомова-Малишева (1.20), дорівнює одиниці. Надлишковий зв'язок виключено.

У процесі експлуатації даного механізму машини, де відстань між геометричними вісями кріплення вилок до ємностей  $l_{BB}$  значно більша за міжосьову відстань ведучої (веденої) вилок  $l_B$ , відстань  $l_0$  між осями ведучого та веденого валів буде фіксованою. За рахунок поступальної кінематичної пари  $DI$ , відстань  $l_{BB}$  буде циклічно змінюватися від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення. Мінімальна відстань  $l_{BB(MIN)}$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини (рис. 2.7), коли одна із осей кріплення ведучої чи веденої вилки буде горизонтальною, а інша вертикальною. Максимальна відстань  $l_{BB(MAX)}$  виникатиме в таких положеннях (рис. 2.8), коли повздовжня вісь двох ємностей буде знаходитися у вертикальній площині.

При проектуванні такого механізму машини, виникає необхідність у розрахунку основних геометричних параметрів даного механізму машини [170], зокрема, амплітуди зворотно-поступального переміщення однієї ємності відносно іншої, а також мінімальної та максимальної відстані між геометричними вісями кріплення вилок до ємностей.

Аналітичне дослідження та синтез даного механізму [171] машини слід починати задавшись такими геометричними параметрами: міжосьова відстань ведучої та веденої вилок –  $l_B$ , довжини ємностей від осі з'єднання з вилкою до протилежного торця –  $l_{PC1}$  та  $l_{PC2}$ , величина зазору між ємностями –  $l_T$ , який буде утворюватися при  $l_{BB(MIN)}$ .

Розглянемо положення рухомих ланок машини, що відповідають мінімальній  $l_{BB(MIN)}$  та максимальній  $l_{BB(MAX)}$  відстані між геометричними осями кріплення вилок до ємностей, які представлено на рис. 2.7 та рис. 2.8 відповідно (позначення ланок на рис. 2.7 та рис. 2.8 співпадають з позначеннями ланок на кінематичній схемі, що представлена на рис. 2.6).

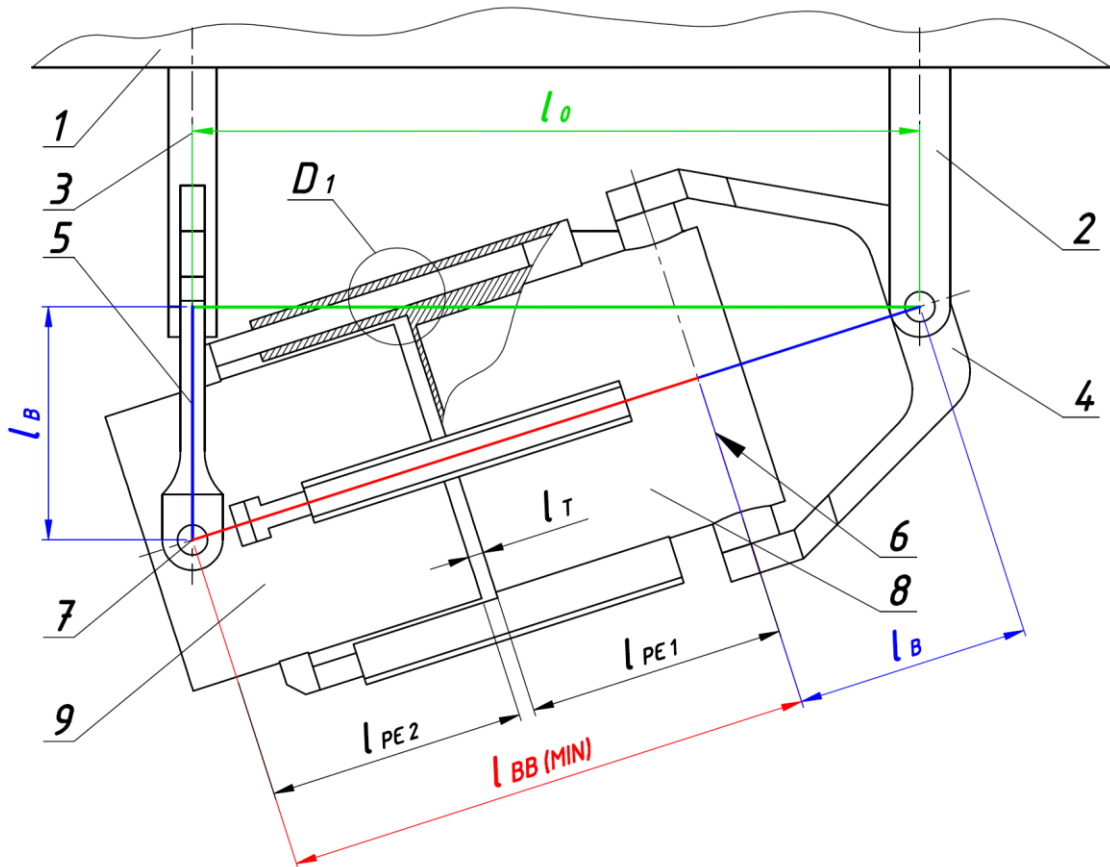


Рис. 2.7. Положення рухомих ланок машини, що відповідають мінімальній  $l_{BB(MIN)}$  відстані між геометричними осями кріплення вилок до ємностей

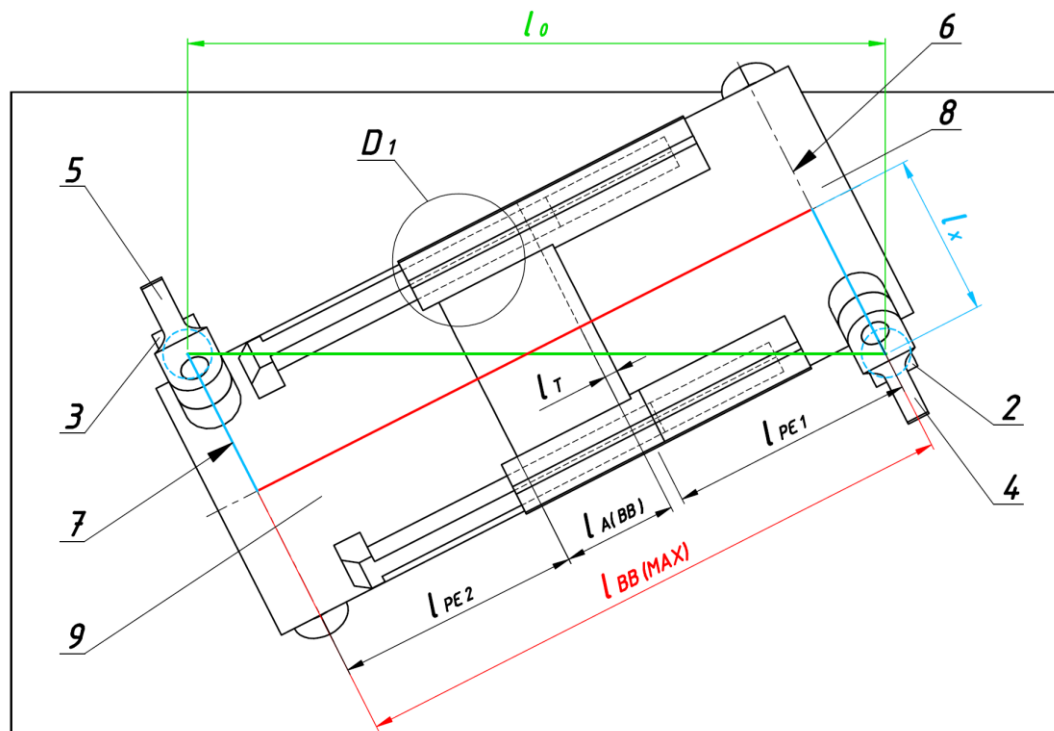


Рис. 2.8. Положення рухомих ланок машини, що відповідають та максимальній  $l_{BB(MAX)}$  відстані між геометричними осями кріплення вилок до ємностей

Мінімальну відстань  $l_{BB(MIN)}$  можна визначити з прямокутного трикутника утвореного в горизонтальній проекції машини (рис. 2.9):

$$l_{BB(MIN)} = \sqrt{l_0^2 + l_B^2} - l_B. \quad (2.47)$$

Або, якщо приймати до уваги вихідні геометричні параметри, то:

$$l_{BB(MIN)} = l_{PC1} + l_{PC2}. \quad (2.48)$$

Нехай  $l_{PC1} = l_{PC2}$ , тоді вираз (2.48) буде мати вигляд:

$$l_{BB(MIN)} = 2l_{PC1}. \quad (2.49)$$

Для того, щоб унеможливити зіткнення ємностей у положенні рухомих ланок машини, яке відповідає мінімальній відстані  $l_{BB(MIN)}$  між геометричними осями вилок необхідно забезпечити технологічний зазор між торцями цих ємностей величиною  $l_T$ . Величину  $l_T$  раціонально приймати в межах 10% від довжини  $l_{PC1}$ . Запишемо вираз (2.49) з урахуванням  $l_T$ :

$$l_{BB(MIN)} = 2l_{PC1} + l_T. \quad (2.50)$$

Далі, виходячи з геометричної будови прямокутного трикутника утвореного в горизонтальній проекції машини, запишемо вираз для визначення відстані між осями ведучого та веденого валів машини  $l_0$ :

$$l_0 = \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (2.51)$$

З урахуванням (2.50) вираз (2.51) буде мати вигляд:

$$l_0 = \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (2.52)$$

Для визначення відстані  $l_{BB(MAX)}$  актуальними будуть отримані у розділі 2.1 рівняння (2.4), (2.5) та (2.6). З урахуванням (2.52) вираз (2.6) буде мати вигляд:

$$l_{BB(MAX)} = \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.53)$$

Запишемо вираз для визначення амплітуди зворотно-поступального переміщення  $l_{A(BB)}$  робочих ємностей одна відносно іншої:

$$l_{A(BB)} = l_{BB(MAX)} - l_{BB(MIN)}. \quad (2.54)$$

Підставимо значення виразів (2.53) та (2.50) у рівняння (2.54):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - 2l_{PC1} - l_T. \quad (2.55)$$

Далі запишемо вираз (2.54), приймаючи до уваги рівняння (2.47) та (2.6):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{l_0^2 + l_B^2} + l_B. \quad (2.56)$$

Запишемо вираз (2.56) з урахуванням (2.52):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 + l_B^2} + l_B. \quad (2.57)$$

Отримані вирази для розрахунку геометричних параметрів механізму машини з двома ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою. На основі рівнянь (2.55) – (2.57), в залежності від вихідних даних, можна визначити амплітуду зворотно-поступального переміщення ємностей одна відносно іншої.

Запропоновано статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з двома робочими ємностями, які з'єднані між собою поступальною кінематичною парою. Експлуатація даної конструкції машини дозволить значно підвищити продуктивність обробки деталей за рахунок того, що виникає можливість на одній машині одночасно виконувати дві різні технологічні операції або одночасно обробляти дві партії різних деталей. Аналітично отримані вирази для визначення основних геометричних співвідношень довжин ланок розробленої машини, що забезпечують її безперешкодне функціонування. Отримані вирази можуть бути використані при подальшому проектуванні такого типу обладнання.

У роботах відомо [97], що у «базовій» конструкції машини зі складним просторовим рухом робочої ємності, протилежні торці ємності рухаються з відмінними кінематичними характеристиками, у зв'язку з цим переміщення робочого масиву в середині ємності між її торцями у зустрічних напрямках відбувається з різною інтенсивністю, реалізуються різні режими руху робочого масиву при незмінній кутовій швидкості ведучого валу.

У розділі 2.2 виконано синтез статично визначеного просторового механізму машини з двома ємностями, що рухомо з'єднані між собою за допомогою поступальної кінематичної пари. В результаті такого з'єднання двох ємностей між

собою поступальною кінематичною парою буде збільшуватися амплітуда вздовжосьового переміщення кожної із ємностей.

Дана конструкція машини, зі структурної точки зору, являє собою подвійний просторовий шарнір, ведучий вал якого обертається з постійною кутовою швидкістю. Як відомо [95, 172], обертання ведучого валу в подвійному просторовому карданному шарнірі з постійною кутовою швидкістю буде призводити до нерівномірного обертання веденого валу, що, у свою чергу, буде призводити до більш інтенсивного переміщення ємності, яка з'єднана з веденим валом.

Із використанням САПР SolidWorks було виконано моделювання даної конструкції машини з подальшим дослідженням її кінематичних параметрів. Модель машини (рис. 2.6 (б)) виконана в САПР SolidWorks мала такі геометричні параметри: відстань між осями обертання ведучого та веденого валів  $l_0=0,24$  м, міжосьова відстань вилок  $l_B=0,077$  м, зовнішній діаметр робочих ємностей  $D_{PC}=0,1$  м, довжина робочих ємностей від осі обертальної кінематичної пари з'єднання з вилкою до протилежного торця  $l_{PC}=0,019$  м, об'єм ємності  $V_{PC}=0,0015$  м<sup>3</sup> (1,5 л).

При виконанні дослідження ведучому валу було задано обертання з постійною кутовою швидкістю в  $\omega_{ведуч.}=4,2$  рад/с. У попередніх дослідженнях [12, 95, 100, 153, 165] було доведено, що для даного типорозміру машини така кутова швидкість ведучого валу  $\omega_{ведуч.}$  є раціональною для забезпечення виконання основних галтувальних операцій із забезпеченням їх високої продуктивності. За кут повороту ведучого валу, який рівний нулю градусів, прийнято таке положення рухомих ланок машини, при якому вісь кріплення ведучоївилки із ємністю є горизонтальною. Зміна кутової швидкості веденого валу  $\omega_{вед.}$  при постійній кутовій швидкості ведучого  $\omega_{ведуч.}$  в залежності від кута повороту ведучого валу представлені на рис. 2.9.

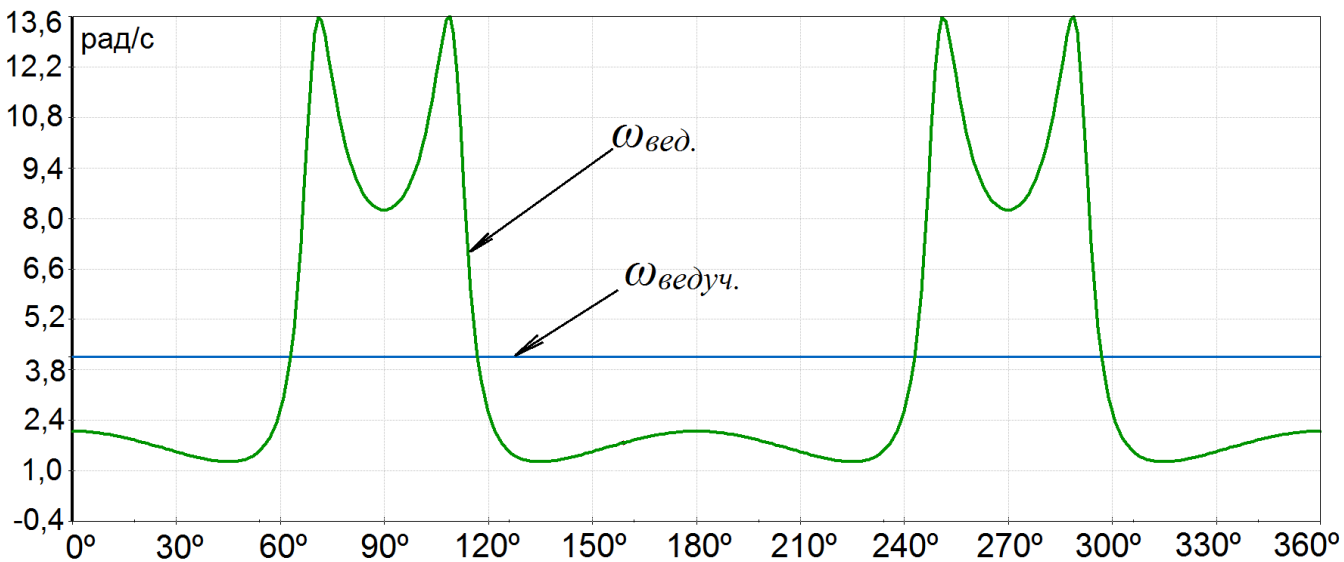


Рис. 2.9. Графічна залежність зміни кутової швидкості веденого валу  $\omega_{\text{вед.}}$  при постійній кутовій швидкості ведучого валу  $\omega_{\text{ведуч.}}$  від кута повороту ведучого валу

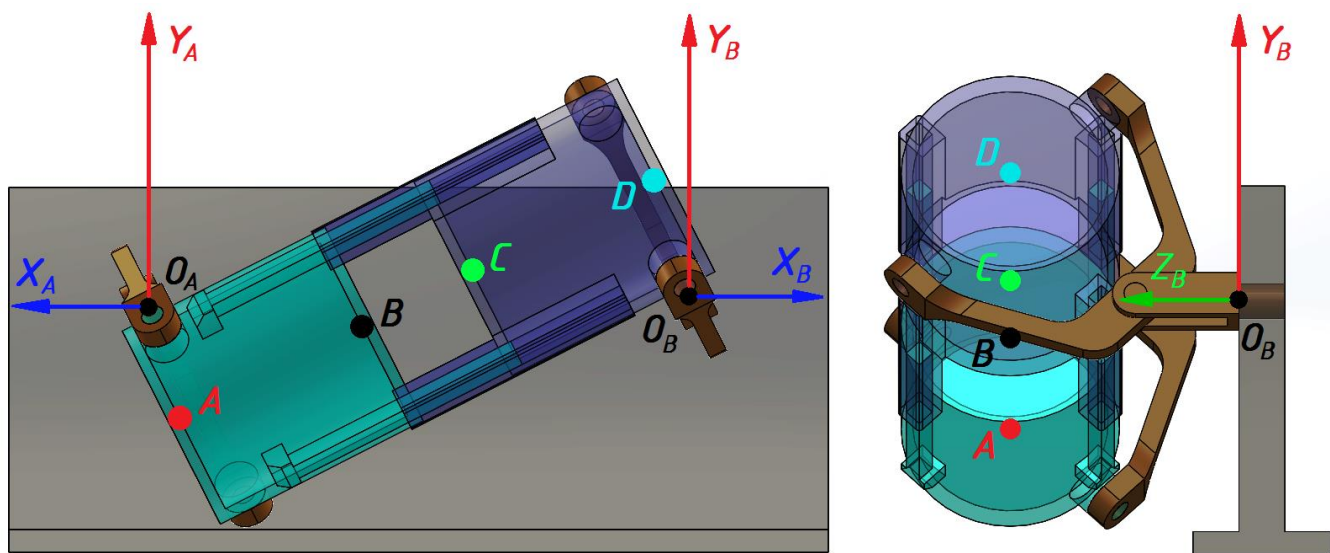


Рис. 2.10. Модель машини із визначеними на ємностях точками та двома нерухомими системами координат  $X_A Y_A Z_A$  та  $X_B Y_B Z_B$

Далі, визначали та порівнювали між собою складові поступальних швидкостей та поступальних прискорень точок  $A$ ,  $B$ ,  $C$  та  $D$ . На рис. 2.11 представлено залежність зміни складових поступальних швидкостей точок  $A$ ,  $B$ ,  $C$  та  $D$  від кута повороту ведучого валу, а на рис 2.12 – залежність зміни складових поступальних прискорень цих же точок від кута повороту ведучого валу.

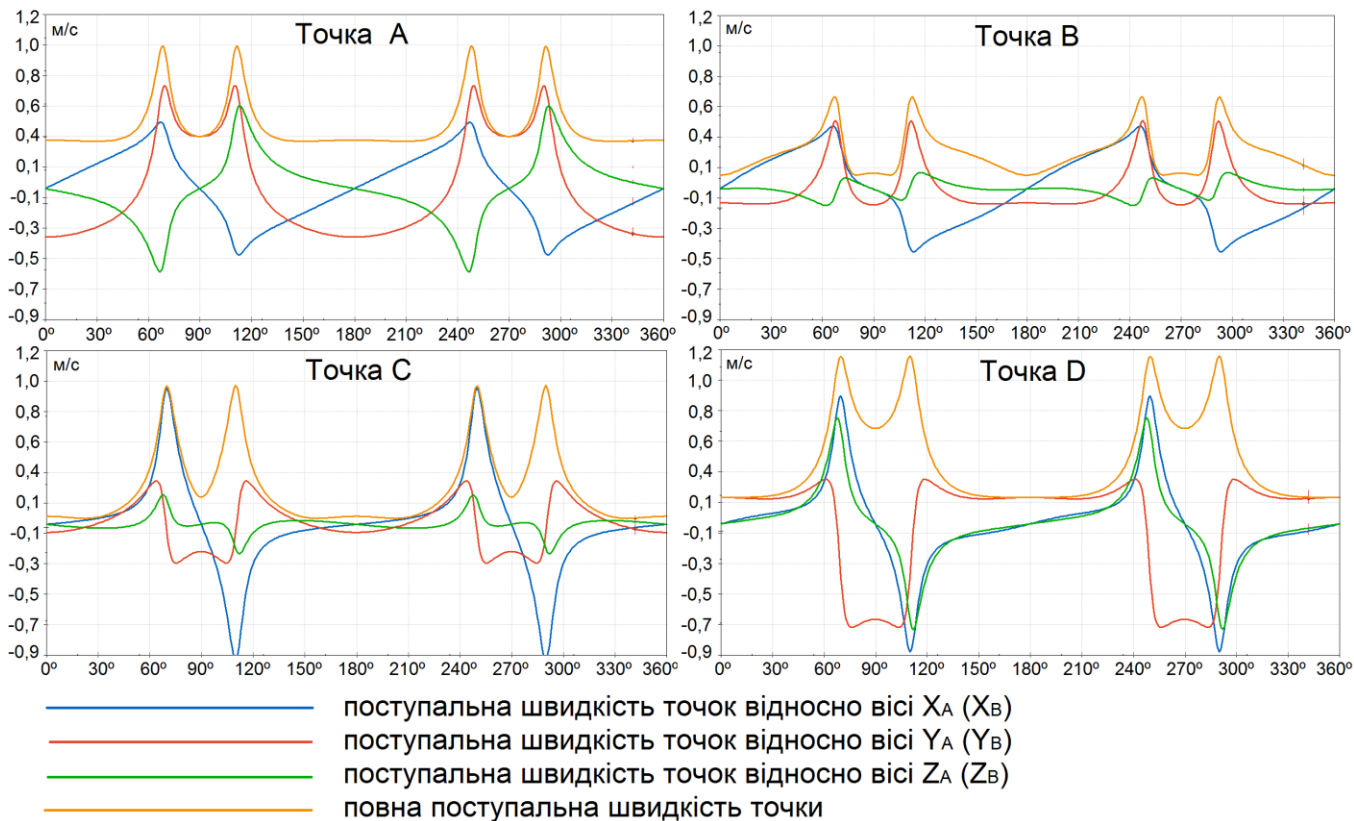


Рис. 2.11. Залежність зміни складових поступальних швидкостей точок, які визначені на робочих ємностях машини від кута повороту ведучого валу

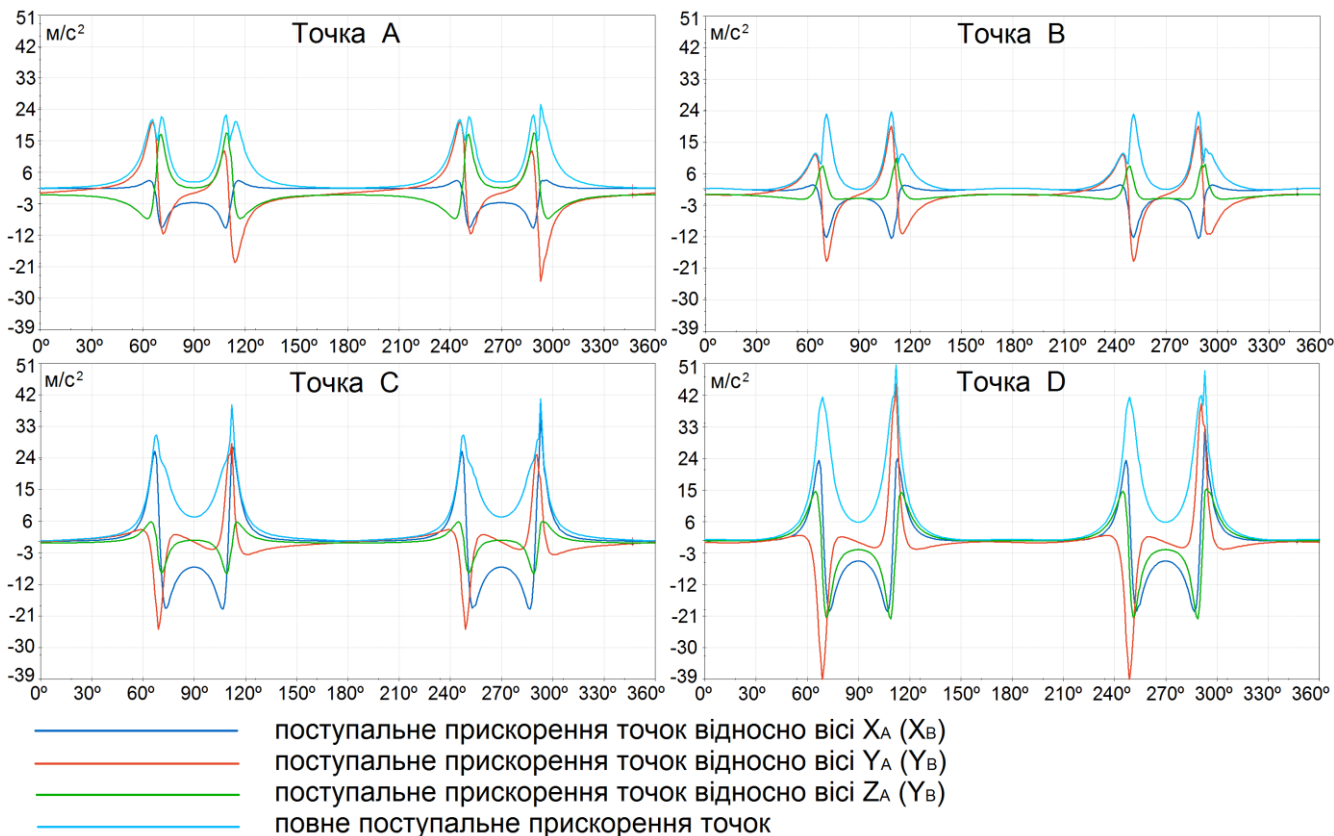


Рис. 2.12. Залежність зміни складових поступальних прискорень точок, які визначені на робочих ємностях машини від кута повороту ведучого валу



Після аналізу графіків, які представлені на рис. 2.11 та рис. 2.12 було встановлено наступне: на відміну від кінематичних параметрів «базової» конструкції машини, які представлені в роботах [95, 153, 165], де поступальна швидкість та поступальне прискорення точок за один оберт ведучого валу мають дві фази зміни, в досліджуваній конструкції машини з двома робочими ємностями поступальна швидкість та поступальне прискорення кожної з точок, що визначені на ємностях, за один оберт ведучого валу, будуть мати по чотири фази зміни, дві з яких будуть більш виражені. Таким чином, робочий масив, під час виконання відповідних технологічних операцій, буде піддаватися більш інтенсивному струшуванню, що сприятиме підвищенню продуктивності виконання галтувальних операцій.

Поступальна швидкість та поступальне прискорення точок  $C$  та  $D$  робочої ємності, яка з'єднана з веденою вилкою будуть мати більші екстремальні та амплітудні значення ніж ті ж само кінематичні параметри точок  $A$  та  $B$  робочої ємності, яка з'єднана з ведучою вилкою. Екстремальні та амплітудні значення кінематичних параметрів робочої ємності, яка з'єднана з веденою вилкою у 1,5 – 2 рази більші за відповідні кінематичні параметри ємності, яка з'єднана з ведучою вилкою. Така ж само відмінність між кінематичними параметрами зберігатиметься й при інших кутових швидкостях ведучого валу машини. Різниця в кінематичних параметрах ємностей зумовлена нерівномірним обертанням веденого валу машини. Таким чином, інтенсивність переміщення робочого масиву в ємності, що з'єднана з веденою вилкою буде більша за інтенсивність переміщення робочого масиву в ємності, з'єднаної з ведучою вилкою. В результаті, час виконання відповідної галтувальної технологічної операції буде відмінним для двох робочих ємностей.

Практично не відрізнятимуться між собою кінематичні параметри точок протилежних торців робочих ємностей. Наприклад, крива зміни поступальної швидкості точок  $A$  та  $B$  робочої ємності, яка з'єднана з ведучою вилкою, а також крива зміни поступальної швидкості точок  $C$  та  $D$  робочої ємності, яка з'єднана з веденою вилкою повністю співпадають між собою. Аналогічно, співпадають між собою криві повного поступального прискорення точок  $A$  та  $B$ . Екстремальні значення повного поступального прискорення точок  $C$  та  $D$  відрізняються між собою

на незначну величину – приблизно  $10 \text{ м/с}^2$ . Така рівність кінематичних параметрів двох точок торців кожної із ємностей буде сприяти переміщенню робочого масиву між протилежними торцями ємності у зустрічних напрямках з однаковою інтенсивністю [173]. Таким чином, можна забезпечити реалізацію однакового режиму руху робочого масиву в кожній із ємностей при постійній кутовій швидкості ведучого валу.

В цілому, найбільша амплітуда зміни поступального прискорення кожної з точок буде при переміщенні їх вздовж вертикальних осей  $Y_A$  та  $Y_B$ , найменша – при переміщенні вздовж осей  $Z_A$  та  $Z_B$ . Робоча ємність, яка з'єднана з веденою вилкою, буде мати значні кінематичні параметри при переміщенні вздовж горизонтальної вісі  $X_A$  та  $X_B$ , що зумовлено виникненням додаткової складової руху, яка виникає при поступальному переміщенні обох ємностей одна відносно іншої.

Із застосуванням САПР SolidWorks Motion досліджено кінематичні параметри просторового переміщення двох ємностей [173], які з'єднані між собою поступальною кінематичною парою. Результати досліджень стануть в нагоді при раціональній розробці відповідних технологічних операцій на стадії проектування.

### **2.3. Синтез та аналіз механізму машини з двома робочими ємностями, які з'єднані між собою обертальною кінематичною парою**

Виконано синтез просторового механізму, що аналогічний до просторового механізму, який синтезований у розділі 2.2. В даному випадку [174] обидві ємності будуть з'єднані між собою за допомогою обертальної кінематичної пари. Утвориться семиланковий статично визначений шарнірний просторовий механізм з обертальними кінематичними парами. Кінематична схема синтезованого механізму та модель такої машини представлена на рис. 2.13.

Машини містять станину 1, ведучий 2 та ведений 3 вали, що встановлені в станині паралельно в одній площині. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 4 та веденою вилкою 5 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні геометричні вісі 6 та 7 яких є вісями кріплення ємностей 8 та 9 відповідно. Ємності 8 та 9 з'єднані між собою за допомогою поступальної

кінематичної пари  $D2$ . Ступінь рухомості в такій конструкції, згідно формули Сомова-Малишева (1.20), дорівнює одиниці. Надлишковий зв'язок виключено.

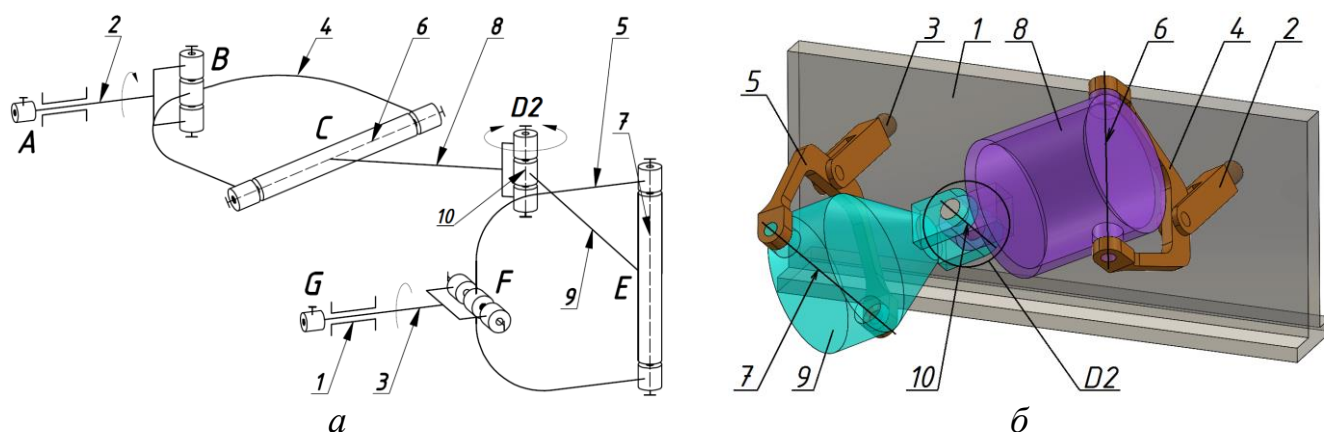


Рис. 2.13. Семиланковий просторовий механізм машини з двома ємностями, які з'єднані між собою обертальною кінематичною парою: *а* – кінематична схема механізму, *б* – модель машини

Аналогічно до механізму, який представлений у розділі 2.2, у даній конструкції відстань між геометричними осями кріплення вилок до робочих ємностей  $l_{PC}$  за рахунок обертальної кінематичної пари  $D2$  також буде циклічно змінюватиметься від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення.

У даному розділі виконували аналітичне дослідження таких основних геометричних параметрів даного механізму машини: амплітуди кутового переміщення однієї ємності відносно іншої, а також максимальної та мінімальної відстані між геометричними вісями кріплення вилок до ємностей.

Задаючись вихідними геометричними параметрами: міжосьова відстань ведучої та веденої вилок –  $l_B$ , довжини ємностей від осі з'єднання з вилкою до центру обертальної кінематичної пари  $D2$  –  $l_{PC1}$  та  $l_{PC2}$ , зовнішній діаметр ємностей –  $D_{PC}$ , та «діаметр вилок» –  $D_B$  (довжина геометричної вісі кріплення ведучої та веденої вилок з ємністю). Положення рухомих ланок машини, що відповідають мінімальній  $l_{BB(MIN)}$  та максимальній  $l_{BB(MAX)}$  відстані між геометричними осями кріплення вилок з ємностями представлено на рис. 2.14 та рис. 2.15 відповідно (позначення ланок на рис. 2.14 та 2.15 співпадають з позначеннями ланок на рис. 2.13).



Виходячи з геометричної будови на рис. 2.15, запишемо вираз для визначення максимальної відстані  $l_{BB(MAX)}$  між геометричними осями вилок:

$$l_{BB(MAX)} = l_{PC1} + l_{PC2}. \quad (2.58)$$

Оскільки  $l_{PC1} = l_{PC2}$ , тоді:

$$l_{PC1} = l_{PC2} = 0,5 \cdot l_{BB(MAX)}. \quad (2.59)$$

У положенні машини, що представлено на рис. 2.15, кут  $\alpha$  між осями двох робочих ємностей досягатиме свого найбільшого значення –  $180^\circ$ . У випадку, якщо  $\alpha < 180^\circ$ , то  $l_{BB(MAX)}$  можна розрахувати за попередньо отриманим виразом (2.6).

Якщо  $\alpha < 180^\circ$ , то міжосьова відстань кожної з робочих ємностей визначається як:

$$l_{PC1} = l_{PC2} \geq 0,5 \cdot l_{BB(MAX)}. \quad (2.60)$$

На рис. 2.14 представлено таке положення рухомих ланок машини, при якому кут  $\alpha$  між повздовжніми вісями робочих ємностей досягатиме свого мінімального значення, при чому, самі ємності будуть розташовані по «зовнішній бік» від лінії  $l_{BO}$ , тобто, ємності, в даному положенні, будуть максимально віддалені від станини машини. Після повороту ведучого валу на  $180^\circ$ , виникатиме таке положення рухомих ланок машини, яке представлено на рис. 2.16, коли осі робочих ємностей  $l_{PC1}$ ,  $l_{PC2}$  будуть перетинатися під тим само кутом  $\alpha$ , але розташовані будуть вже «дзеркально» по інший бік від лінії  $l_{BO}$ . У результаті, обидві ємності будуть на мінімальній відстані від станини.

При подальшому геометричному аналізі машини необхідним є отримання виразу для визначення мінімально допустимої відстані  $l_N$  проведеної по нормалі від вертикальної стінки станини до обертальної кінематичної пари ведучого валу з ведучою вилкою (веденого валу з веденою вилкою), яка буде забезпечувати вільне (без заклинювання всього механізму) обертання обох ємностей відповідного типорозміру. Довжину  $l_N$  можна визначити наступним чином:

$$l_N = l_{GK} + l_{GN}, \quad (2.61)$$

де  $l_{GN}$  – відстань між станиною машини та вилкою, вісь кріплення якої з ємністю розташована у горизонтальній площині. Довжину  $l_{GN}$  потрібно приймати, виходячи з

умови забезпечення вільного обертання ємностей відповідного типорозміру, в межах 10 – 20% від довжини  $l_B$ :

$$l_{GN} \approx (0,1...0,2) \cdot l_B. \quad (2.62)$$

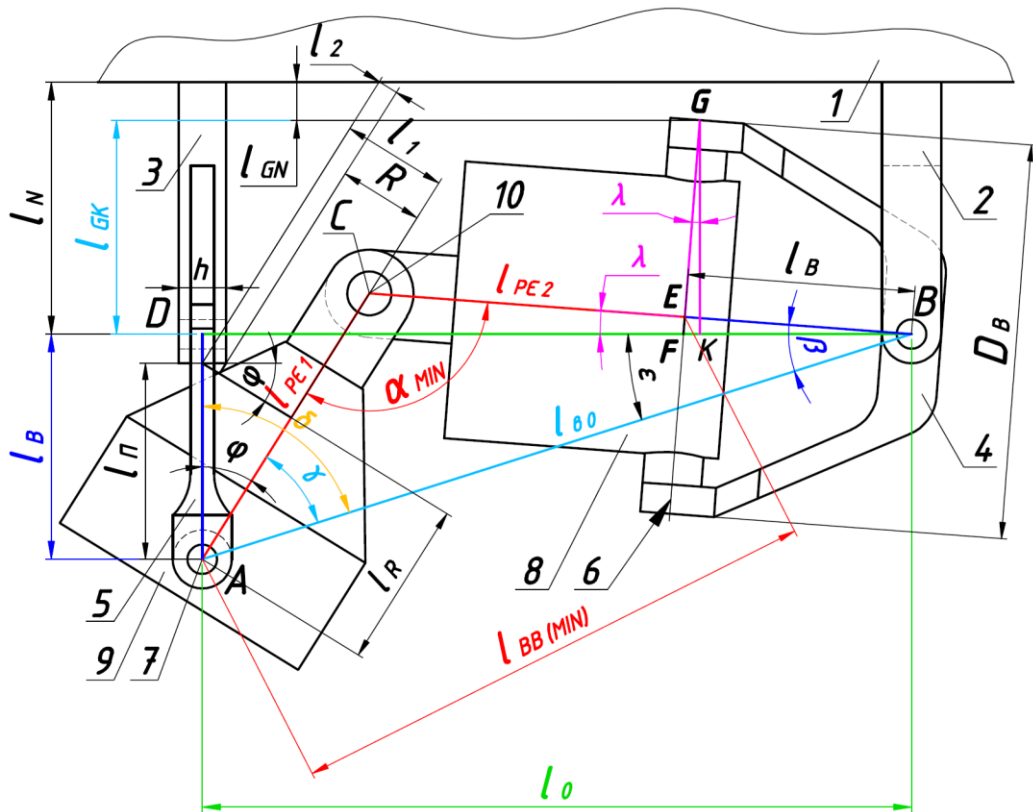


Рис. 2.16. Положення рухомих ланок машини, при якому точка  $C$  буде знаходитися вже по «внутрішній бік» відносно прямої  $l_{BO}$

З прямокутного трикутника  $GFK$  (кут  $F - 90^\circ$ ) визначимо відстань  $l_{GK}$ :

$$l_{GK} = l_{GF} \cos \lambda. \quad (2.63)$$

У свою чергу, відстань  $l_{GF}$  можна визначити як:

$$l_{GF} = l_{EF} + l_{GE}, \quad (2.64)$$

де  $l_{GE} = R_B$  – «радіус вилки», половина від геометричної вісі кріплення ведучої вилки з робочою ємністю. Визначається в залежності від зовнішнього діаметру ємності  $D_{PC}$ , який задається у вихідних геометричних параметрах.

Довжину  $l_{EF}$  визначимо з прямокутного трикутника  $EBF$  (кут  $E - 90^\circ$ ), враховуючи, що  $l_{EB} = l_B$ :

$$l_{EF} = l_B \cdot \operatorname{tg} \lambda. \quad (2.65)$$

Запишемо вираз (2.63) з урахуванням рівнянь (2.64) та (2.65):

$$l_{GK} = (l_B \cdot \operatorname{tg} \lambda + l_{GE}) \cdot \cos \lambda. \quad (2.66)$$

Виходячи з геометричних міркувань (рис. 2.16) та приймаючи до уваги вираз (2.66), можна записати:

$$l_N = (l_B \cdot \operatorname{tg} \lambda + l_{GE}) \cdot \cos \lambda + l_{GN}, \quad (2.67)$$

де  $\lambda$  – кут між прямою  $DB$ , що з'єднує центри обертальних кінематичних пар валів з вилками та прямою  $CB$ , що з'єднує центр обертальної кінематичної пари робочих ємностей та кінематичної пари вилки з валом. Кут  $\lambda$  можна визначити наступним чином:

$$\lambda = \beta - \varepsilon = \arccos \frac{l_{PC2} \cdot l_B + l_B^2 + 0,5 \cdot l_0^2}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_{PC2} + l_B)} - \operatorname{arcctg} \frac{l_0}{l_B}. \quad (2.68)$$

Підставимо вираз (2.68) у рівняння (2.67):

$$l_N = \left[ l_B \cdot \operatorname{tg} \left( \arccos \frac{l_{PC2} \cdot l_B + l_B^2 + 0,5 \cdot l_0^2}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_{PC2} + l_B)} - \operatorname{arcctg} \frac{l_0}{l_B} \right) + l_{GE} \right] \cdot \cos \left( \arccos \frac{l_{PC2} \cdot l_B + l_B^2 + 0,5 \cdot l_0^2}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_{PC2} + l_B)} - \operatorname{arcctg} \frac{l_0}{l_B} \right) + l_{GN}. \quad (2.69)$$

За виразом (2.69), з урахуванням конструктивних особливостей та співвідношенням довжин ланок машини, можна визначити мінімально допустиму відстань  $l_N$  ведучого та веденого валів машини відповідного типорозміру, яка забезпечить її безперешкодне функціонування.

У даній конструкції машини, при положенні рухомих ланок, яке представлено на рис. 2.16 між віссю веденого валу та віссю другої робочої ємності, утворюється таке значення кута  $\varphi$ , яке не дає можливості використати другу робочу ємність циліндричної форми, аналогічну за формою до першої ємності. Для того, щоб забезпечити функціонування машини, необхідно другу робочу ємність циліндрично-конічної форми. Розглянувши рис 2.16, очевидно, що дана конструкція машини може працювати лише при виконанні умови:

$$l_R < l_{II}, \quad (2.70)$$

де  $l_{II}$  – це відстань від обертальної кінематичної пари веденої вилки з другою робочою ємністю до її стінки,  $l_R$  – це відстань від обертальної кінематичної пари

веденої вилки з другою ємністю до перпендикуляра, який проведений на вісь другої робочої ємності з кінця відстані  $l_{II}$ .

Запишемо вираз для визначення довжини  $l_R$ :

$$l_R = l_{II} \cdot \cos \left( \operatorname{arctg} \frac{l_{BO}}{l_B} - \arcsin \frac{(l_{PC2} + l_B) \sin \beta}{l_{PC1}} \right). \quad (2.71)$$

Таким чином, на відстані  $l_R$ , відкладеної, вздовж осі обертання першої ємності, починаючи від центру обертальної кінематичної пари веденої вилки, повинен утворюватися круглий поперечний переріз другої робочої ємності з таким радіусом  $R$ , який буде забезпечувати вільне обертання ємності в середині ведучої вилки. Величину  $R$  можна визначити наступним чином:

$$R = l_1 - l_2, \quad (2.72)$$

де  $l_1$  – перпендикуляр від осі другої ємності до стінки веденої вилки,  $l_2$  – відстань від стінки веденої вилки до конічної поверхні ємності, що відкладена вздовж лінії  $l_1$ . В свою чергу,  $l_1$  та  $l_2$  можна визначити наступним чином:

$$l_1 = l_{II} \sin \left( \operatorname{arctg} \frac{l_{BO}}{l_B} - \arcsin \frac{(l_{PC2} + l_B) \sin \beta}{l_{PC1}} \right). \quad (2.73)$$

$$l_2 = 0,5h \cdot \cos \varphi. \quad (2.74)$$

Підставимо вирази (2.73) та (2.74) у рівняння (2.72):

$$R = l_{II} \sin \left( \operatorname{arctg} \frac{l_{BO}}{l_B} - \arcsin \frac{(l_{PC2} + l_B) \sin \beta}{l_{PC1}} \right) - 0,5h \cdot \cos \varphi. \quad (2.75)$$

Отримано вирази (2.75) та (2.71) за якими можна розрахувати максимальну допустиму величину радіуса перерізу робочої ємності та відстань, на якій він має бути розташований відносно обертальної кінематичної пари веденої вилки з ємністю.

Аналогічно до конструкції просторового механізму машини, дослідження якої представлено у розділі 2.1, у процесі експлуатації машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою буде циклічно змінюватися значення кута  $\alpha$ , що утворюється між осями ємностей. При положенні рухомих ланок, які представлені на рис. 2.14 та рис 2.16 значення кута  $\alpha$  буде



максимальним  $\alpha_{MAX}$ , а при положенні рухомих ланок, яке представлено на рис 2.11 значення кута  $\alpha$  буде мінімальним  $\alpha_{MIN}$ . Амплітуду зміни кута  $\alpha_A$  можна розраховувати із використанням виразу (2.34). Для визначення амплітуди  $l_{A(BB)}$  між взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення вилок до робочих ємностей можна застосовувати вираз (2.35). Відстань  $l_0$  між осями ведучого та веденого валів, виходячи з геометричних міркувань (рис. 2.15) можна визначити наступним чином:

$$l_0 = \sqrt{l_{BB(MAX)}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.76)$$

Окрім рівняння (2.6) максимальну відстань між геометричними осями кріплення вилок до ємностей  $l_{BB(MAX)}$  можна визначити наступним чином:

$$l_{BB(MAX)} = 2l_{PC(розрах)}, \quad (2.77)$$

де  $l_{PC(розрах)}$  – розрахункова міжосьова відстань робочої ємності.

Вираз (2.76), з урахуванням (2.77), матиме вигляд:

$$l_0 = 2\sqrt{l_{PC(розрах)}^2 + (l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.78)$$

В процесі подальшого конструювання чи експлуатації даної конструкції машини можуть бути використані робочі ємності зі збільшеною міжосьову відстанню. Довжини таких ємностей позначали  $l_{PC(прийн)}$ .

Якщо  $l_{PC(прийн)} = l_{PC(розрах)}$ , то  $\alpha_{MAX} = 180^\circ$ , однак, якщо  $l_{PC(прийн)} > l_{PC(розрах)}$ , то:

$$\alpha_{MAX} = \arccos\left(\frac{2l_{PC(прийн)}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC(прийн)}}\right). \quad (2.79)$$

$\alpha_{MIN}$ , в незалежності від того, прийнято  $l_{PC(прийн)}$  чи  $l_{PC(розрах)}$ , буде розраховуватися наступним чином:

$$\alpha_{MIN} = \arccos\left(\frac{l_{PC(прийн/розрах)}^2 + (l_{PC(прийн/розрах)} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{PC(прийн/розрах)}(l_{PC(прийн/розрах)} + l_B)}\right), \quad (2.80)$$

де  $l_{BO}$  – відстань від центру обертання обертальної кінематичної пари веденого (ведучого) валу звилкою до вісі з'єднання веденої (ведучої)вилки з робочою ємністю, при положенні рухомих ланок машини, що представлені на рис. 2.14.

Відстань  $l_{BO}$  можна визначити із використанням виразу (2.15). Підставимо у рівняння (2.15) вираз (2.78):

$$l_{BO} = \sqrt{l_B^2 + 4(l_{PC(розрах)}^2 + (l_B \cos 45^\circ)^2)}. \quad (2.81)$$

Запишемо вираз (2.80) з урахуванням (2.81):

$$\alpha_{MIN} = \arccos\left(\frac{l_{PC(прийн/розрах)}^2 + (l_{PC(прийн/розрах)} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_{PC(розрах)}^2 + (l_B \cos 45^\circ)^2)}{2l_{PC(прийн/розрах)}(l_{PC(прийн/розрах)} + l_B)}\right). \quad (2.82)$$

Після арифметичних перетворень, вираз (2.82) буде мати вигляд:

$$\alpha_{MIN} = \arccos\left(\frac{l_{PC(прийн/розрах)} + l_{PC(прийн/розрах)}l_B - 2l_{PC(розрах)}^2 + 2(l_B \cos 45^\circ)^2}{l_{PC(прийн/розрах)}(l_{PC(прийн/розрах)} + l_B)}\right). \quad (2.83)$$

Далі, запишемо вирази для розрахунку  $\alpha_A$  (коли  $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах.)}$  та коли  $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах.)}$ ), при цьому підставивши рівняння (2.79) та (2.83) у вираз (2.34):

$$\alpha_A = 180^\circ - \arccos\left(\frac{l_{PC(розрах)}^2 + l_{PC(розрах)}l_B - 2l_{PC(розрах)}^2 + 2(l_B \cos 45^\circ)^2}{l_{PC(розрах)}(l_{PC(розрах)} + l_B)}\right). \quad (2.84)$$

Рівняння (2.84) актуальне для тих випадків, коли  $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах.)}$ .

$$\alpha_A = \arccos\left(\frac{2l_{PC(прийн)}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC(прийн)}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{PC(розрах)}^2 + l_{PC(розрах)}l_B - 2l_{PC(розрах)}^2 + 2(l_B \cos 45^\circ)^2}{l_{PC(розрах)}(l_{PC(розрах)} + l_B)}\right). \quad (2.85)$$

За рівнянням (2.85) можна розрахувати амплітуду коливання  $\alpha_A$  в тих випадках, коли  $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах.)}$ .

Далі, на основі геометричної побудови у вертикальній проекції машини (рис. 2.14), запишемо вираз для визначення  $l_{BB(MIN)}$ :

$$l_{BB(MIN)} = \sqrt{2l_{PC(прийн/розрах)}^2 - 2l_{PC(прийн/розрах)}^2 \cos \alpha_{MIN}}. \quad (2.86)$$

Рівняння (2.86), з урахуванням (2.85), буде мати вигляд:

$$l_{BB(MIN)} = \sqrt{2l_{PC(прийн/розрах)}^2 - 2l_{PC(прийн/розрах)}^2 \cos\left(\frac{l_{PC(прийн/розрах)} + l_{PC(прийн/розрах)}l_B - 2l_{PC(розрах)}^2 + 2(l_B \cos 45^\circ)^2}{l_{PC(прийн/розрах)}(l_{PC(прийн/розрах)} + l_B)}\right)}. \quad (2.87)$$

Далі, запишемо вираз (2.35) для розрахунку  $l_{A(BB)}$  з урахуванням рівнянь (2.77) та (2.87):

$$l_{A(BB)} = 2l_{PC(\text{розрах})} - \sqrt{2l_{PC(\text{прийн/розрах})}^2 - 2l_{PC(\text{прийн/розрах})}^2 \cos\left(\frac{l_{PC(\text{прийн/розрах})}^2 + l_{PC(\text{прийн/розрах})}l_B - 2l_{PC(\text{розрах})}^2 + 2(l_B \cos 45^\circ)^2}{l_{PC(\text{прийн/розрах})}(l_{PC(\text{прийн/розрах})} + l_B)}\right)}. \quad (2.88)$$

Із застосуванням рівняння (2.88), на основі відповідних вихідних геометричних параметрів можна розрахувати амплітуду зміни відстані між взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення вилок до робочих ємностей, а із використанням виразів (2.84) та (2.85) – амплітуду зміни кута між осями двох ємностей.

Таким чином, запропоновано статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з двома ємностями [175], які з'єднані між собою обертальною кінематичною парою. Експлуатація даної конструкції машини дозволить значно підвищити продуктивність обробки деталей за рахунок того, що виникає можливість на одній машині одночасно виконувати дві різні технологічні операції або одночасно обробляти дві партії різних деталей. Аналітично отримані вирази для визначення основних геометричних співвідношень довжин ланок розробленої машини, що забезпечують її безперешкодне функціонування. Отримані вирази можуть бути використані при подальшому проектуванні такого типу обладнання.

#### **2.4. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить обертальну та поступальну кінематичні пари**

Було синтезовано [176] семиланковий статично визначений просторовий механізм машини, в якому введено додаткову рухому ланку шатун, яка за допомогою обертальної кінематичної пари з'єднана з ведучою вилкою, а також за допомогою поступальної кінематичної пари з'єднана з робочою ємністю. В даному випадку представлена технічна реалізація, коли шатун виконує зворотно-поступальне переміщення в середині самої ємності, у результаті чого, в процесі роботи машини, об'єм ємності буде циклічно змінюватися. Кінематична схема синтезованого механізму та модель такої машини представлені на рис. 2.17.

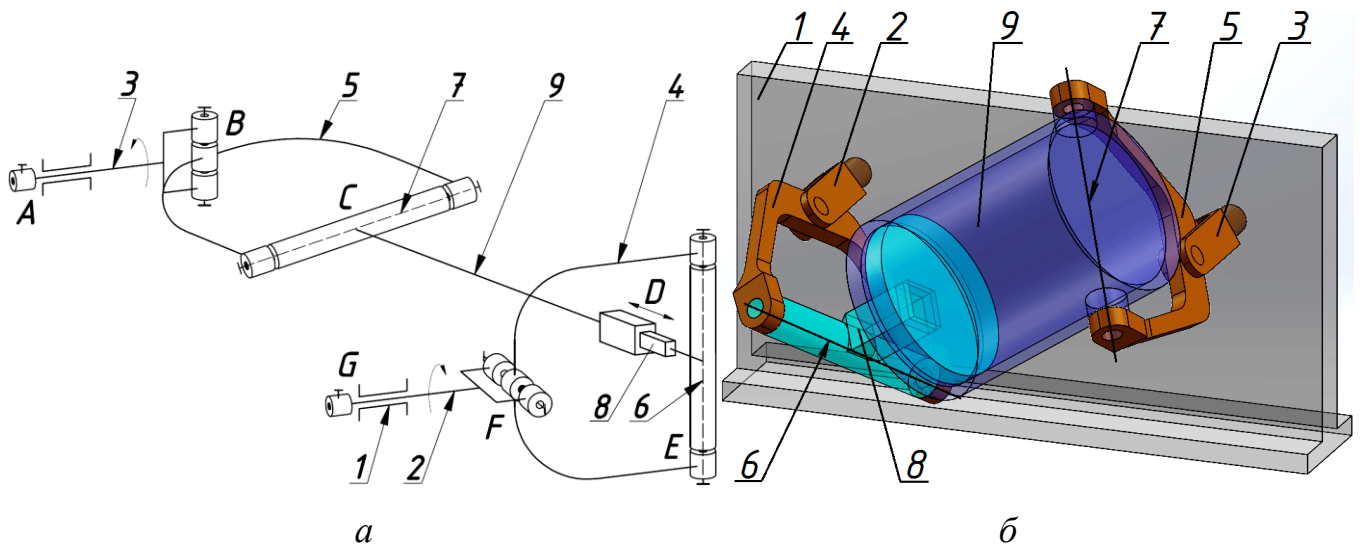


Рис. 2.17. Семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою шатуном: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Механізм машини складається зі станини 1, ведучого 2 та веденого 3 валів. Вали 2 та 3 шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 4 та веденою 5 вилками відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 6 і 7 є вісями кріплення шатуна 8 та ємності 9 відповідно. Шатун 8 виконаний у вигляді поршня, що за допомогою поступальної кінематичної пари  $D$  рухомо з'єднаний з ємністю 9, а за допомогою обертальної кінематичної пари  $E$  – з ведучою вилкою.

Далі задавалися вихідними геометричними параметрами,  $l_{PC(MIN)}$  – мінімальна відстань між торцем ємності та рухомим торцем шатуна,  $l_B$  – міжосьова відстань ведучої та веденої вилок,  $l_{BB(MIN)}$  – мінімальна відстань між геометричними вісями кріплення вилок до шатуна та до робочої ємності,  $l_{дл}$  – довжина додаткової рухомої ланки (шатуна). Функціонування даної машини може забезпечуватися лише при виконанні наступної умови:

$$l_{BB(MIN)} > l_B. \quad (2.89)$$

Лише при виконанні умови (2.89) буде реалізуватися додаткове зворотно-поступальне переміщення шатуна в середині ємності на відповідну амплітуду  $l_A$ . У процесі експлуатації машини відстань між геометричними вісями кріплення вилок  $l_{BB}$  буде циклічно змінюватиметься від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення. За один повний оберт ведучого валу відбуватиметься чотири

зворотно-поступальні переміщення шатуна в середині ємності. Максимальна відстань  $l_{BB(MAX)}$  утворюватиметься при таких положеннях рухомих ланок, коли повздовжня вісь ємності буде проектуватися на вертикальну площину в натуральну величину (рис. 2.18), мінімальна відстань  $l_{BB(MIN)}$  буде утворюватися, коли одна із осей кріплення ведучої чи веденої вилки буде горизонтальною, а інша вертикальною (рис. 2.19). Позначення ланок на рис. 2.18 та рис. 2.19 співпадають з позначеннями на рис. 2.17.

На основі прямокутного трикутника, утвореного у горизонтальній площині (рис. 2.18), запишемо вираз для визначення відстані між осями ведучого та веденого валів  $l_0$ :

$$l_0 = \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (2.90)$$

Відстань  $l_{BB(MIN)}$  також можна визначити наступним чином:

$$l_{BB(MIN)} = l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R, \quad (2.91)$$

де  $l_R$  – відстань від центру кінематичної пари веденого валу та робочої ємності до внутрішнього торця ємності. Запишемо вираз (2.90) з урахуванням (2.91):

$$l_0 = \sqrt{(l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (2.92)$$

Максимальну відстань  $l_{BB(MAX)}$  між геометричними осями кріплення вилок до робочої ємності можна також визначити за виразом (2.6). У процесі експлуатації машини відстань між геометричними осями вилок  $l_{BB}$  буде змінюватися. Амплітуду  $l_{A(BB)}$  зворотно-поступального переміщення шатуна вздовж у середині ємності можна визначити за представленим вище виразом (2.35)

Підставимо у рівняння (2.35) вираз (2.6):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{BB(MIN)}. \quad (2.93)$$

Запишемо рівняння (2.93) з урахуванням виразу (2.90):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{BB(MIN)}. \quad (2.94)$$

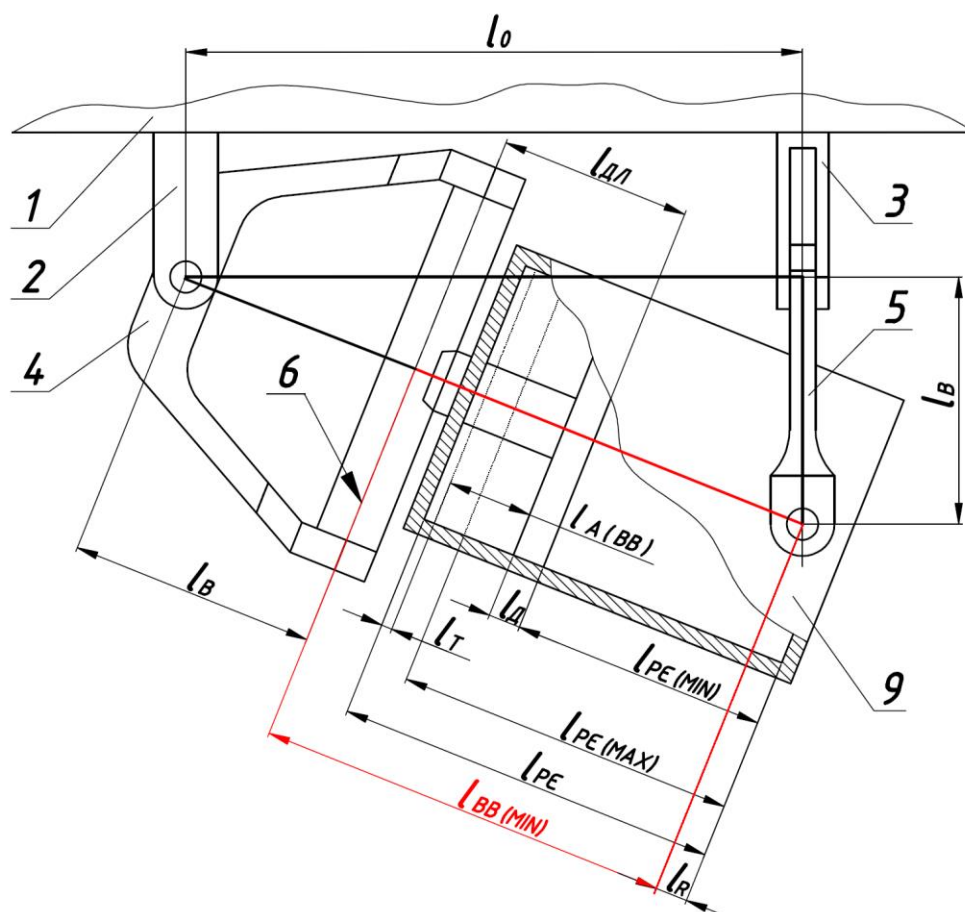


Рис. 2.18. Розроблена машина для обробки деталей – вид зверху

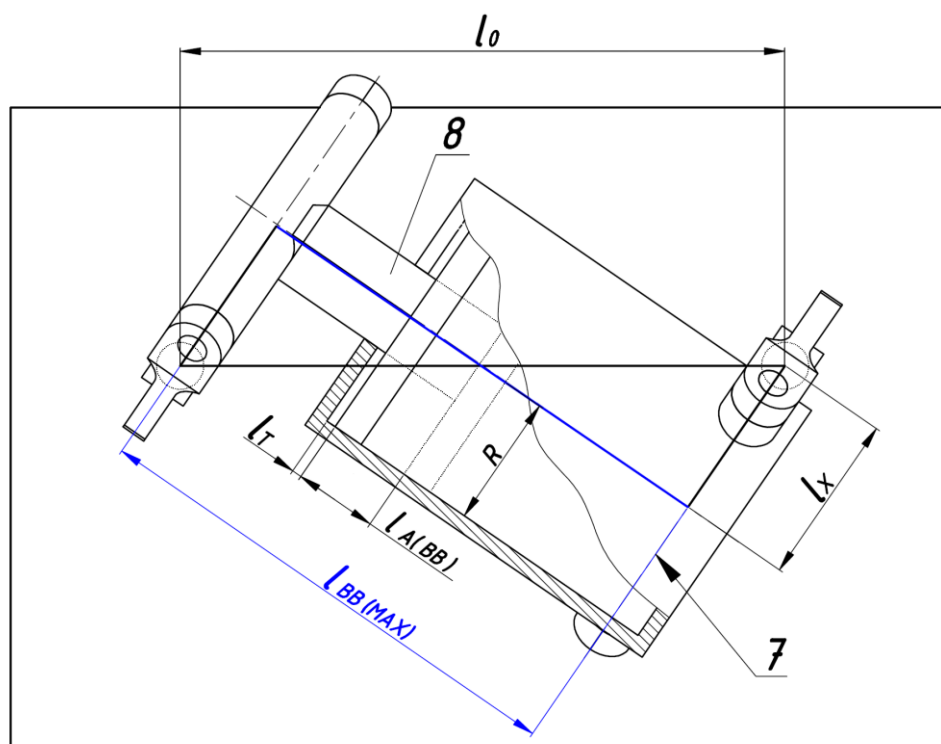


Рис. 2.19. Розроблена машина для обробки деталей – вид зверху, б – вид спереду

Для розрахунку  $l_{A(BB)}$  також можна записати рівняння (2.93) з урахуванням виразів (2.91) та (2.92):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{ДЛ} - l_{PC(MIN)} + l_R. \quad (2.95)$$

За допомогою рівнянь (2.94) та (2.95), із використанням відмінних вихідних геометричних параметрів, можна розрахувати амплітуду  $l_{A(BB)}$  зворотно-поступального переміщення шатуна у середині робочої ємності, що є необхідним під час конструювання даного типу обладнання.

На рис. 2.18 представлено таке положення рухомих ланок машини, при якому шатун буде знаходитися у крайньому лівому положенні ємності. Лівий внутрішній торець ємності буде максимально наближеним до торця шатуна. Для унеможливлення зіткнення торця ємності з торцем шатуна та заклинювання механізму машини в цілому, необхідно забезпечити між цими торцями утворення відповідного зазору  $l_T$ . Величину  $l_T$  раціонально приймати в межах приблизно 10% від довжини  $l_{BB(MIN)}$ :

$$l_T = 0,1 \cdot l_{BB(MIN)}. \quad (2.96)$$

Специфіка даної машини заключається в тому, що в процесі її роботи буде циклічно змінюватися корисний об'єм робочої ємності  $V_{PC}$  від максимального  $V_{PC(MAX)}$  до мінімального  $V_{PC(MIN)}$ , що повинно створювати умови для підвищення інтенсивності руху робочого масиву. Це необхідно враховувати при конструюванні, як самого обладнання, так і при розробці технологічних процесів обробки деталей на стадії проектування, зокрема при встановленні раціональної межі заповнення ємності робочим масивом. Об'єм робочої ємності можна наступним чином:

$$V_{PC} = \pi \cdot R^2 \cdot l_{PC}, \quad (2.97)$$

де  $R$  – внутрішній радіус ємності,  $l_{PC}$  – відстань між внутрішніми протилежними торцями ємності.

За виразом (2.97) можна розрахувати об'єм ємності без урахування розташованої в середині неї додаткової рухомої ланки. Корисний об'єм ємності буде обмежений її внутрішньою циліндричною стінкою, торцем ємності, а також

рухомим торцем шатуна. Відстань між торцем ємності та рухомим торцем шатуна буде змінюватися від мінімальної  $l_{PC(MIN)}$  до максимальної  $l_{PC(MAX)}$ :

$$l_{PC(MIN)} = l_{PC} - l_T - l_A - l_D. \quad (2.98)$$

$$l_{PC(MAX)} = l_{PC} - l_T - l_D. \quad (2.99)$$

Відповідно, з урахуванням виразів (2.98) та (2.99), можна записати вирази для розрахунку мінімального  $V_{PC(MIN)}$  та максимального  $V_{PC(MAX)}$  об'ємів ємності:

$$V_{PC(MIN)} = \pi \cdot R^2 \cdot (l_{PC} - l_T - l_A - l_D). \quad (2.100)$$

$$V_{PC(MAX)} = \pi \cdot R^2 \cdot (l_{PC} - l_T - l_D). \quad (2.101)$$

Основний геометричний параметр машини, яким необхідно задаватися на початку її конструювання – це мінімальний об'єм робочої ємності. На основі мінімального об'єму робочої ємності  $V_{PC(MIN)}$ , можна розрахувати  $l_{PC(MIN)}$ :

$$l_{PC(MIN)} = \frac{V_{PC(MIN)}}{\pi \cdot R^2}. \quad (2.102)$$

Виходячи з геометричних міркувань (рис. 2.18), запишемо нерівність (2.89) наступним чином:

$$l_{PC(MIN)} + l_{ДЛ} - l_R \succ l_B, \quad (2.103)$$

де  $l_{ДЛ}$  – довжина шатуна (додаткової рухомої ланки) від вісі в обертальній кінематичній парі з'єднання з ведучою вилкою до площини торця, який виконує зворотно-поступальне переміщення в середині ємності,  $l_R$  – відстань від геометричної вісі кріплення веденої вилки з робочою ємністю до правого зовнішнього торця ємності, при відповідному положенні рухомих ланок машини. Величину  $l_R$  слід приймати в межах приблизно 15% від довжини  $l_{PC(MIN)}$ .

Запишемо нерівність (2.103) з урахуванням рівняння (2.102), а також з урахування відсоткового значення  $l_R$ :

$$0,85 \cdot \frac{V_{PC(MIN)}}{\pi \cdot R^2} + l_{ДЛ} - l_R \succ l_B. \quad (2.104)$$

Вираз (2.64) з урахуванням лівої частини нерівності (2.76) буде мати вигляд:



$$l_0 = \sqrt{\left( \left( 0,85 \cdot \frac{V_{PC(MIN)}}{\pi \cdot R^2} + l_{ДП} - l_R \right) + l_B \right)^2 - l_B^2}. \quad (2.105)$$

Дотримуючись нерівності (2.104) можна забезпечити безперешкодне функціонування машини без заклинювання її просторового механізму, а за виразами (2.94) – (2.101) розрахувати необхідні конструктивні параметри машини.

Таким чином, запропоновано [177] статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, аналітично отримані вирази для визначення основних геометричних параметрів машини.

## **2.5. Синтез та аналіз механізму машини, у якому ведена вилка та робоча ємність утворюють кінематичну пару четвертого класу**

Один із шляхів звільнення семиланкового просторового механізму від пасивного зв'язку – це збільшення класу однієї із кінематичних пар [178]. Таким чином, було синтезовано шестиланковий статично визначений просторовий механізм без пасивного зв'язку, у якому обертальну кінематичну пару п'ятого класу веденої вилки з робочою ємністю замінено на кінематичну пару четвертого класу з можливістю, як обертального руху веденої вилки відносно ємності, так і зворотно-поступального переміщення вилки вздовж напрямної ємності. Кінематична схема синтезованого механізму та модель такої машини представлена на рис. 2.20.

Машина містить станину 1, ведучий 2 та ведений 3 вали, котрі встановлені у станині паралельно в одній площині. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою вилкою 4 та веденою виделкою 5 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні осі яких 6 і 7 є осями кріплення робочої ємності 8. Робоча ємність 8 з'єднана з ведучою вилкою 4 за допомогою обертальної кінематичної пари п'ятого класу, а з веденою виделкою за допомогою кінематичної пари четвертого класу  $D$  з можливістю, як обертального, так і зворотно-поступального переміщення веденої вилки 5 уздовж напрямних 9, які жорстко з'єднані з ємністю 8. Напрямні 9 розташовані паралельно поздовжній осі 10.

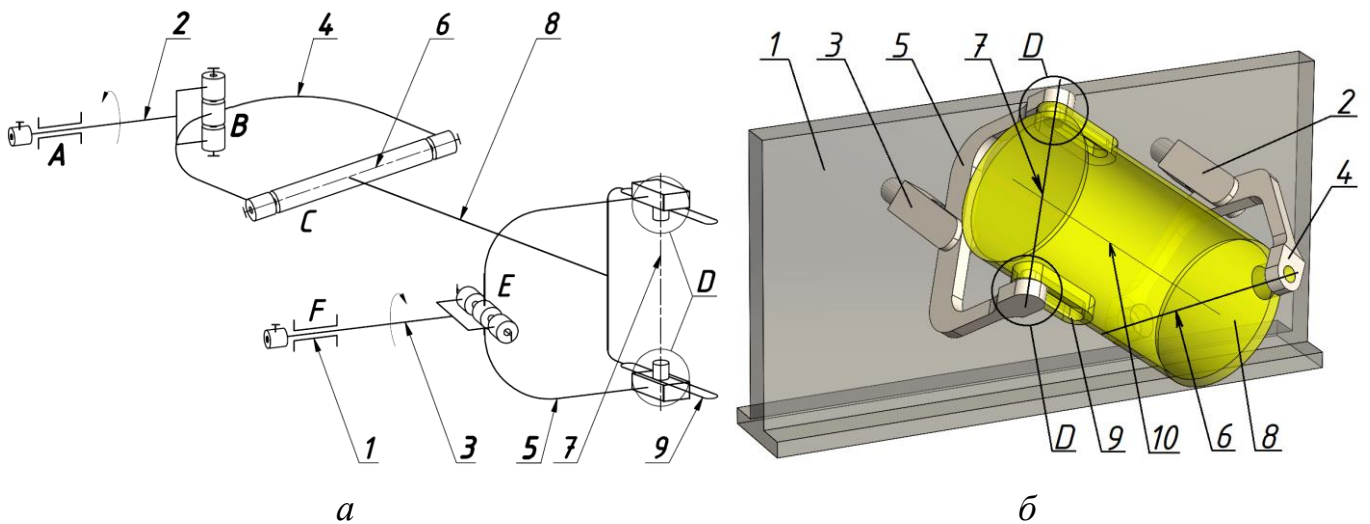


Рис. 2.20. Шестиланковий просторовий механізм машини з кінематичною парою четвертого класу: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Застосування видовженої ємності 8, довжина якої перевищує відстань  $l_B$  між геометричними осями ведучої 4 чи веденої 5 вилок, спричиняє додаткове зворотно-поступальне переміщення веденої вилки 5 відносно напрямних 9 ємності 8 на відповідну амплітуду  $l_{A(BB)}$ . У процесі експлуатації машини відстань між геометричними осями кріплення вилок із ємності  $l_{BB}$  за рахунок кінематичної пари 4-го класу, циклічно змінюватися від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення. За один повний оборот ведучого валу буде відбуватися чотири зворотно-поступальні переміщення веденої вилки вздовж напрямних.

Мінімальна відстань  $l_{BB(MIN)}$  буде утворюватися, коли одна з осей кріплення ведучої чи веденої вилки буде горизонтальною, а інша вертикальною (рис. 2.21), максимальна відстань  $l_{BB(MAX)}$  буде утворюватися при таких положеннях рухомих ланок машини, коли поздовжня вісь ємності проектується на вертикальну площину станини у натуральну величину (рис. 2.22), Позначення ланок на рис. 2.21 та рис. 2.22 співпадають з позначеннями на рис. 2.20.

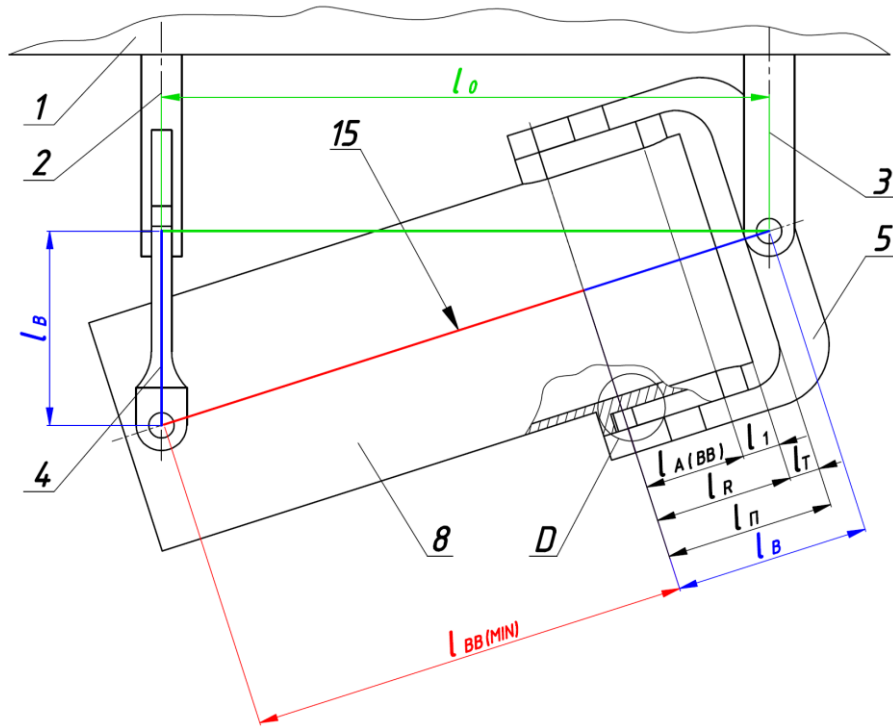


Рис. 2.21. Положення рухомих ланок машини, при якому буде утворюватися мінімальна відстань  $l_{BB(MIN)}$  між геометричними осями кріплення вилок з ємністю

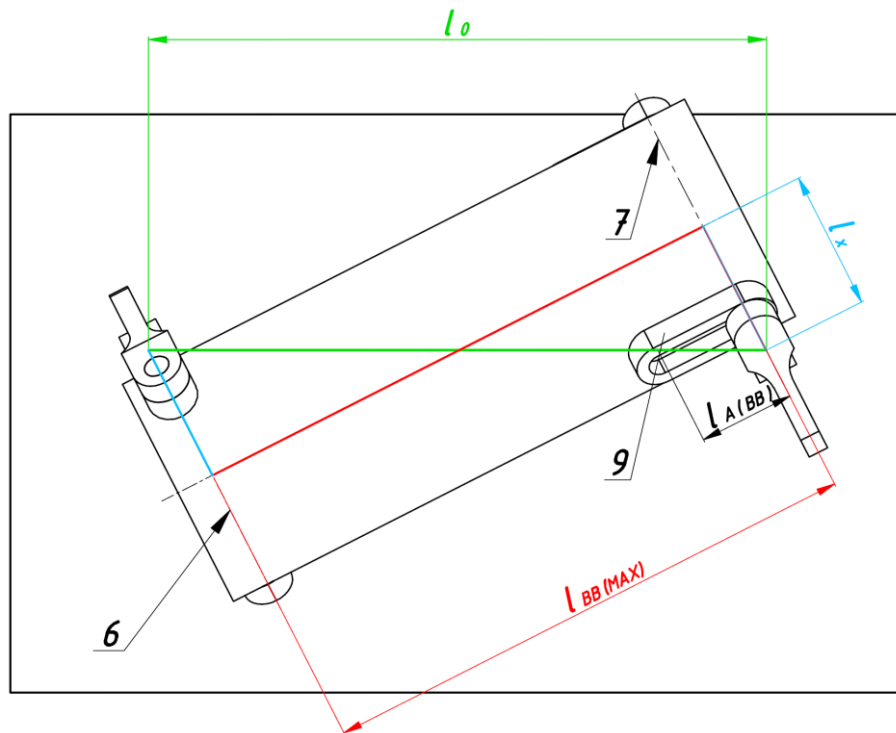


Рис. 2.22. Положення рухомих ланок машини, при якому буде утворюватися максимальна відстань  $l_{BB(MAX)}$  між геометричними осями кріплення вилок з ємністю

Аналітичне дослідження даного механізму машини починали, задаючись геометричними наступними параметрами:  $l_{BB(MIN)}$  – мінімальна відстань між геометричними осями кріплення вилок до робочої ємності,  $l_B$  – міжосьова відстань ведучої (веденої) вилок. Також необхідно, щоб виконувалася умова:

$$L_{BB(MIN)} > l_B. \quad (2.106)$$

Вираз для визначення відстані між осями ведучого і веденого валів  $l_0$  буде аналогічним до представлених вище виразів (2.51) та (2.78). Максимальну відстань  $l_{BB(MAX)}$  (рис. 2.22) між геометричними осями кріплення вилок до робочої ємності можна розрахувати із використанням рівняння (2.6).

Як зазначалося вище, в процесі експлуатації машини буде змінюватися відстань між геометричними осями вилок, що буде відбуватися за рахунок зворотно-поступального переміщення веденої вилки вздовж напрямної. Амплітуду  $l_{A(BB)}$  зворотно-поступального переміщення веденої вилки уздовж напрямної можна визначити за представленим вище виразами (2.35), (2.93) та (2.94).

Для розрахунку  $l_{A(BB)}$  також можна використати записане вище рівняння (2.57).

На основі рівнянь (2.57) та (2.94) можна розрахувати амплітуду  $l_{A(BB)}$  зворотно-поступального переміщення веденої вилки уздовж напрямної, що необхідно при конструюванні даного типу обладнання.

У зв'язку зі зворотно-поступальним переміщенням робочої ємності, яке буде відбуватися, фактично, «в середині» веденої вилки, її необхідно виготовляти спеціальною формою, як представлено на рис. 2.21. На рис. 2.21 представлено таке положення рухомих ланок, при якому ведена вилка, по відношенню до ємності буде знаходитися в одному з крайніх положень. В результаті такого розташування, правий торець ємності буде максимально наближеним до грані веденої вилки. Для того, щоб унеможливити зіткнення торця ємності з веденою виделкою та подальше заклинювання механізму, необхідно забезпечити утворення відповідного зазору  $l_T$  між торцем ємності і гранню веденої вилки. Величину  $l_T$  раціонально приймати в межах приблизно 10% від довжини  $l_{BB(MAX)}$ . Таким чином, запишемо вираз для розрахунку необхідної відстані  $l_T$ , яка буде забезпечувати вільний «прохід» ємності «в середині» веденої вилки:

$$l_{II} = l_R + l_T. \quad (2.107)$$

З урахуванням вищевикладеного, вираз (2.107) можна записати наступним чином:

$$l_{II} = l_R + 0,1\sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}, \quad (2.108)$$

де  $l_R$  – відстань від геометричної осі кріплення веденої вилки з робочою ємністю до правого торця ємності, при відповідному положенні рухомих ланок машини. У свою чергу,  $l_R$  складається з:

$$l_R = l_{A(BB)} + l_1, \quad (2.109)$$

де  $l_1$  – відстань від геометричної осі кріплення веденої вилки з робочою ємністю до правого торця робочої ємності, при такому положенні рухомих ланок машини, коли утворюється максимальна відстань  $l_{BB(MAX)}$ . Довжину  $l_1$  слід приймати, виходячи з конструктивних особливостей ємності, в межах приблизно 40% від довжини амплітуди  $l_{A(BB)}$ :

$$l_1 \approx 0,4 \cdot l_{A(BB)}. \quad (2.110)$$

Запишемо вираз (2.109) з урахуванням (2.110):

$$l_R = 1,4l_{A(BB)}. \quad (2.111)$$

Далі, підставимо значення виразу (2.111) у рівняння (2.108):

$$l_{II} = 1,4l_{A(BB)} + 0,1\sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.112)$$

Після чого, запишемо рівняння (2.112) з урахуванням виразу (2.94)

$$l_{II} = 1,4(\sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{PC}^{\min}) + 0,1\sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.113)$$

Рівняння (2.113) дозволяє розрахувати необхідну відстань  $l_{II}$  між віссю кріплення веденої вилки з робочою ємністю і гранню веденої вилки, що забезпечує її функціонування без заклинювання.

Запропоновано [179] статично визначений шестиланковий просторовий механізм машини з кінематичною парою четвертого класу, аналітично отримані вирази для визначення основних геометричних параметрів машини.

## 2.6. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою повзуном

Відомий [151] розроблений механізм машини, в якій ведений вал кінематично з'єднаний з повзуном, а повзун встановлений у станині з можливістю зворотно-поступально переміщення вздовж напрямної. В результаті чого вирішується проблема статичної невизначеності та збільшується амплітуда коливань робочої ємності, що створює умови для інтенсифікації руху робочого масиву. Однак, розташування поступальної кінематичної пари «у кінці» кінематичного ланцюгу може призвести до концентрації динамічних нерівномірних навантажень на рухомі ланки машини, з часом викликати їх деформації. Потужність від приводу машини, яка необхідна для забезпечення можливості проковзування повзуна по напрямній, буде значно зменшена за рахунок її втрат на тертя у інших кінематичних парах машини тощо.

Було синтезовано [180] просторовий семиланковий статично визначений механізм, у якого ведучий вал кінематично з'єднаний з повзуном, що, у свою чергу, встановлений у станині з можливістю зворотно-поступально переміщення вздовж напрямної. Кінематична схема синтезованого механізму представлена та модель такої машини представлена на рис. 2.23.

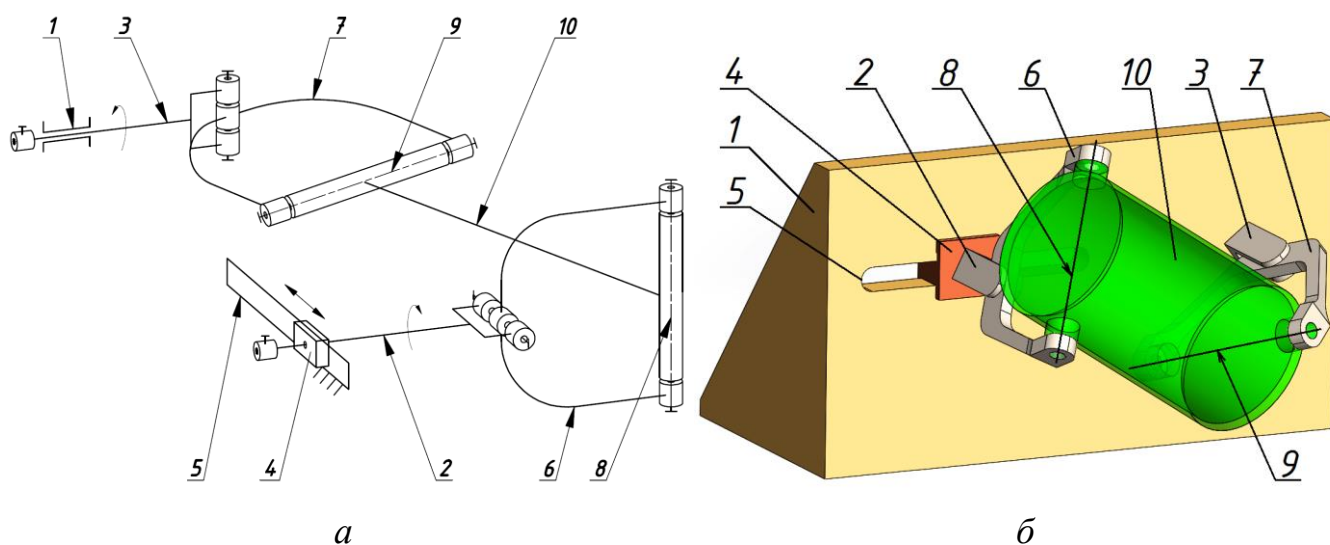


Рис. 2.23. Семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою повзуном: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Ведучий вал 2 встановлений в підшипниковій опорі повзуна 4, який, в свою чергу, рухомо встановлений в горизонтальній напрямній 5. Ведений вал 3 встановлений в підшипниковій опорі станини 1. Осі ведучого 2 та веденого 3 валів паралельні між собою. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 6 та веденою вилкою 7 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні геометричні осі 8 та 9 яких є вісями кріплення робочої ємності 10.

У процесі експлуатації даного механізму машини, за рахунок утвореної поступальної кінематичної пари, відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів буде циклічно змінюватися від мінімального  $l_{0(MIN)}$  до максимального  $l_{0(MAX)}$  значення. Максимальна відстань  $l_{0(MAX)}$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок (рис. 2.24, а), коли одна із осей кріплення ведучої чи веденої вилки буде горизонтальною, а інша вертикальною. Мінімальна відстань  $l_{0(MIN)}$  виникатиме в таких положеннях (рис. 2.24, б), коли робоча ємність машини буде проектуватися в натуральну величину на вертикальну площину станини.

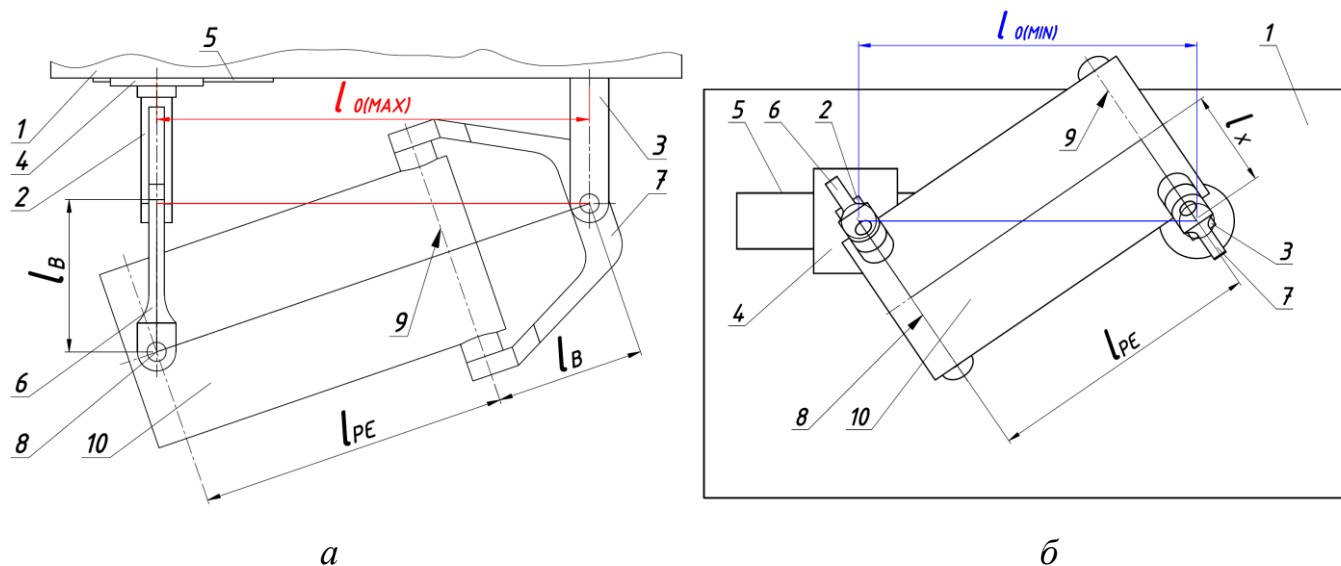


Рис. 2.24. Положення рухомих ланок машини, при яких буде утворюватися: а – максимальна відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів, б – мінімальна відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів

При конструюванні такого механізму машини, виникає необхідність у точному розрахунку амплітуди  $l_{A(0)}$  зворотно-поступального переміщення ведучого валу, яку можна визначити як різницю максимальної та мінімальної відстані, що

утворюється між осями ведучого та веденого валів. Для розрахунку даного геометричного параметру можна використовувати схожу методику, яка представлена у роботах [50, 152], що застосовується для розрахунку зворотно-поступального переміщення веденого валу, який кінематично з'єднаний з повзуном:

$$l_{A(0)} = l_{0(MAX)} - l_{0(MIN)}. \quad (2.114)$$

Виходячи з геометричних міркувань, максимальну  $l_{0(MAX)}$  та мінімальну  $l_{0(MIN)}$  відстань можна визначити з прямокутного трикутника, утвореного в горизонтальній проекції машини:

$$l_{0(MAX)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2}. \quad (2.115)$$

$$l_{0(MIN)} = \sqrt{l_{PC}^2 + 4l_X^2}. \quad (2.116)$$

Запишемо вираз (2.116) з урахуванням рівняння (2.5):

$$l_{0(MIN)} = \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.117)$$

З урахуванням (2.115) та (2.117), вираз для розрахунку амплітуди  $l_a$  зворотно-поступального переміщення ведучого валу буде мати вигляд:

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.118)$$

Або

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \frac{l_{PC}}{\sin \alpha}, \quad (2.119)$$

де  $\alpha$  – кут повороту ведучого валу.

Запропоновано статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою повзуном, що кінематично з'єднаний з ведучим валом машини та з можливістю зворотно-поступального переміщення встановлений у станині. У зв'язку з цим, у даній конструкції машини, необхідно забезпечити передачу постійного обертового руху на рухомий ведучий вал.



## 2.7. Розробка приводів машини, які забезпечують передачу обертального руху на ведучий вал машини, який одночасно виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення

У розділі 2.6 синтезовано просторовий механізм машини [181], що потребує використання спеціальних конструкцій механічних приводів, які будуть забезпечувати передачу обертального руху на ведучий вал машини, який виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення. Таким чином, було розроблено три конструкції таких приводів машини: привод із використанням шарнірного двохкулісного механізму [182, 183]; привод із використанням шарнірного коромисло-повзунного механізму [184]; привод із використанням ланцюгової передачі та повзуна [185].

### 2.7.1. Привод із використанням шарнірного двохкулісного механізму

Кінематична схема просторового механізму з технологічним приводом, який містить двохкулісний механізм представлена на рис. 2.25.

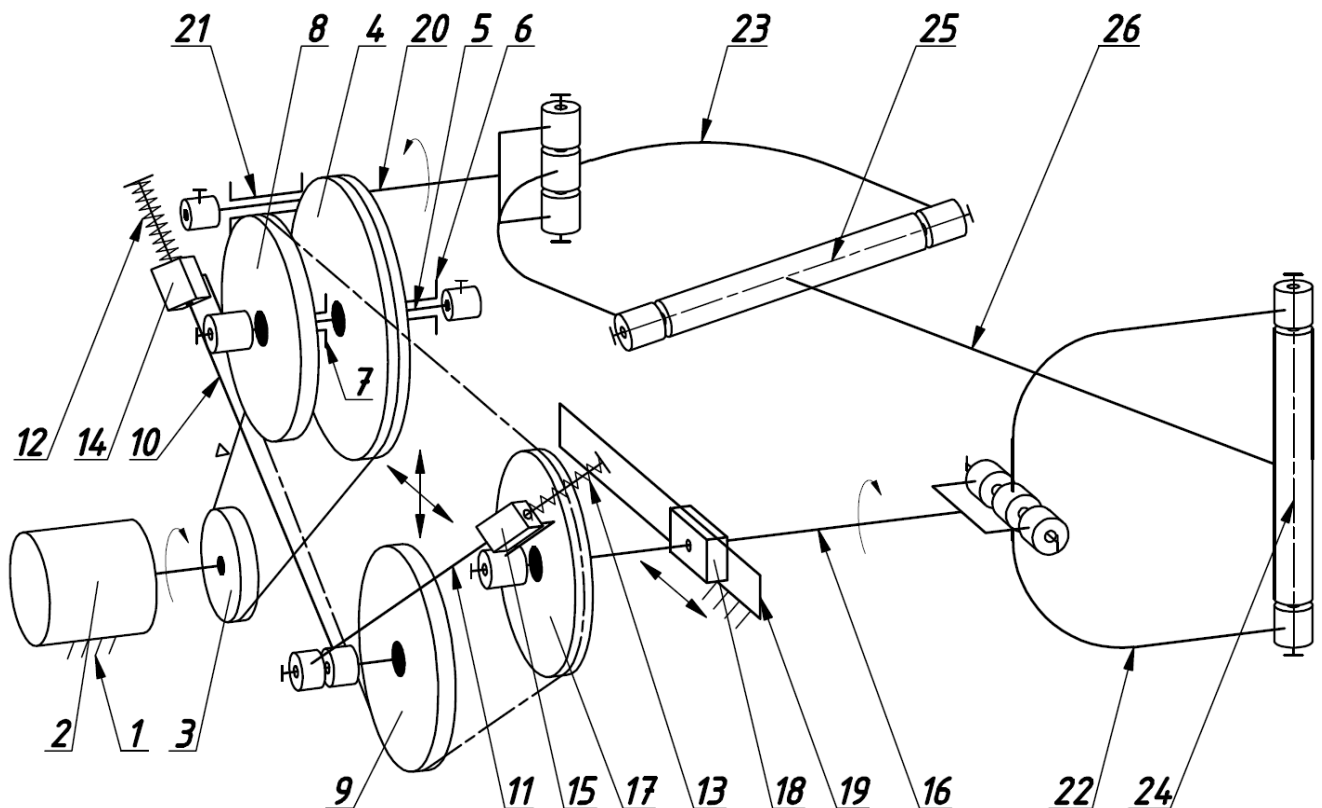


Рис. 2.25. Кінематична схема просторового механізму з технологічним приводом, який містить двохкулісний механізм

Машина містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого жорстко закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 закріплений на валу привода 5, який встановлений в підшипникових опорах 6 та 7. На валу привода 5 також жорстко закріплена ведуча зірочка 8 ланцюгової передачі. Проміжна зірочка 9 ланцюгової передачі кінематично з'єднана з першою 10 та другою 11 кулісами, що, за допомогою пружин 12 та 13 відповідно, встановлені в кулісних каменях 14 та 15. Кулісний камінь 14, кінематично, з можливістю обертального руху, з'єднаний з валом привода 5, а кулісний камінь 15, кінематично, з можливістю обертального руху, з'єднаний з ведучим валом 16. Ведена зірочка 17 жорстко закріплена на ведучому валу 16, що встановлений в підшипниковій опорі повзуна 18 з можливістю його зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 19, ведений вал 20 встановлений в підшипниковій опорі 21. Ведучий 16 та ведений 20 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 22 та веденою 23 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 24 і 25 є вісями кріплення робочої ємності 26.

Машина для обробки деталей буде працювати наступним чином. Після увімкнення електродвигуна 2, розташованого в станині 1, постійний обертальний рух через пасову передачу, утворену ведучим 3 та веденим 4 шківками, що призначена для зменшення частоти обертання та збільшення крутного моменту на валу привода 5, передається на ведучу зірочку 8 ланцюгової передачі. Обертальний рух ведучої зірочки 8, за допомогою ланцюгової передачі, передається на проміжну зірочку 9 та ведену зірочку 17. Таким чином, обертальний рух веденої зірочки 17, що жорстко закріплена на ведучому валу 16, встановленому в підшипниковій опорі повзуна 18, передається до ведучої вилки 22, котра через вісь 24 обертає робочу ємність 26, надаючи їй складного просторового переміщення з обертанням навколо власної осі 27. Такий складний просторовий рух ємності 26 передається через вісь 25 до веденої вилки 23 та перетворюється в обертальний рух веденого валу 20, який встановлений в підшипниковій опорі 21.

Окрім обертального руху, ведучий вал 16, який встановлений в підшипниковій опорі повзуна 18, виконує додаткове зворотно поступальне переміщення відносно горизонтальної напрямної 19. Ведучий вал 16, за один свій повний оберт, виконує 4 зворотно-поступальні переміщення вздовж горизонтальної напрямної 19, разом з ведучим валом 16, зворотно поступальне переміщення буде виконувати і ведена зірочка 17 ланцюгової передачі. Окрім обертального руху, проміжна зірочка 9 буде додатково рухатися у вертикальній площині, здійснюючи вертикальну та горизонтальну складову переміщення. Перша куліса 10 та друга куліса 11, що кінематично з'єднані з проміжною зірочкою будуть одночасно виконувати обертальний рух відносно вісі проміжної зірочки 9 та поступальне переміщення відносно кулісних каменів 14 та 17 відповідно. Пружини 12 та 13, при русі першої куліси 10 та другої куліси 11 відносно кулісних каменів 14 та 17 відповідно, унеможливлуватимуть «негативне» інерційне переміщення рухомих елементів приводу машини.

Зворотно-поступальне переміщення ведучого валу забезпечує шарнірна складова даного приводу (двохкулісний шарнірний механізм), яка кінематично з'єднана з ланцюговою передачею. Кінематична схема шарнірної складової приводу машини при двох крайніх положеннях повзуна 18 представлена на рис. 2.26 (позначення ланок на рис. 2.26 співпадають з позначенням ланок на кінематичній схемі, що представлена на рис. 2.25).

Для раціональної роботи приводу машини необхідно виконати синтез даної шарнірної складової [186]. Виконаний синтез механізму дасть можливість забезпечити утворення кутів тиску в обертальних кінематичних парах у допустимих межах, а також дозволить отримати рівняння для розрахунку раціональної довжини ланцюга ланцюгової передачі та амплітуди переміщення зірочок.

Таким чином, при положенні рухомих ланок механізму, що відповідають утворенню максимальної відстані  $a_{max}$ , в обертальній кінематичній парі з'єднання двох куліс буде виникати максимальне значення кута тиску  $\beta_{max}$ . Відомо [12], для того, щоб уникнути заклинювання шарнірного механізму в процесі його експлуатації граничне значення кута тиску в будь-якій його кінематичній парі не

повинно перевищувати  $60^\circ$ , а для довговічної роботи механізму рекомендовано [12], щоб максимальне значення кута тиску не перевищувало  $40^\circ$ . Отже, прийємо максимальним значенням кута тиску  $\beta_{max}$ :

$$\beta_{max} \leq 40^\circ. \quad (2.120)$$

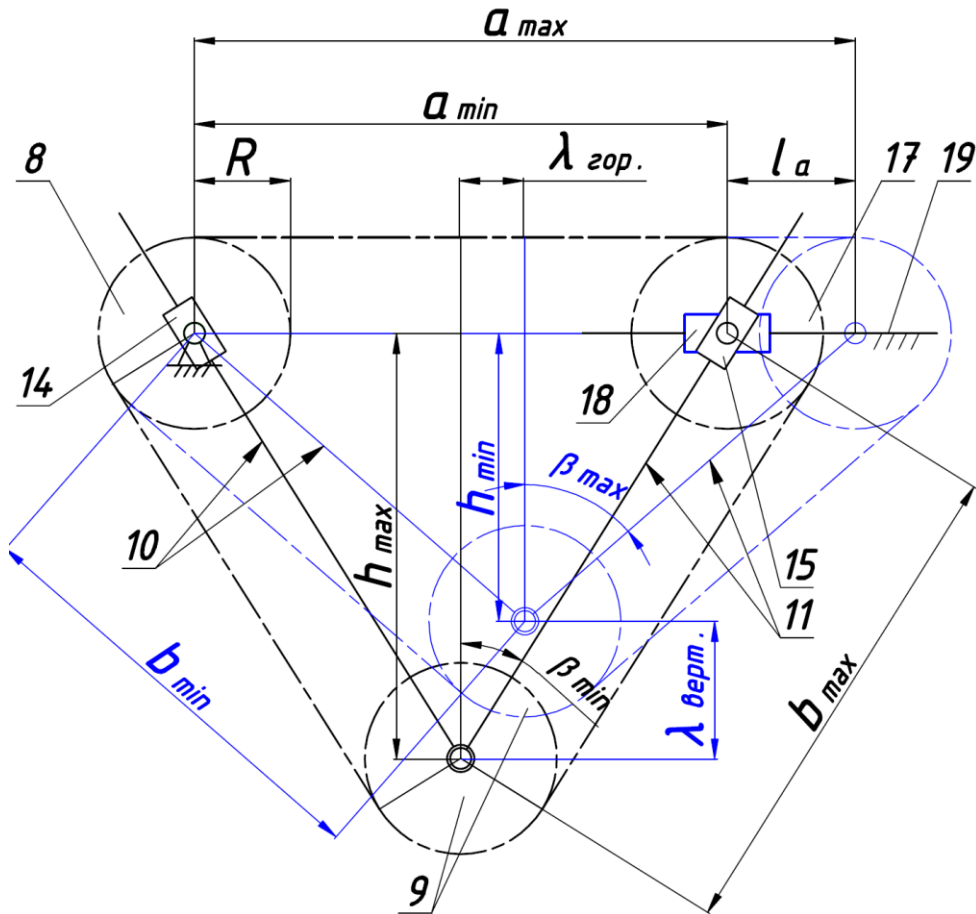


Рис. 2.26. Кінематична схема двохкулісного шарнірного механізму привода машини

Виходячи з геометричних міркувань, запишемо вираз для визначення максимального значення кута тиску  $\beta_{max}$ :

$$\beta_{max} = \arctg \frac{0,5 \cdot a_{max}}{h_{min}}, \quad (2.121)$$

де  $a_{max}$  – максимальна відстань між центром обертання ведучої зірочки 8 та центром обертання веденої зірочки 17,  $h_{min}$  – мінімальна відстань між центром обертання проміжної зірочки 9 та центром горизонтальної прямої  $a_{max}$ .

У свою чергу  $a_{max}$  можна визначити наступним чином:

$$a_{max} = a_{min} + l_{A(0)}, \quad (2.122)$$

де  $a_{min}$  – мінімальна відстань між центром обертання ведучої зірочки 8 та центром обертання веденої зірочки 17.

Приймаючи до уваги вираз (2.118), рівняння (2.122) буде мати вигляд:

$$a_{max} = a_{min} + \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.123)$$

Запишемо вираз для визначення необхідної довжини ланцюга  $l_L$ . Довжина ланцюга  $l_L$  буде складатися з суми довжин трьох прямих ділянок, що відповідають відстаням між центрами обертання кожної із зірочок та трьох криволінійних ділянок, що охоплюють зірочки по їх ділильному колу та в сумі дорівнюють довжині одного повного ділильного кола зірочки.

$$l_L = a_{max} + 2b_{min} + 2\pi R, \quad (2.124)$$

де  $b_{min}$  – відстань між центром обертання проміжної зірочки 9 та веденої зірочки 17 (ведучої зірочки 8), коли між ведучою зірочкою 8 та веденою зірочкою 17 утворюється відстань  $a_{max}$ ,  $R$  – радіус зірочок.

Вираз, для визначення відстані  $b_{min}$ , матиме вигляд:

$$b_{min} = \sqrt{h_{min}^2 + 0,25 \cdot a_{max}^2}. \quad (2.125)$$

Запишемо рівняння (2.124) з урахуванням виразу (2.125):

$$l_L = a_{max} + 2\sqrt{h_{min}^2 + 0,25 \cdot a_{max}^2} + 2\pi R. \quad (2.126)$$

Виразимо значення  $h_{min}$  з виразу (2.121):

$$h_{min} = 0,5a_{max} \cdot \operatorname{tg} \beta_{max}. \quad (2.127)$$

За виразом (2.127) можна розрахувати значення  $h_{min}$ , попередньо задавшись величиною  $a_{max}$  та обравши значення максимального кута тиску  $\beta_{max}$  в допустимих межах. Далі, підставимо вираз (2.127) у рівняння (2.126):

$$l_L = a_{max} + 2\sqrt{(0,5a_{max} \cdot \operatorname{tg} \beta_{max})^2 + 0,25 \cdot a_{max}^2} + 2\pi R. \quad (2.128)$$

За допомогою рівняння (3.128), на основі заданих значень  $a_{max}$  та  $\beta_{max}$ , виникає можливість визначити необхідну довжину ланцюга  $l_L$ .

При конструюванні даного приводу машини виникатиме необхідність точного визначення переміщення центру обертання проміжної зірочки 9. Під час зворотно-поступального переміщення повзуна 18 разом із веденою зірочкою 17,

центр обертання проміжної зірочки 9 буде виконувати пласке переміщення з вертикальною та горизонтальною складовою. Запишемо вирази для визначення амплітуди вертикальної  $\lambda_{\text{верт.}}$  та горизонтальної  $\lambda_{\text{гор.}}$  складової переміщення центру обертання проміжної зірочки 9:

$$\lambda_{\text{верт.}} = h_{\text{max}} - h_{\text{min}}. \quad (2.129)$$

$$\lambda_{\text{гор.}} = 0,5l_a. \quad (2.130)$$

Запишемо вираз (2.130) з урахуванням рівняння (2.118):

$$\lambda_{\text{гор.}} = 0,5\sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} - 0,5\sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.131)$$

Виразимо з рівняння (2.126) значення  $h_{\text{min}}$ :

$$h_{\text{min}} = \sqrt{\frac{(l_l - a_{\text{max}} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\text{max}})^2}{4}}. \quad (2.132)$$

За аналогічним принципом можна записати вираз для визначення  $h_{\text{max}}$ :

$$h_{\text{max}} = \sqrt{\frac{(l_l - a_{\text{min}} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\text{min}})^2}{4}}. \quad (2.133)$$

Підставимо рівняння (2.132) та (2.133) у вираз (2.130):

$$\lambda_{\text{верт.}} = \sqrt{\frac{(l_l - a_{\text{min}} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\text{min}})^2}{4}} - \sqrt{\frac{(l_l - a_{\text{max}} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\text{max}})^2}{4}}. \quad (2.134)$$

За рівняннями (2.131) та (2.134) можна розрахувати вертикальну та горизонтальну складову переміщення центру обертання проміжної зірочки. Відповідно, повне переміщення  $\lambda_{\text{повн.}}$  центру обертання проміжної зірочки можна розрахувати наступним чином:

$$\lambda_{\text{повн.}} = \sqrt{\begin{aligned} &0,5\sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} - \\ &- 0,5\sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2} + \\ &+ \sqrt{\frac{(l_l - a_{\text{min}} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\text{min}})^2}{4}} - \\ &- \sqrt{\frac{(l_l - a_{\text{max}} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\text{max}})^2}{4}} \end{aligned}}. \quad (2.135)$$

Розроблено варіант механічного приводу, який забезпечує передачу обертального руху на ведучий вал машини, який виконує одночасне додаткове зворотно-поступальне переміщення, виконано синтез його шарнірної складової та

проведено аналітичне дослідження його основних геометричних та конструктивних параметрів.

### 2.7.2. Привод із використанням шарнірного коромисло-повзунного механізму

Також було розроблено інший варіант [180, 187], аналогічного за функціональним призначенням, механічного приводу машини. Кінематична схема просторового механізму з технологічним приводом, який містить коромисло-повзунний механізм представлена на рис. 2.27.

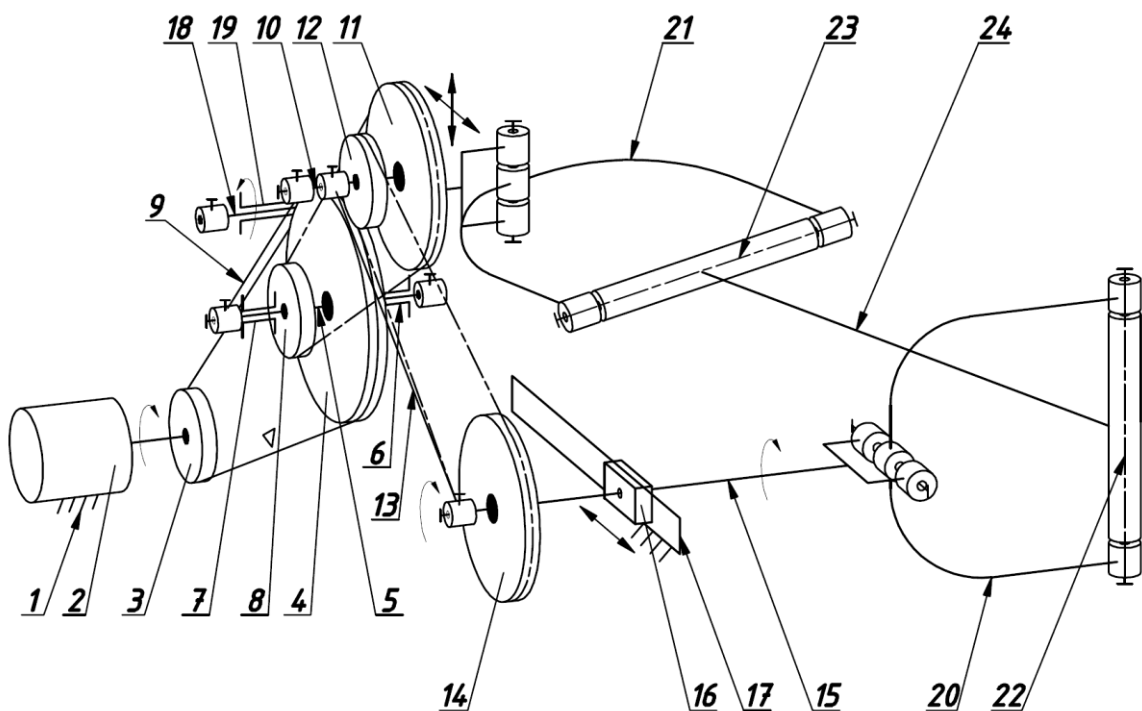


Рис. 2.27. Кінематична схема просторового механізму з технологічним приводом, який містить коромисло-повзунний механізм

Машина містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого жорстко закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 закріплений на валу привода 5, який встановлений в підшипникових опорах 6 та 7. На валу привода 5 жорстко закріплена ведуча зірочка 8 першої ланцюгової передачі, окрім того, вал привода 5 кінематично з'єднаний з нижньою головкою коромисла 9. Коромисло 9, верхньою головкою кінематично з'єднане з рухомим валом привода

10, на якому жорстко закріплені ведена зірочка 11 першої ланцюгової передачі, ведуча зірочка 12 другої ланцюгової передачі. Рухомий вал 10 кінематично з'єднаний з верхньою головкою шатуна 13. Ведена зірочка 14 другої ланцюгової передачі жорстко закріплена на ведучому валу 15, що встановлений в підшипниковій опорі повзуна 16 з можливістю його зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 17, окрім того, ведучий вал 15 кінематично з'єднаний з нижньою головкою шатуна 13. Ведений вал 18 встановлений в підшипниковій опорі 19. Ведучий 15 та ведений 18 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 20 та веденою 21 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 22 і 23 являються вісями кріплення робочої ємності 24.

Така машина буде працювати наступним чином. Після увімкнення електродвигуна 2, розташованого в станині 1, постійний обертальний рух через пасову передачу, утворену ведучим 3 та веденим 4 шківками, передається на ведучу зірочку 8 першої ланцюгової передачі. Обертальний рух ведучої зірочки 8, за допомогою першої ланцюгової передачі, передається на ведену зірочку 11, яка буде обертатися з однаковою кутовою швидкістю разом з рухомим валом 10, а також жорстко закріпленою на ньому ведучою зірочкою 12 другої ланцюгової передачі. Обертальний рух ведучої зірочки 12, за допомогою другої ланцюгової передачі, передається на ведену зірочку 14, що жорстко закріплена на ведучому валу 15, встановленому в підшипниковій опорі повзуна 16, передається до ведучої вилки 20, котра через вісь 22 обертає робочу ємність 24, надаючи їй складного просторового переміщення з обертанням навколо власної осі. Такий складний просторовий рух робочої ємності 24 передається через вісь 23 до веденої вилки 21 та перетворюється в обертальний рух веденого валу 18, який встановлений в підшипниковій опорі 19.

Окрім обертального руху, ведучий вал 15, який встановлений в підшипниковій опорі повзуна 16, виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення відносно горизонтальної напрямної 17. Ведучий вал 15, за один свій повний оберт, виконує чотири зворотно-поступальні переміщення вздовж горизонтальної напрямної 17. Разом з тим, зворотно-поступальне переміщення ведучого валу 15 спричинятиме



обертання коромисла 9 та плоско-паралельний рух шатуна 13. Рухомий вал 10 разом з верхньою головкою коромисла 9 буде виконувати коливальне переміщення відносно вісі валу привода 5 по траєкторії з радіусом, що відповідає довжині коромисла 9. Таким чином, рухомий вал 10, за один повний оберт ведучого валу 15 виконує чотири коливальні переміщення відносно вісі валу привода 5.

Зворотно-поступальне переміщення ведучого валу забезпечує чотириохланковий коромисло-повзунний шарнірний механізм приводу, кінематична схема якого представлена на рис. 2.28 (позначення ланок на рис. 2.28 співпадають з позначенням ланок на кінематичній схемі, що представлена на рис. 2.27).

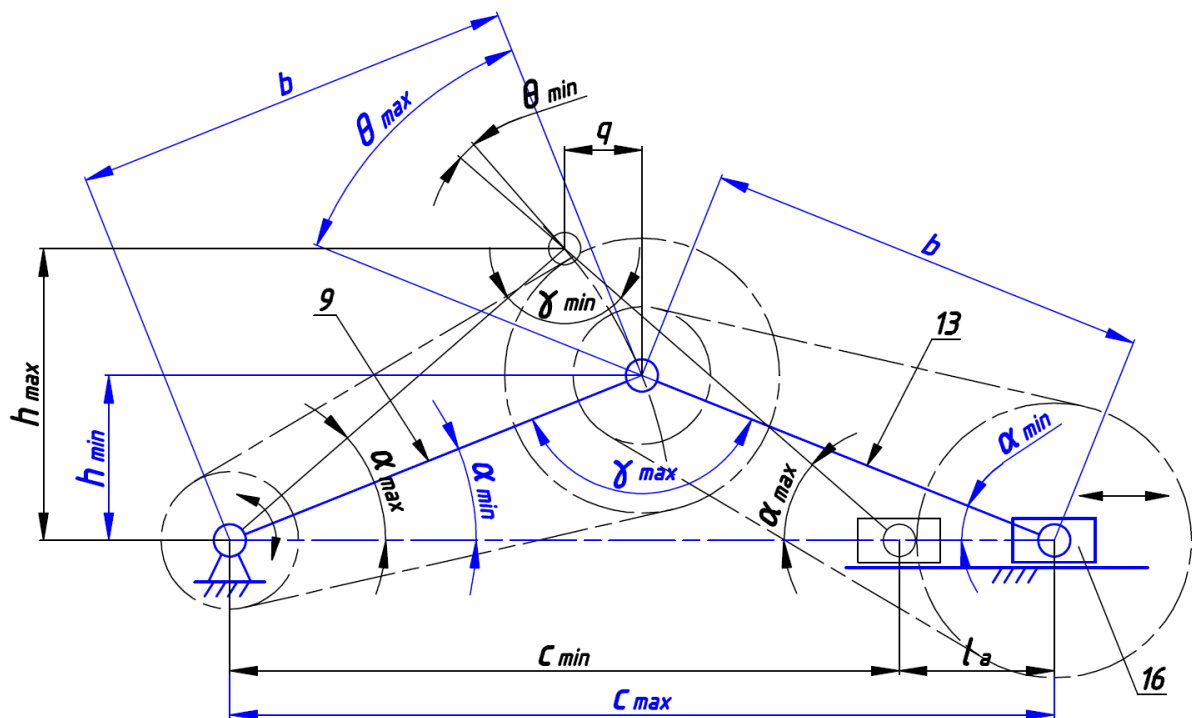


Рис. 2.28. Кінематична схема чотириохланкового коромисло-повзунного шарнірного механізму приводу машини

Виконаємо синтез даного шарнірного механізму, суть якого буде полягати у визначенні раціональних довжин коромисла 9 та шатуна 13 на основі розрахованої за виразом (2.118) амплітуди зворотно-поступального переміщення повзуна 16 при одночасному забезпеченні утворення максимальних значень кутів тиску  $\theta_{max}$  та  $\alpha_{max}$  в кінематичних парах даного шарнірного механізму в допустимих межах.

При функціонуванні даного шарнірного механізму, в положенні рухомих ланок, що відповідають утворенню максимальної відстані  $c_{max}$ , в обертальній кінематичній парі «коромисло-шатуна» буде виникати максимальне значення кута тиску  $\theta_{max}$ . А також при положенні рухомих ланок, що відповідають утворенню мінімальної відстані між центром обертання коромисла та кінематичною парою, в якій шатун з'єднаний з повзуном –  $c_{min}$ , в обертальній кінематичній парі «шатуна-повзун» буде виникати максимальне значення кута тиску  $\alpha_{max}$ .

Відомо [155, 188], що для довговічної роботи механізму максимальне значення кута тиску не повинно перевищувати  $40^\circ$ , отже:

$$\Theta_{max} \leq 40^\circ. \quad (2.136)$$

Таким чином, з урахуванням (2.136), запишемо вираз для визначення мінімального значення кута тиску  $\alpha_{min}$ :

$$\alpha_{min} = \frac{90^\circ - \Theta_{max}}{2}. \quad (2.137)$$

Далі, виходячи з геометричних міркувань, було отримано вираз для визначення довжин  $b$  коромисла та шатуна:

$$b = \frac{c_{max} \cdot \sin \alpha_{min}}{\sin \gamma_{max}}, \quad (2.138)$$

де  $\gamma_{max}$  – максимальне значення кута між коромислом та шатуном.

В свою чергу, кут  $\gamma_{max}$  можна визначити наступним чином:

$$\gamma = 90^\circ + \Theta. \quad (2.139)$$

Запишемо вираз (2.138) з урахуванням рівнянь (2.137) та (2.139):

$$b = \frac{c_{max} \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{max})}. \quad (2.140)$$

При конструюванні даного шарнірного механізму виникає необхідність у розрахунку мінімальної  $h_{min}$  та максимальної  $h_{max}$  відстані по вертикалі між центром обертання коромисла та кінематичною парою «коромисло-шатуна», що виникатиме при крайніх положеннях повзуна, а також розрахунку горизонтальної складової амплітуди переміщення  $q$  кінематичної пари «коромисло-шатуна».

Виходячи з геометричних міркувань, отримано вирази для визначення  $h_{min}$  та  $h_{max}$ :

$$h_{min} = \sqrt{b^2 - (0,5 \cdot c_{max})^2}. \quad (2.141)$$

$$h_{max} = \sqrt{b^2 - (0,5 \cdot c_{min})^2}. \quad (2.142)$$

Запишемо вирази (2.141) та (2.142) з урахуванням (2.140):

$$h_{min} = \sqrt{\left(\frac{c_{max} \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{max})}\right)^2 - 0,25 \cdot c_{max}^2}. \quad (2.143)$$

$$h_{max} = \sqrt{\left(\frac{c_{max} \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{max})}\right)^2 - 0,25 \cdot c_{min}^2}. \quad (2.144)$$

Отримано вираз для визначення мінімальної відстані між центром обертання коромисла та кінематичною парою, в якій шатун з'єднаний з повзуном –  $c_{min}$ :

$$c_{min} = c_{max} - l_{A(0)}. \quad (2.145)$$

З урахуванням рівняння (2.118), вираз (2.144) матиме вигляд:

$$c_{min} = c_{max} - \sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.146)$$

Запишемо вираз (2.144) з урахуванням рівняння (2.146):

$$h_{max} = \sqrt{\left(\frac{c_{max} \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{max})}\right)^2 - 0,25 \cdot \left(c_{max} - \sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}\right)^2}. \quad (2.147)$$

Запишемо вираз для розрахунку горизонтальної складової амплітуди переміщення  $q$  кінематичної пари «коромисло-шатун»:

$$q = 0,5(c_{max} - c_{min}). \quad (2.148)$$

Рівняння (2.148) з урахуванням виразу (2.146) матиме вигляд:

$$q = 0,5\sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.149)$$

Після того як, з урахуванням допустимого максимального значення кута тиску  $\theta_{max}$  в обертельній кінематичній парі «коромисло-шатун», отримано вирази для розрахунку основних геометричних параметрів шарнірного коромисло-шатунного механізму необхідно записати рівняння для розрахунку та перевірки максимального значення кута тиску  $\alpha_{max}$  в обертельній кінематичній парі «шатун-повзун».  $\alpha_{max}$

виникатиме при такому положенні рухомих ланок механізму, коли повзун займатиме своє крайнє ліве положення. Запишемо вираз для визначення косинуса кута  $\alpha_{max}$ :

$$\cos \alpha_{max} = \frac{c_{min}}{2b}. \quad (2.150)$$

Далі запишемо вираз для визначення кута  $\alpha_{max}$ :

$$\alpha_{max} = \arccos\left(\frac{c_{min}}{2b}\right) \leq 40^\circ. \quad (2.151)$$

Отримано вираз (2.151) з урахуванням рівняння (2.146):

$$\alpha_{max} = \arccos\left(\frac{c_{max} - \sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2b}\right) \leq 40^\circ. \quad (2.152)$$

Якщо при перевірці за виразом (2.152) максимальне значення кута тиску  $\alpha_{max}$  в оберտальній кінематичній парі «шатун-повзун» буде перевищувати допустиме значення, необхідно збільшувати відстань  $\alpha_{max}$ , не змінюючи максимально допустимого значення кута тиску  $\theta_{max}$ .

На основі попередньо отриманих виразів можна вивести рівняння для розрахунку відстані  $c_{max}$ , що буде забезпечувати у відповідних кінематичних парах механізму максимальні значення кутів тиску  $\theta_{max}$  та  $\alpha_{max}$  в допустимих межах. Для цього виразимо з рівняння (2.150) значення  $c_{min}$ :

$$c_{min} = 2b \cdot \cos \alpha_{max}. \quad (2.153)$$

Підставимо у вираз (2.150) рівняння (2.146) та (2.140), отримаємо:

$$c_{max} - \sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} = 2 \left( \frac{c_{max} \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{max})} \right) \cdot \cos \alpha_{max}. \quad (2.154)$$

Після арифметичних перетворень та скорочень вираз (2.125) матиме вигляд:

$$c_{max} = \frac{\sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} + \sqrt{l_{PC}^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{1 - \frac{2 \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \cdot \Theta_{max})}{\sin(90^\circ + \Theta_{max})}}. \quad (2.155)$$

Приймаючи до уваги співвідношення геометричних параметрів та довжини ланок просторового механізму машини, що забезпечують відповідну амплітуду

зворотно-поступального переміщення повзуна, а також попередньо прийнявши в допустимих межах максимальні значення кутів тиску  $\theta_{max}$  та  $\alpha_{max}$  в кінематичних парах шарнірного коромисло-повзунного механізму приводу, за допомогою рівняння (2.155) можна розрахувати раціональну максимальну відстань  $c_{max}$  між центром обертання коромисла та обертальною кінематичною парою «шатун-повзун», що є одним із головних геометричних параметрів шарнірного механізму при виконанні його проектування.

### 2.7.3. Привод із використанням ланцюгової передачі та повзуна

Кінематична схема просторового механізму з технологічним приводом, що містить ланцюгову передачу, у якій повзун кінематично з'єднаний з проміжною зірочкою з можливістю поступального переміщення вздовж вертикальної напрямної [189] представлена на рис. 2.29.

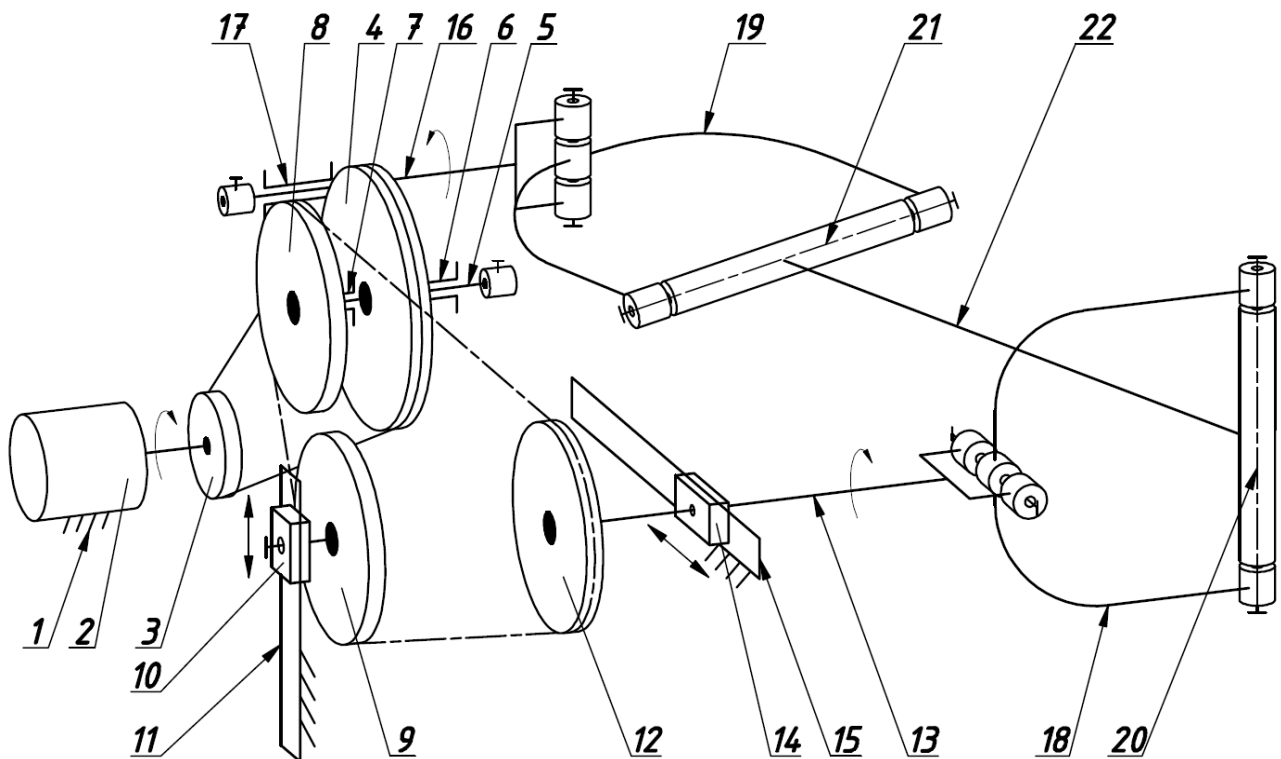


Рис. 2.29. Кінематична схема просторового механізму з технологічним приводом, що містить ланцюгову передачу, у якій повзун кінематично з'єднаний з проміжною зірочкою з можливістю поступального переміщення вздовж вертикальної напрямної

Машина для обробки деталей містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого жорстко закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 закріплений на валу привода 5, який встановлений в підшипникових опорах 6 та 7. На валу привода 5 також жорстко закріплена ведуча зірочка 8 ланцюгової передачі. Проміжна зірочка 9 ланцюгової передачі кінематично з'єднана з другим повзуном 10, що встановлений в станині з можливістю зворотно-поступального руху вздовж вертикальної напрямної 11. Ведена зірочка 12 жорстко закріплена на ведучому валу 13, що встановлений в підшипниковій опорі першого повзуна 14 з можливістю його зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 15, ведений вал 16 встановлений в підшипниковій опорі 17. Ведучий 13 та ведений 16 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 18 та веденою 19 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 20 і 21 являються вісями кріплення робочої ємності 22.

Машина для обробки деталей працює наступним чином. Після увімкнення електродвигуна 2, розташованого в станині 1, постійний обертальний рух через пасову передачу, утворену ведучим 3 та веденим 4 шківками, що призначена для зменшення частоти обертання та збільшення крутного моменту на валу привода 5, передається на ведучу зірочку 8 ланцюгової передачі. Обертальний рух ведучої зірочки 8, за допомогою ланцюгової передачі, передається на проміжну зірочку 9 та ведену зірочку 12. Обертальний рух веденої зірочки 12, що жорстко закріплена на ведучому валу 13, встановленому в підшипниковій опорі першого повзуна 14, передається до ведучої вилки 18, котра через вісь 20 обертає робочу ємність 22, надаючи їй складного просторового переміщення з обертанням навколо власної осі. Такий складний просторовий рух робочої ємності 21 передається через вісь 21 до веденої вилки 19 та перетворюється в обертальний рух веденого валу 16, який встановлений в підшипниковій опорі 17. Окрім обертального руху, ведучий вал 13, який встановлений в підшипниковій опорі першого повзуна 14, виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення відносно горизонтальної напрямної 15. Ведучий вал 13, за один свій повний оберт, виконує 4 зворотно-поступальні переміщення

вздовж горизонтальної напрямної 15, разом з ведучим валом 13, зворотно поступальне переміщення буде виконувати і ведена зірочка 12 ланцюгової передачі. Другий повзун 10, разом із проміжною зірочкою 9, з якою він кінематично з'єднаний, виконує зворотно-поступальне переміщення вздовж вертикальної напрямної 11. Другий повзун 10, за один повний оберт ведучого валу 13 виконує 4 зворотно-поступальні переміщення вздовж вертикальної напрямної 10.

Зворотно-поступальне переміщення ведучого валу машини забезпечує, зокрема, та частина приводу, яка складається з ланцюгової передачі та повзуна, який кінематично з'єднаний з проміжною зірочкою з можливістю зворотно-поступального переміщення вздовж вертикальної напрямної. Кінематична схема цієї частини приводу представлена на рис. 2.30.

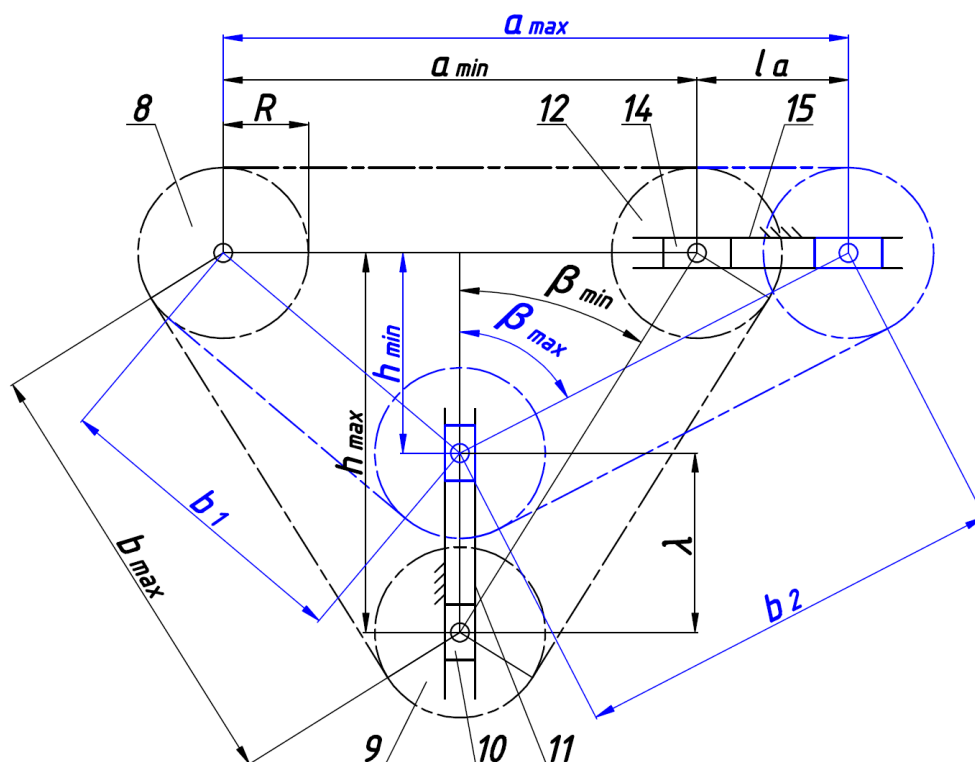


Рис. 2.30. Кінематична схема частини приводу, яка складається з ланцюгової передачі та повзуна, який кінематично з'єднаний з проміжною зірочкою з можливістю зворотно-поступального переміщення вздовж вертикальної напрямної

Далі було виконано синтез представленої на рис. 2.30 частини приводу з метою отримання виразів для розрахунку раціональних геометричних параметрів,

які будуть забезпечувати кут тиску  $\beta$  в кінематичній парі повзун-напрямна у допустимих межах.

При положенні рухомих елементів ланцюгової передачі, що відповідає утворенню максимальної відстані  $a_{max}$ , у кінематичній парі повзун-напрямна буде виникати максимальне значення кута тиску  $\beta_{max}$ . Згідно інформації, яка представлена у розділі 2.8.1, максимальне значення кута тиску не повинно перевищувати  $40^\circ$ .

Перед початком синтезу слід задаватися такими вихідними даними:  $\beta_{max}$ ;  $a_{max}$  – мінімальна відстань між ведучою та веденою зірочками;  $l_a$  – амплітуда зворотно поступального переміщення повзуна разом з веденою зірочкою.

Величину  $l_a$  розраховують за попередньо отриманими рівняннями (2.118) або (2.119), виходячи із синтезу просторового механізму машини з додатковою рухомою ланкою повзуном, що кінематично з'єднаний із ведучим валом.

Виходячи з геометричних міркувань, запишемо вираз для визначення максимального значення кута тиску  $\beta_{max}$ :

$$\beta_{max} = \arctg \frac{0,5 \cdot a_{min} + l_a}{h_{min}}, \quad (2.156)$$

де  $h_{min}$  – мінімальна відстань між центром обертання проміжної зірочки та центром горизонтальної прямої  $a_{max}$ .

Виразимо із рівняння (2.156)  $h_{min}$ :

$$h_{min} = \frac{0,5 \cdot a_{min} + l_a}{tg \beta_{max}}. \quad (2.157)$$

Запишемо вираз для визначення необхідної довжини ланцюга  $l$  ланцюгової передачі:

$$l = 2\pi R + a_{min} + l_a + b_1 + b_2, \quad (2.158)$$

де  $R$  – радіус зірочок,  $b_1$  – відстань між центрами обертання проміжної та ведучої зірочок, коли ведена зірочка займає своє крайнє праве положення,  $b_2$  – відстань між центрами обертання проміжної та веденої зірочок, коли ведена зірочка займає своє крайнє праве положення.



Виходячи з геометричної побудови рухомих елементів, що утворюється в той час, як ведена зірочка займає своє крайнє праве положення, запишемо вирази для визначення величини  $b_1$  та  $b_2$ :

$$b_1 = \sqrt{0,25a_{\min}^2 + h_{\min}^2}. \quad (2.159)$$

$$b_2 = \frac{0,5 \cdot a_{\min} + l_a}{\sin \beta_{\max}}. \quad (2.160)$$

Запишемо вираз (2.159) з урахуванням рівняння (2.157):

$$b_1 = \sqrt{0,25a_{\min}^2 + \left( \frac{0,5 \cdot a_{\min} + l_a}{\operatorname{tg} \beta_{\max}} \right)^2}. \quad (2.161)$$

Вираз (2.158) з урахуванням рівнянь (2.160) та (2.161) буде мати вигляд:

$$l = 2\pi R + a_{\min} + l_a + \sqrt{0,25a_{\min}^2 + \left( \frac{0,5 \cdot a_{\min} + l_a}{\operatorname{tg} \beta_{\max}} \right)^2} + \frac{0,5 \cdot a_{\min} + l_a}{\sin \beta_{\max}}. \quad (2.162)$$

Окрім того, довжину ланцюга  $l$  також можна визначити, виходячи з геометричної побудови рухомих елементів, що утворюється в той час, як ведена зірочка займає своє крайнє ліве положення:

$$l = 2\pi R + a_{\min} + 2b_{\max}, \quad (2.163)$$

де  $b_{\max}$  – відстань між центрами обертання проміжної та ведучої зірочок (проміжної та веденої зірочок), коли ведена зірочка займає своє крайнє ліве положення.

Із рівняння (2.163) виразимо значення  $b_{\max}$ :

$$b_{\max} = \frac{l - 2\pi R - a_{\min}}{2}. \quad (2.164)$$

Запишемо вирази для визначення мінімального значення кута тиску  $\beta_{\min}$  кінематичній парі повзун-напрямна та максимальної відстані  $h_{\max}$  між центром обертання проміжної зірочки та центром горизонтальної прямої  $a_{\max}$ :

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{0,5 \cdot a_{\min}}{b_{\max}}. \quad (2.165)$$

$$h_{\max} = b_{\max} \cos \beta_{\min}. \quad (2.166)$$

Запишемо рівняння (2.166) з урахуванням (2.164) та (2.165):

$$h_{\max} = \frac{l - 2\pi R - a_{\min}}{2} \cos\left(\arcsin \frac{0,5 \cdot a_{\min}}{b_{\max}}\right). \quad (2.167)$$

Для розрахунку  $h_{\max}$  також актуальним буде наступний вираз:

$$h_{\max} = \sqrt{0,25((l - 2\pi R - a_{\min})^2 - a_{\min}^2)}. \quad (2.168)$$

Було синтезовано варіант механічного приводу, який забезпечує передачу обертального руху на ведучий вал машини, який виконує одночасне додаткове зворотно-поступальне переміщення, проведено аналітичне дослідження його основних геометричних та конструктивних параметрів.

В цілому, розроблено три конструкції приводів, які будуть забезпечувати передачу крутного моменту на ведучий вал машини, який виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення, синтезовано шарнірні складові цих приводів, а також виконано аналітичне дослідження основних геометричних та конструктивних їх параметрів.

## **2.8. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою кривошипом**

Синтезовано семиланковий статично визначений просторовий механізм машини [190], в якому введено додаткову рухому ланку кривошип із горизонтальною віссю обертання, який кінематично з'єднаний з веденим валом та станиною за допомогою обертальних кінематичних пар. Кінематична схема синтезованого механізму представлена та модель машини представлена на рис. 2.31.

Машина для обробки деталей містить станину 0, ведучий вал 1 встановлений в підшипниковій опорі станини, а ведений вал 5 кінематично з'єднаний з кривошипом 6, що встановлений в підшипниковій опорі станини з можливістю обертального руху у вертикальній площині. Ведучий 1 та ведений 5 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 2 та веденою 4 вилками відповідно, діаметрально взаємоперпендикулярні вісі яких 7 і 8 являються вісями кріплення робочої ємності 3.

Під час експлуатації механізму машини з додатковою рухомою ланкою кривошипом 6 ведений вал 5, за один оберт ведучого валу 1, буде виконувати вісім

додаткових обертань навколо горизонтальної вісі кривошипу 6. При розробці даного механізму важливим аспектом є визначення необхідної міжосьової довжини кривошипу. Розглянемо конструкцію даної машини, як представлена на рис. 2.32 (позначення ланок на рис. 2.32 співпадають з позначеннями ланок на кінематичній схемі, що представлена на рис. 2.31), при такому положенні рухомих ланок, коли між вісями ведучого та веденого валів утворюється максимальна та мінімальна відстань.

У даній конструкції машини, аналогічно до конструкції машини дослідження якої представлені у розділі 2.7, у процесі експлуатації буде циклічно змінюватися відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів (рис. 2.32). Використовуючи отримане рівняння (2.118) можна розрахувати амплітуду  $l_{A(0)}$  переміщення веденого валу по відношенню до ведучого у проекції на вертикальну площину.

При розробці даної конструкції машини необхідно забезпечити, щоб центр обертання ведучого валу знаходився на одній горизонтальній прямій з центром обертання кривошипу, який кінематично з'єднаний з веденим валом. Відстань  $l_{0(CEP)}$  між центрами обертання ведучого валу та кривошипу можна розрахувати наступним чином:

$$l_{0(CEP)} = l_{0(MIN)} + l_K, \quad (2.169)$$

де  $l_K$  – довжина кривошипу.

Запишемо вираз (2.169) з урахуванням (2.117):

$$l_{0(CEP)} = \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2} + l_K. \quad (2.170)$$

Далі, запишемо вираз для розрахунку раціональної довжини кривошипу:

$$l_K = \frac{l_{0(MAX)} - l_{0(MIN)}}{2}. \quad (2.171)$$

Або, з урахуванням виразів (2.115) та (2.117), рівняння (2.171) буде мати вигляд:

$$l_K = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (2.172)$$

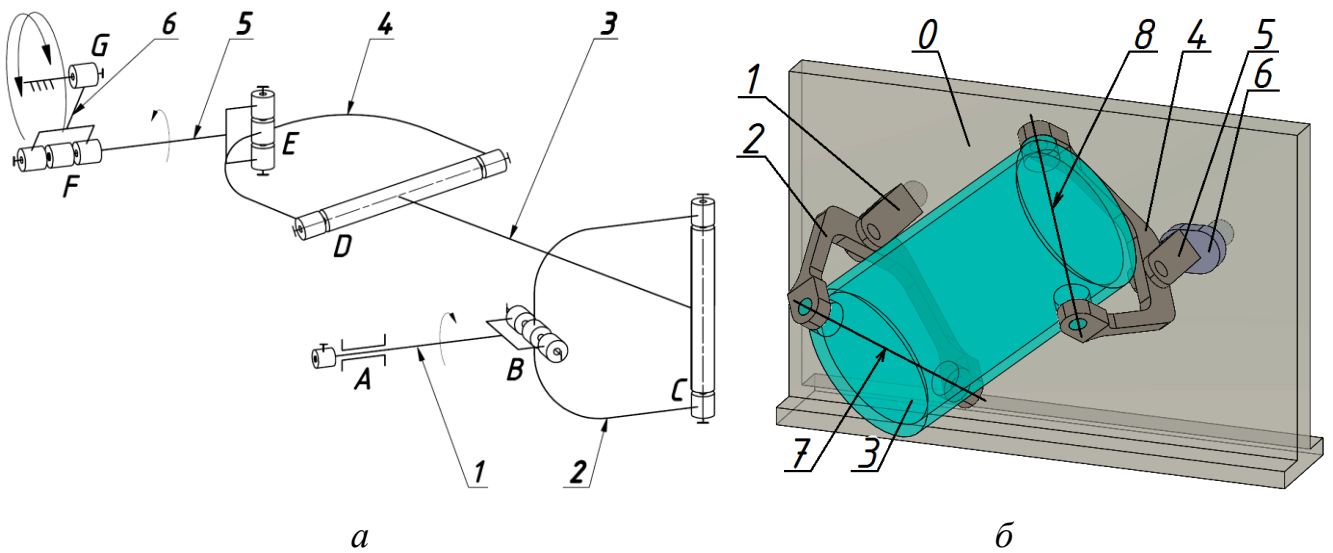


Рис. 2.31. Семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою кривошипом: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

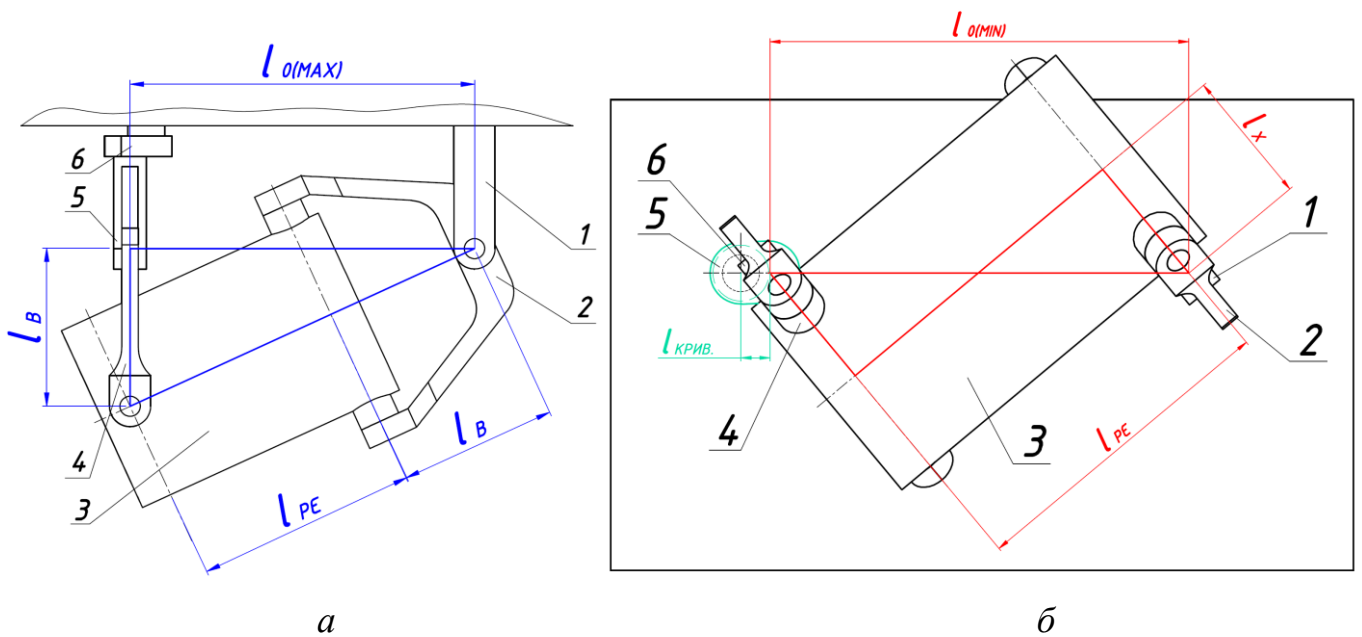


Рис. 2.32. Положення рухомих ланок машини, при яких буде утворюватися: а – максимальна відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів, б – мінімальна відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів

Підставимо рівняння (2.172) у вираз (2.170):

$$l_{0(CEP)} = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} + \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (2.173)$$

Запропоновано [191] статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою кривошипом, що за допомогою обертальних кінематичних пар з'єднаний з веденим валом та станиною, виконано аналітичне дослідження основних геометричних параметрів механізму машини.

## 2.9. Синтез та аналіз механізму машини з додатковою рухомою ланкою коромислом

Було синтезовано семиланковий статично визначений просторовий механізм машини [192, 193], де введено додаткову рухому ланку коромисло із вертикальною віссю обертання, яке кінематично з'єднане з веденим валом та станиною за допомогою обертальних кінематичних пар. Кінематична схема синтезованого механізму представлена та модель такої машини представлена на рис. 2.33.

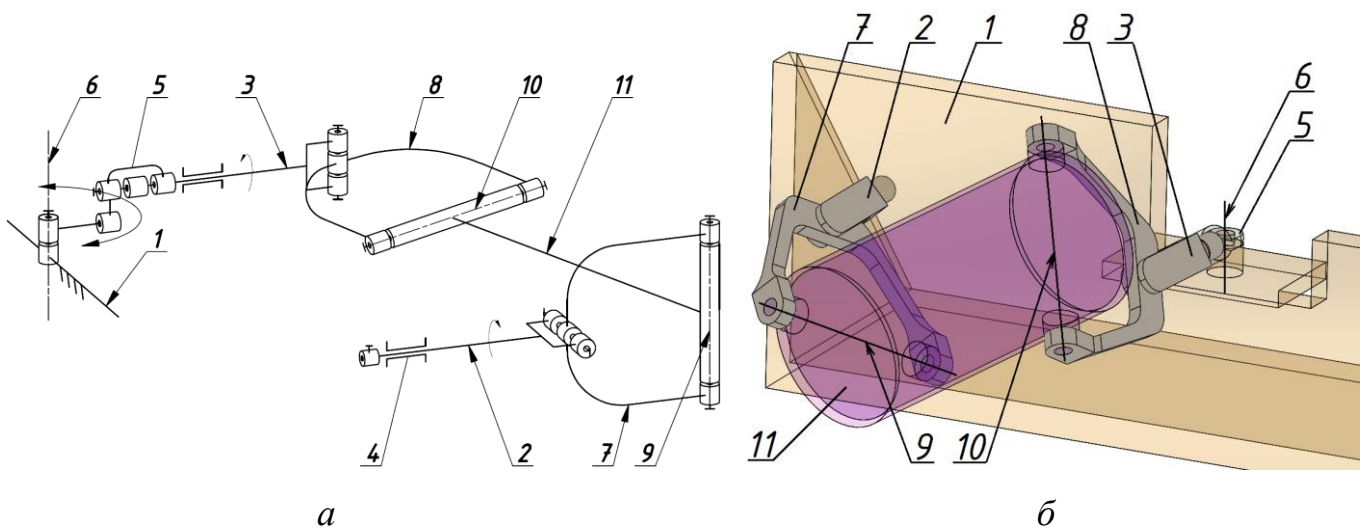


Рис. 2.33. Семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою коромислом: а – кінематична схема механізму, б – модель машини

Просторовий механізм машини містить станину 1, ведучий 2 та ведений 3 вали, при чому, ведучий вал 2 встановлений в підшипниковій опорі 4, а ведений вал 3 кінематично з'єднаний з коромислом 5, яке, з можливістю коливального руху у

горизонтальній площині відносно вертикальної вісі 6, рухомо встановлено у станині 1. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 7 та веденою 8 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 9 і 10 є вісями кріплення робочої ємності 11. Таким чином, збільшується амплітуда коливання робочої ємності, що зумовлена виникненням додаткового переміщення веденого (коливальне переміщення) валу.

При експлуатації механізму машини з додатковою рухомою ланкою коромислом 5 ведений вал 3, за один оберт ведучого валу 2, буде виконувати вісім коливань на кут  $\delta$ . Основною задачею при розробці такої конструкції машини є визначення раціональної відстані  $l_0$  між горизонтальною віссю ведучого валу 2 та вертикальною віссю обертання 6 коромисла 5, а також отримання виразу для визначення амплітуди коливання кута  $\delta$  веденого валу 3 в залежності від зміни геометричних параметрів ланок машини.

Розглянемо конструкцію даної машини, як представлена на рис. 2.34 (позначення ланок на рис. 2.34 співпадають з позначеннями ланок на кінематичній схемі, що представлена на рис. 2.33), при такому положенні рухомих ланок, коли ведений вал разом із коромислом займає своє крайнє праве положення.

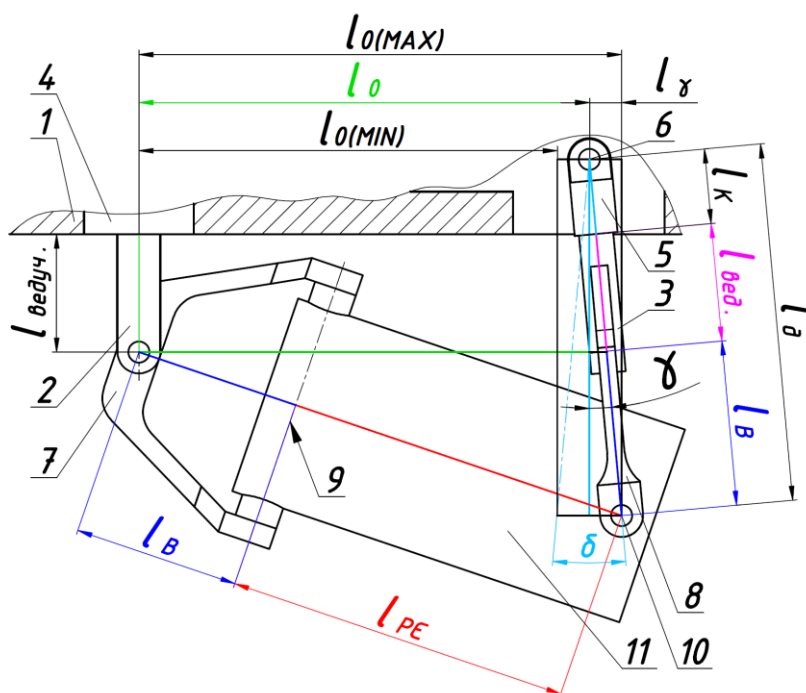


Рис. 2.34. Положення рухомих ланок машини, при якому ведений вал разом із коромислом займає своє крайнє праве положення

Визначити відстань  $l_0$  між горизонтальною віссю ведучого валу та вертикальною віссю обертання коромисла можна наступним чином:

$$l_0 = \frac{l_{0(MAX)} + l_{0(MIN)}}{2}. \quad (2.174)$$

Відстані  $l_{0(MAX)}$  та  $l_{0(MIN)}$  можна також розрахувати наступним чином:

$$l_{0(MAX)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2}. \quad (2.175)$$

$$l_{0(MIN)} = \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.176)$$

Запишемо рівняння (2.174) з рахуванням виразів (2.175) та (2.176):

$$l_0 = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} + \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (2.177)$$

За рівнянням (2.177) можна розрахувати раціональну відстань  $l_0$ , що відповідатиме середньому положенню кута коливання  $\delta$  коромисла разом з веденим валом машини. Амплітуда коливання кута  $\delta$  буде залежати від геометричних параметрів машини та визначається наступним чином:

$$\delta = 2\gamma, \quad (2.178)$$

де  $\gamma$  – кут коливання коромисла, при переміщенні з середнього положення.

Кут  $\gamma$  можна визначити наступним чином:

$$\gamma = \arcsin \frac{l_\gamma}{l_\delta}, \quad (2.179)$$

де  $l_\gamma$  – різниця між відстанню  $l_{0(MAX)}$  ( $l_{0(MIN)}$ ) та  $l_0$ ;  $l_\delta$  – довжина відстані, яка включає в себе довжину коромисла  $l_k$ , довжину веденого валу  $l_{вед.}$  та довжину вилки  $l_e$  машини.

Запишемо вираз для визначення довжини  $l_\delta$ :

$$l_\delta = l_e + l_{вед.} + l_k. \quad (2.180)$$

Коромисло довжиною  $l_k$ , в положенні, коли вісь веденого валу буде паралельною до вісі ведучого валу, не повинно виступало за межі станини машини.

В свою чергу,  $l_\gamma$  визначається наступним чином:

$$l_\gamma = \frac{l_{0(MAX)} - l_{0(MIN)}}{2}. \quad (2.181)$$

Запишемо вираз (2.181) з урахуванням рівнянь (2.175) та (2.176):

$$l_{\gamma} = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (2.182)$$

Вираз (2.178), з урахуванням (2.179), при підстановці у нього (2.180) та (2.182) матиме вигляд:

$$\delta = 2 \arcsin \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2 \cdot (l_{\sigma} + l_{\text{вед.}} + l_{\kappa})}. \quad (2.183)$$

На основі рівняння (2.183) можна розрахувати амплітуду коливання кута  $\delta$  веденого валу в залежності від зміни геометричних параметрів ланок машини.

Запропоновано [194] статично визначений семиланковий просторовий механізм машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що за допомогою обертальних кінематичних пар з'єднане з веденим валом та станиною, виконано аналітичне дослідження основних геометричних параметрів механізму машини.

## **2.10. Систематизація та узагальнення результатів аналітичних досліджень статично визначених просторових механізмів галтувальних машин**

Починаючи з 2014 року авторами було синтезовано 12 статично визначених просторових механізмів галтувальних машин, у яких робочі ємності виконують складний просторовий рух. Кожна розроблена конструкція галтувальної машини має свої конструктивні особливості, раціональну сферу використання тощо. Однак, в той само час, усі розроблені конструкції машин підлягають систематизації та узагальненню за геометричними і конструктивними параметрами.

Відомо [10, 50, 153, 165], що просторовий механізм «базової» конструкції машини з надлишковим зв'язком може функціонувати при наступних умовах:

$$l_{PC} = l_B, \quad (2.184)$$

де  $l_B$  – міжосьова відстань ведучої (веденої) вилок,  $l_{PC}$  – міжосьова відстань робочої ємності.

$$l_0 = l_{PC} \sqrt{3}, \quad (2.185)$$

де  $l_0$  – відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів.



У результаті звільнення від надлишкового (пасивного) зв'язку, будь-яким із представлених вище способів, ступінь рухомості просторового механізму «базової» конструкції машини збільшується на одиницю. Таке збільшення ступеня рухомості призводить до виникнення додаткової складової переміщення рухомих ланок механізму між собою з відповідною амплітудою  $l_A$ , що буде реалізуватися у їх відносному поступальному чи кутовому переміщенні одна відносно іншої з утворенням нової кінематичної пари.

Таким чином, за утворенням нової складової переміщення, усі синтезовані статично визначені просторові механізми галтувальних машин можна розділити на дві групи:

1. Механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між паралельними осями ведучого та веденого валів  $l_0$  від мінімального  $l_{0(MIN)}$  до максимального  $l_{0(MAX)}$  значення.

2. Механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між взаємно перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок  $l_{BB}$  від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення.

Для забезпечення функціонування просторових механізмів, які відносяться до першої групи необхідно забезпечити виконання нерівності:

$$l_{PC} \succ l_B. \quad (2.186)$$

Для забезпечення функціонування просторових механізмів, що відносяться до другої групи необхідно забезпечити виконання нерівності:

$$l_{BB(MIN)} \succ l_B. \quad (2.187)$$

За конструктивними ознаками механізми першої групи можна розділи на дві підгрупи:

1.1. Механізми, у яких один із валів виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення:

1.1.1. Механізм, у якого ведений вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення;

1.1.2. Механізми, у яких ведучий вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення (рис. 2.24);

1.2. Механізми, у яких ведений вал виконує додаткове оберতальне переміщення:

1.2.1. Механізм [149], у якого ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у вертикальній площині (рис. 2.35);

1.2.2. Механізм, у якого ведений вал виконує додаткове оберতальне переміщення у вертикальній площині (рис. 2.32);

1.2.3. Механізм, у якого ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у горизонтальній площині (рис. 2.34).

Для розрахунку амплітуди зміни відстані між паралельними вісями ведучого та веденого валів у проекції на горизонтальну площину першої групи механізмів справедливим буде одне рівняння (2.118):

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}.$$

Для механізмів групи 1.2 необхідним є визначення точного місця розташування вісі обертання додаткової рухомої ланки (коромисла чи кривошипу) по відношенню до вісі обертання ведучого валу, що буде складатися із горизонтальної  $l_{гор.}$  та вертикальної  $l_{верт.}$  складових.

Для усіх механізмів групи 1.2 визначити горизонтальну складову  $l_{гор.}$  відстані між віссю обертання ведучого валу та віссю обертання додаткової рухомої ланки можна наступним чином:

$$l_{гор.} = \frac{l_{0(MAX)} + l_{0(MIN)}}{2}. \quad (2.188)$$

З урахуванням виразів (2.47) та (2.53) рівняння (2.188) буде мати вигляд:

$$l_{гор.} = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (2.189)$$

Вираз (2.189) також актуальний і для конструкцій механізмів групи 1.1, у яких за даним виразом можна розрахувати середнє положення повзуна при виконанні зворотно-поступального переміщення.

Вертикальна складова  $l_{\text{верт.}}$  відстані між віссю обертання ведучого валу та віссю обертання додаткової рухомої ланки можна розрахувати наступним чином:

Для механізмів групи 1.1.1, 1.1.2, 1.2.2 та 1.2.3  $l_{\text{верт.}}=0$ , оскільки вісь обертання веденого та ведучого валів (механізми 1.1.1 та 1.1.2) та вісь ведучого валу та вісь додаткової рухомої ланки (механізми 1.2.2 та 1.2.3) паралельні та знаходяться в одній горизонтальній площині.

Розглянувши проекцію механізму машини 1.2.1 (попередній синтез якого та дослідження основних геометричних параметрів представлено у роботі [149]) у вертикальній площині (рис. 2.35), запишемо вираз для розрахунку  $l_{\text{верт.}}$ :

$$l_{\text{верт.}} = \frac{0,5l_{\text{гор.}} \sin(90 - \Theta)}{\sin \Theta}, \quad (2.190)$$

де  $\Theta$  – максимальне значення кута тиску в обертальній кінематичній парі коромисла та веденого валу, яке виникає в положенні рухомих ланок, яке представлено на рис. 2.35.

Для забезпечення функціонування просторового механізму машини, кут тиску  $\Theta$  не повинен перевищувати  $60^\circ$ . Відомо [155, 195, 196], що для довговічної роботи шарнірних механізмів кут тиску у його кінематичних парах не повинен перевищувати  $40^\circ$ .

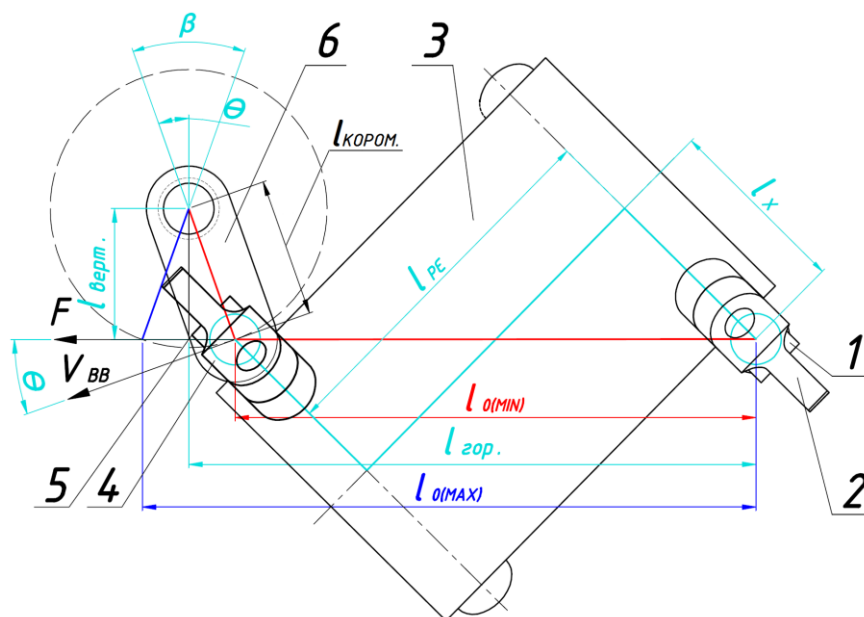


Рис. 2.35. Синтезований механізм [152] машини, у якої ведений вал виконує коливальне переміщення у вертикальній площині

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – коромисло.

Раціональну довжину коромисла  $l_{КОРОМ.}$  можна розрахувати наступним чином:

$$l_{КОРОМ.} = \sqrt{l_{верт.}^2 + 0,25l_{A(0)}^2}. \quad (2.191)$$

З урахуванням (2.118) вираз (2.191) буде мати вигляд:

$$l_{КОРОМ.} = \sqrt{l_{верт.}^2 + 0,25 \left( \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2} \right)^2}. \quad (2.192)$$

Кут коливання коромисла можна розрахувати згідно рівняння:

$$\beta = 2 \arcsin \frac{l_{A(0)}}{2l_{КОРОМ.}}. \quad (2.193)$$

З урахуванням (2.191) вираз (2.193) буде мати вигляд:

$$\beta = 2 \arcsin \frac{l_{A(0)}}{2\sqrt{l_{верт.}^2 + 0,25l_{A(0)}^2}}. \quad (2.194)$$

За конструктивними ознаками механізми другої групи також можна розділи на дві підгрупи:

2.1. Механізми, у яких додаткова рухома ланка з'єднана з робочою ємністю поступальною кінематичною парою

2.1.1. Механізм машини з двома робочими ємностями, що рухомо з'єднані за допомогою поступальної кінематичної пари (рис. 2.7 – рис. 2.8);

2.1.2. Механізм машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з робочою ємністю з'єднаний поступальною кінематичною парою (рис. 2.18 – рис. 2.19);

2.1.3. Механізм машини, у якої ведена вилка з робочою ємністю з'єднані за допомогою кінематичної пари 4-го класу (рис. 2.21 – рис. 2.22).

2.2. Механізми, у яких додаткова рухома ланка з'єднана з робочою ємністю обертальною кінематичною парою:

2.2.1. Механізм з двома рухомими робочими ємностями, що рухомо з'єднані між собою обертальною кінематичною парою (рис. 2.14 – рис. 2.15);

2.2.2. Механізм машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з робочою ємністю з'єднаний обертальною кінематичною парою (рис. 2.2 – рис. 2.3);

Для розрахунку амплітуди  $l_{A(BB)}$  зміни відстані між вісями кріплення вилок з робочою ємністю (ємностями) механізмів машин 2.1.1 – 2.1.3 можна застосовувати [197] одне загальне рівняння (2.56):

$$l_{A(BB)} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{l_0^2 + l_B^2} + l_B.$$

Рівняння (2.56) з урахуванням виразу (2.51) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2} + l_B. \quad (2.195)$$

У свою чергу, з урахуванням індивідуальних конструктивних параметрів,  $l_{BB(MIN)}$  для механізмів машин 2.1.1 – 2.1.3 буде визначається наступним чином:

Для механізму машини 2.1.1:

$$l_{BB(MIN)} = 2l_{PC} + l_T = A. \quad (2.196)$$

Вираз (2.195) з урахуванням (2.196) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(2l_{PC} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(2l_{PC} + l_T + l_B)^2} + l_B. \quad (2.197)$$

Для механізму машини 2.1.2:

$$l_{BB(MIN)} = l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R = B. \quad (2.198)$$

Вираз (2.195) з урахуванням (2.198) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(l_{ДЛ} + l_{PC(MIN)} - l_R + l_B)^2} + l_B. \quad (2.199)$$

Для механізму машини 2.1.3:

$$l_{BB(MIN)} = l_{PC(MAX)} - l_R + l_T = C. \quad (2.200)$$

Вираз (2.195) з урахуванням (2.200) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{PC(MAX)} - l_R + l_1 + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(l_{PC(MAX)} - l_R + l_1 + l_B)^2} + l_B. \quad (2.201)$$

Для синтезованих просторових механізмів групи 2.2.1 – 2.2.2 при визначенні довжини  $l_{BB(MAX)}$  можна застосовувати одне спільне рівняння:

$$l_{BB(MAX)} = l_{PC} + l_{ДЛ}, \quad (2.202)$$

де  $l_{ДЛ}$  – довжина додаткової ланки, яка додана в просторовий кінематичний ланцюг механізму: для конструкції 2.2.1 – це друга робоча ємність, для конструкції 2.2.2 – це шатун.

Для розрахунку  $l_{BB(MIN)}$  також можна записати одне спільне рівняння:

$$l_{BB(MIN)} = \sqrt{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - 2l_{PC}l_{ДЛ} \cos \alpha_{MIN}}. \quad (2.203)$$

Вираз (2.35) з урахуванням (2.202) та (2.203) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = l_{PC} + l_{ДЛ} - \sqrt{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - 2l_{PC}l_{ДЛ} \cos \alpha_{MIN}}, \quad (2.204)$$

У синтезованих механізмах групи 2.2.1 – 2.2.2, у процесі експлуатації, також буде змінюватися кут  $\alpha$  між робочою ємністю та додатковою рухомою ланкою. У випадках, коли розмір рухомих ланок співпадає з прийнятим (дійсним) розміром ланок, максимальне значення кута  $\alpha$  буде становити  $180^\circ$ . Для усіх інших випадків [198, 199] справедливими будуть наступні вирази:

$$\alpha_{MAX} = \arccos\left(\frac{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC} \cdot l_{ДЛ}}\right). \quad (2.205)$$

$$\alpha_{MIN} = \arccos\left(\frac{l_{ДЛ}^2 + (l_{PC} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ}(l_{PC} + l_B)}\right). \quad (2.206)$$

За рівнянням (2.205) можна розрахувати максимальне значення кута між робочою ємністю та додатковою рухомою ланкою, а за виразом (2.206) – мінімальне значення кута між робочою ємністю та додатковою рухомою ланкою.

Запишемо вираз (2.34) з урахуванням (2.205) та (2.206):

$$\alpha_A = \arccos\left(\frac{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC} \cdot l_{ДЛ}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{ДЛ}^2 + (l_{PC} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ}(l_{PC} + l_B)}\right). \quad (2.207)$$

На основі рівняння (2.207) можна розрахувати амплітуду зміни кута між віссю робочої ємності та додаткової рухомої ланки (для конструкції машини 2.2.1) [200] або амплітуду зміни кута [201] між осями першої та другої робочих ємностей (конструкція машини 2.2.2).

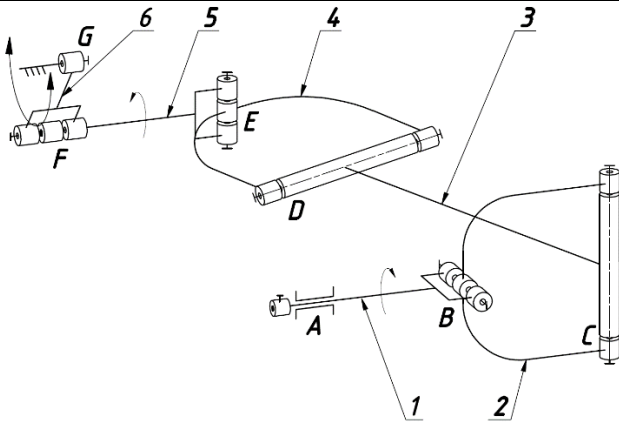
Було розроблено класифікацію синтезованих просторових механізмів галтувальної машини з відмінними конструктивними особливостями, які можуть бути розраховані за допомогою відповідних математичних залежностей. Дана класифікація представлена у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

|   |   |
|---|---|
| <b>Синтезовані статично визначені просторові механізми галтувальної машини</b>  |   |
| <b>1. Механізми, у яких циклічно змінюється відстань між паралельними осями валів</b>   |   |
| <b>1.1. Механізми, у яких один із валів виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення</b>  |   |
| 1.1.1. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення   |   |
|   | <b>Патент №89571</b>  |
|   | Додаткова рухома ланка – повзун 6.  |
|   | Умова функціонування – $l_{PC} > l_B$ .   |
|   | <b>Актуальне рівняння:</b><br>$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.118)$  |
| 1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – повзун, 7 – напрямна. А, В, С, D, Е, F – обертальні кінематичні пари, G – поступальна кінематична пара. |   |
| 1.1.2. Механізм, у якому ведучий вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення   |   |
|   | <b>Патенти №140397, №140398, №140463</b>  |
|   | Додаткова рухома ланка – повзун 2   |
|   | Умова функціонування – $l_{PC} > l_B$ ; використання спеціальних конструкцій приводу, які забезпечують передавання крутного моменту на ведучий вал машини, що одночасно виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення. |
|   | <b>Актуальне рівняння:</b><br>$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.118)$  |
| 1 – ведучий вал, 2 – повзун, 3 – напрямна, 4 – ведуча вилка, 5 – робоча ємність, 6 – ведена вилка, 7 – ведений вал. А – поступальна кінематична пара. В, С, D, Е, F, G – обертальні кінематичні пари. |   |

## 1.2. Механізми, у яких ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення

1.2.1. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у вертикальній площині



**Патент №108488**

Додаткова рухома ланка – коромисло 6.

Умова функціонування –  $l_{PC} > l_B$ ;

$$l_{КОРОМ.} = 0,5l_{A(0)}.$$

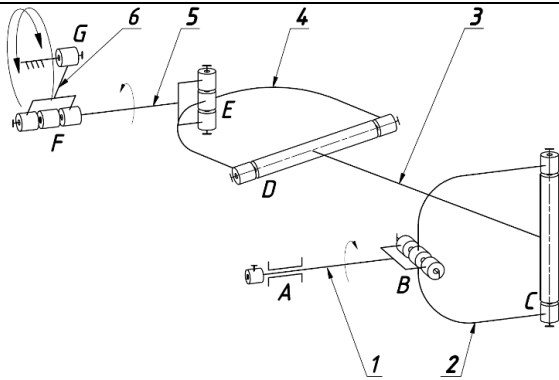
Актуальні рівняння:

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.118)$$

$$\beta = 2 \arcsin \frac{l_{A(0)}}{2 \cdot \sqrt{l_{верт.}^2 + 0,25l_{A(0)}^2}}. \quad (2.194)$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – коромисло. А, В, С, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.

1.2.2. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове обертальне переміщення у вертикальній площині



**Патент №135185**

Додаткова рухома ланка – кривошип 6.

Умова функціонування –  $l_{PC} > l_B$ ;

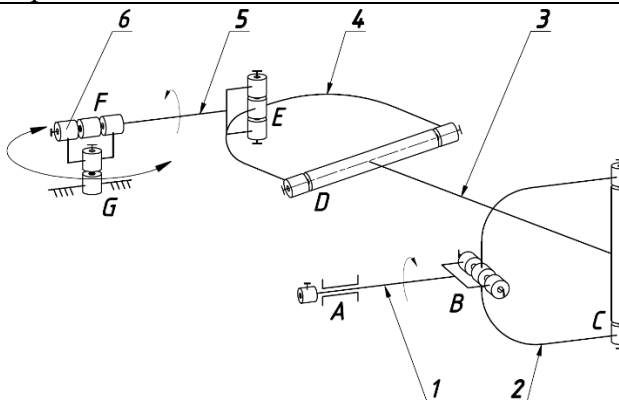
$$l_{КРИВОШ.} > 0,5l_{A(0)}.$$

Актуальне рівняння:

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.118)$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – кривошип. А, В, С, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.

1.2.3. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у горизонтальній площині



**Заявка на патент №u202000655**

Додаткова рухома ланка – коромисло 6.

Умова функціонування –  $l_{PC} > l_B$ .

Актуальні рівняння:

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.118)$$

$$\delta = 2 \arcsin \frac{l_{A(0)}}{2 \cdot (l_{г} + l_{вед.} + l_{к})}. \quad (2.183)$$

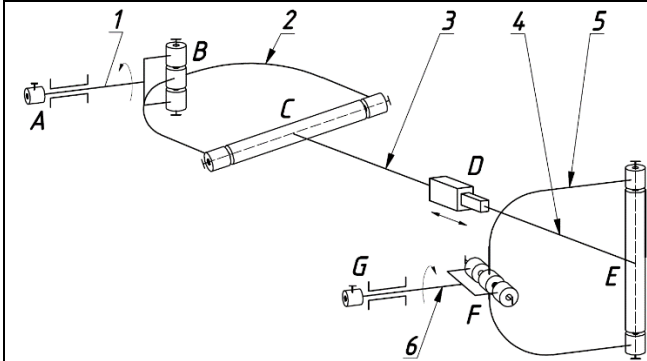
1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – коромисло. А, В, С, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.



## 2. Механізми, у яких циклічно змінюється відстань між геометричними осями вилок

### 2.1. Механізми, у яких додаткова рухома ланка з'єднана з робочою ємністю поступальною кінематичною парою

#### 2.1.1. Механізм з двома робочими ємностями, що рухомо з'єднані між собою поступальною кінематичною парою



Патент №126647

Додаткова рухома ланка – друга робоча ємність 4.

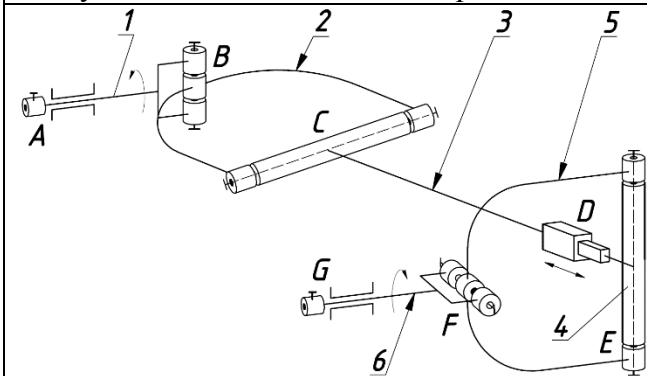
Умова функціонування –  $l_{BB(MIN)} > l_B$ .

Актуальне рівняння:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(A+l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(A+l_B)^2 + l_B^2} \quad (2.197)$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – перша робоча ємність, 4 – друга робоча ємність, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. А, В, С, Е, F, G – обертальні кінематичні пари. D – поступальна кінематична пара.

#### 2.1.2. Механізм з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з'єднана з робочою ємністю поступальною кінематичною парою



Патент №133925

Додаткова рухома ланка – шатун 4.

Умова функціонування –  $l_{BB(MIN)} > l_B$ .

Актуальне рівняння:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(B+l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(B+l_B)^2 + l_B^2} \quad (2.199)$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – перша робоча ємність, 4 – поршень, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. А, В, С, Е, F, G – обертальні кінематичні пари. D – поступальна кінематична пара.



2.2.2. Механізм з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з'єднана з робочою ємністю обертальною кінематичною парою

|  |   |
|--|---|
|  | <b>Патент №132178</b>   |
|  | <b>Додаткова рухома ланка – шатун 4.</b>  |
|  | <b>Умова функціонування – <math>l_{BB(MIN)} &gt; l_B</math>.</b>  |
|  | <b>Актуальні рівняння:</b><br>$l_{A(BB)} = l_{PC} + l_{ДП} - \sqrt{l_{PC}^2 + l_{ДП}^2 - 2l_{PC}l_{ДП} \cos \alpha_{MIN}} \quad (2.204)$ $\alpha_A = \arccos\left(\frac{l_{PC}^2 + l_{ДП}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC} \cdot l_{ДП}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{ДП}^2 + (l_{PC} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДП}(l_{PC} + l_B)}\right) \quad (2.207)$ |
| 1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – додаткова рухома ланка, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. А, В, С, D, Е, F, G – обертальні кінематичні пари. |   |

### Висновки до 2-го розділу

1. Розроблено уніфіковані вимоги та підходи щодо синтезу статично визначених просторових механізмів без пасивного зв'язку галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності.

2. Виконано синтез раціональних статично визначених просторових механізмів машин для обробки деталей з різними конструктивними особливостями.

3. Синтезовано статично визначені просторові механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між паралельними осями ведучого та веденого валів.

4. Синтезовано статично визначені просторові механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між взаємно перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок.

5. Виконано кінематичне дослідження конструкції машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою. Встановлено, що обидві ємності виконують просторове переміщення з відмінними кінематичними параметрами, що створює умови для переміщення робочого масиву у кожній ємності з різною інтенсивністю.

6. Здійснено аналітичне дослідження геометричних та конструктивних параметрів усіх синтезованих статично визначених просторових механізмів. Отримані математичні залежності для можливості раціонального розрахунку геометричних та конструктивних параметрів просторових механізмів.

7. Розроблено конструкції приводів, які забезпечують передачу обертового руху на ведучий вал машини, який одночасно виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення, синтезовано шарнірні складові цих приводів.

8. Здійснено аналітичне дослідження геометричних та конструктивних параметрів розроблених конструкцій приводів, отримані відповідні математичні залежності для можливості раціонального розрахунку геометричних та конструктивних параметрів.

9. Розроблено загальні підходи комплексного аналітичного дослідження синтезованих статично визначених просторових механізмів з точки зору розрахунку їх геометричних та конструктивних параметрів.

10. Розроблено класифікацію просторових статично визначених шарнірних механізмів галтувальної машини.

## РОЗДІЛ 3

### СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МАШИН ЗІ СКЛАДНИМ ПРОСТОРОВИМ РУХОМ РОБОЧИХ ЄМНОСТЕЙ

#### 3.1. Вихідні положення та умови силового дослідження

У 2-му розділі представлено цілу низку розроблених конструкцій галтувальних машин для обробки деталей зі складним просторовим рухом робочих ємностей, зокрема, конструкції, в яких вдалося звільнитися від пасивного зв'язку. На відміну від «базової» конструкції машини, прототипом якої є промисловий змішувач «Turbula T10B», у розроблених машинах без пасивного зв'язку з'являється можливість варіювати міжосьовими відстанями деяких рухомих ланок. В першу чергу, стає можливо змінювати міжосьову відстань робочої ємності, цим самим впливати на зміну об'єму робочого масиву, що завантажується до ємності та подальший характер його руху. Однак, зі збільшенням міжосьової відстані робочої ємності виникає збільшення амплітуди переміщення інших рухомих ланок машини, що, у свою чергу, неминуче впливає, як на приріст інерційних навантажень, так і на збільшення величини кутів тиску в кінематичних парах просторового механізму. Таким чином, значне збільшення міжосьової довжини однієї з рухомих ланок машини може призвести до критичного зросту величини реакцій в кінематичних парах просторових механізмів машини. Значення реакцій у кінематичних парах просторового механізму може стати настільки значним, що призведе до суттєвого скорочення терміну експлуатації машини в цілому, зменшення надійності рухомих вузлів та, як наслідок, повної недоцільності щодо серійного виготовлення такого обладнання.

На початку, для можливості порівняння та співставлення результатів силового дослідження, можливості чіткого уявлення, у якій з розроблених галтувальних конструкцій машин реакції у кінематичних парах мають значний приріст, проводили силове дослідження «базової» конструкції машини, що є прототипом промислового змішувача «Turbula T10B», який, на сьогоднішній день, випускається у серійному виробництві швейцарської компанії «Willy A. Bachofen Group».

Після визначення максимальних значень реакцій у кінематичних парах розроблених конструкцій галтувальних машин порівнювали їх з максимальними значеннями реакцій у відповідних кінематичних парах «базової» конструкції машини. При цьому, для кожної розробленої конструкції галтувальної машини встановлювали діапазон зміни міжосьової відстані робочої ємності, при якому раціонально експлуатувати такі конструкції машин без значного посилення міцності та надійності рухомих вузлів (кінематичних пар).

Було прийнято твердження, що кожен розроблену конструкцію галтувальної машини раціонально використовувати у тому випадку, якщо:

1. Середнє арифметичне максимальних значень реакцій (осьових та радіальних) в шести обертальних кінематичних парах розробленої конструкції машини не перевищувало більш ніж на 10% середнє арифметичне максимальних значень реакцій в усіх відповідних обертальних кінематичних парах «базової» конструкції машини:

$$1,1 \sum_{i=1}^6 R_{x(\text{об.КП})i}^{БКМ} \geq \sum_{i=1}^6 R_{x(\text{об.КП})i}^{ПКМ} \quad (3.1)$$

де  $R_{x(\text{об.КП})i}^{БКМ}$  – максимальне значення реакції у відповідній обертальній кінематичній парі «базової» конструкції машини,  $R_{x(\text{об.КП})i}^{ПКМ}$  – максимальне значення реакції у відповідній обертальній кінематичній парі розробленої конструкції галтувальної машини.

2. Окремо взяте, максимальне значення реакції у будь-якій обертальній кінематичній парі розробленої конструкції галтувальної машини не перевищувало більш ніж на 50% відповідне максимальне значення реакції у тій само кінематичній парі «базової» конструкції машини:

$$1,5 R_{x(\text{об.КП})i}^{БКМ} \geq R_{x(\text{об.КП})i}^{ПКМ} \quad (3.2)$$

3. Окремо взяте, максимальне значення реакції в новоутвореній кінематичній парі (обертальній чи поступальній) розробленої конструкції галтувальної машини не перевищувало більш ніж на 50% відповідне максимальне значення реакції у тій само

кінематичні пари розробленої конструкції машини з мінімально збільшеною міжосьовою відстанню робочої ємності.

Дане силове дослідження виконували на основі моделювання «базової» та розроблених конструкцій машин з подальшим визначенням реакцій в кінематичних парах їх просторових механізмів із використанням САПР SolidWorks. Для можливості раціонального співставлення отриманих результатів дослідження, для усіх деталей кожної конструкції машини було обрано однаковий матеріал (звичайна вуглецева сталь).

Таким чином, дослідження, які виконані у цьому розділі дають змогу встановити, як зміна конструкції галтувальної машини та її міжосьової відстані робочої ємності може вплинути на збільшення величини реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини, встановити граничні значення міжосьової відстані робочої ємності, перевищення яких призведе до критичного збільшення величини реакцій в кінематичних парах відповідного просторового механізму машини та подальшої недоцільності його використання.

### **3.2. Силове дослідження «базової» конструкції машини**

Щоб мати чітке уявлення про те, яке сема значення реакцій у кінематичних парах розроблених конструкцій галтувальних машин може призвести до погіршення їх експлуатаційних властивостей, спочатку проводили силове дослідження «базової» конструкції машини [202, 203], що є прототипом промислового змішувача «Turbula T10B», який, на сьогоднішній день, є в серійному виробництві швейцарської компанії «Willy A. Bachofen Group», для можливості подальшого співставлення результатів силового дослідження розроблених конструкцій галтувальних машин.

Геометричні та конструктивні параметри даної моделі машини, а також усі інші, необхідні для проведення подальших досліджень, дані представлені у таблиці 3.1 та фактично співпадають з геометричними та конструктивними параметрами промислового змішувача «Turbula T10B». Модель «базової» конструкції машини, виконана у САПР SolidWorks представлена на рис. 3.1.

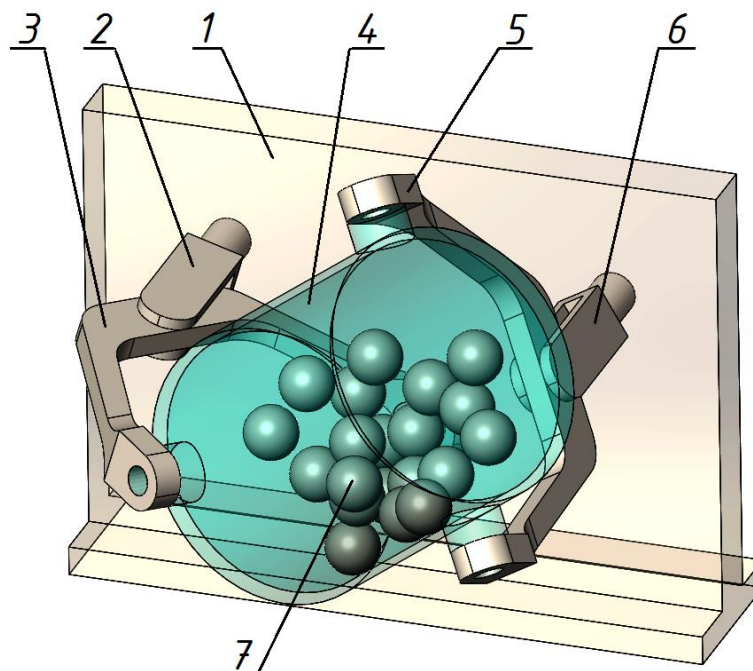


Рис. 3.1. Модель «базової» конструкції машини

Позначення на рис. 3.1: 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – робоча ємність, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал, 7 – робочий масив.

Силове дослідження «базової» конструкції машини в САПР SolidWorks виконувалося на холостому [204] (без завантаженого робочого масиву) та робочому [205] (із завантаженим робочим масивом) ході.

Для моделювання руху робочого масиву, ємність, згідно результатів попередніх досліджень [12, 100, 153, 165, 206], заповнювали приблизно на 40% від її загального об'єму. У якості робочого масиву використовувалися 20 куль діаметром 0,065 м (65 мм). При виконанні галтувальних технологічних операцій найчастіше застосовують металеві та полімерні деталі. З урахуванням цього, для куль, які завантажувалися до ємності було прийнято такі матеріали: звичайна вуглецева сталь – маса однієї кулі 0,7 кг та поліефірна смола – маса однієї кулі 0,2 кг. Ведучому валу машини, з урахуванням її типорозміру, надавалася максимальна кутова швидкість [95, 207], яка відповідає найбільш інтенсивному руху робочого масиву в середині ємності при реалізації водоспадного режиму руху. Саме при водоспадному режимі руху робочого масиву виникає найбільше інерційне навантаження на стінки робочої



ємності, що, в свою чергу, буде впливати на збільшення значень реакцій в усіх кінематичних парах просторового механізму.

Також, слід зазначити, що силові дослідження інших розроблених галтувальних конструкцій машин виконувалися із дотриманням тої само кутової швидкості обертання ведучого валу машини та при аналогічних геометричних параметрах рухомих ланок (змінювалася міжосьова відстань робочої ємності).

Таблиця 3.1.

| Технічна характеристика моделі «базової» конструкції машини                   |   |
|---|---|
| Діаметр робочої ємності $d_{PC}$  | 0,318 м (318 мм)  |
| Довжина робочої ємності $l_{Ц}$   | 0,342 м (342 мм)  |
| Міжосьова відстань робочої ємності та міжосьові відстані вилок $l_{PC} = l_B$ | 0,272 м (272 мм)  |
| Об'єм робочої ємності $V_{PC}$  | 0,0024 м <sup>3</sup> (24 л)  |
| Коефіцієнт $\lambda$ , що характеризує співвідношення $l_{PC} / l_B$          | 1   |
| Масштабний коефіцієнт $n$   | 2,5   |
| Маса завантаженого робочого масиву $m$  | 16 кг   |
| Маса усіх рухомих деталей машини $m_D$  | 42 кг   |
| Характеристика тіл робочого масиву  | 20 куль діаметром 0,065 м (65 мм) та масою по <b>0,7 кг</b> (звичайна вуглецева сталь); |
|   | 20 куль діаметром 0,065 м (65 мм) та масою по <b>0,2 кг</b> (поліефірна смола).         |
| Рівень заповнення ємності робочим масивом                                     | 40%   |
| Кутова швидкість ведучого валу машини $\omega_{ведч.}$                        | 3,3 с <sup>-1</sup> (32 об/хв)  |
| Режим руху робочого масиву  | Водоспадний   |

Далі, за допомогою САПР SolidWorks (додаток Motion) визначали зміну реакції в кожній оберտальній кінематичній парі просторового механізму «базової» конструкції машини за один повний оберт її ведучого валу, при цьому, кожену реакцію розподіляли на радіальну та осьову складові. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини представлено на рис. 3.2.

Було визначено реакції  $R$  в 6 оберտальних кінематичних парах машини:  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$  та  $F$ . Реакція  $R$  в кожній кінематичній парі була розподілена на дві складові – радіальну та осьову:  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина –

ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «робоча ємність – ведена вилка»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «робоча ємність – ведена вилка»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина».

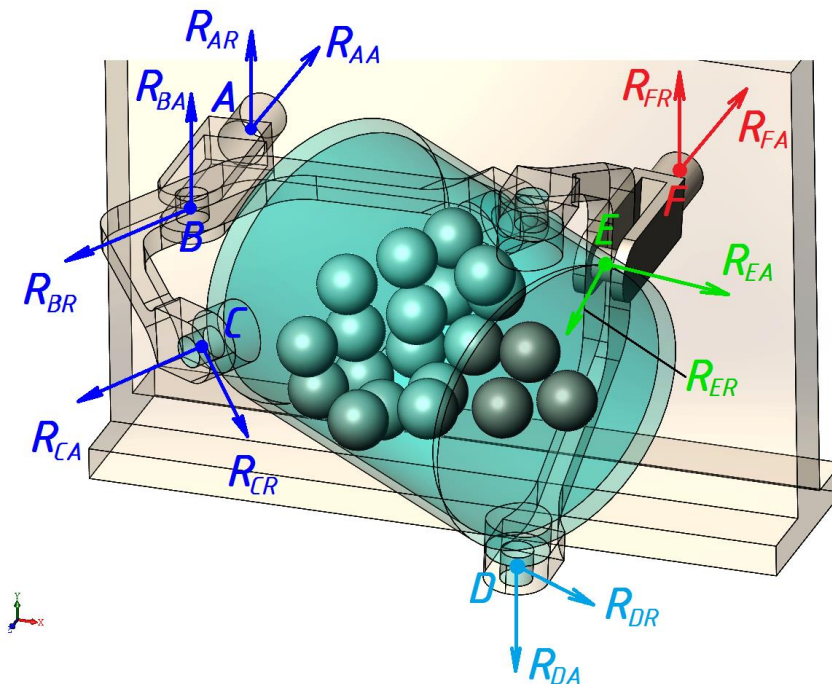


Рис. 3.2. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини

На рис. 3.3 – рис. 3.8 у вигляді графіків представлено залежності реакцій у кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини, при роботі машини на холостому ході.

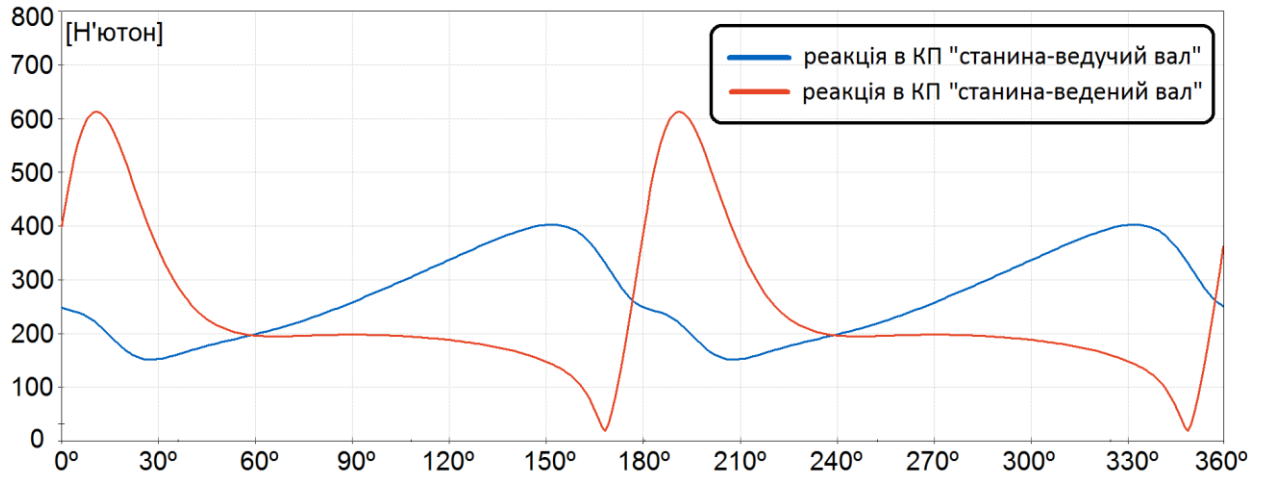


Рис. 3.3. Залежності величини радіальних реакцій  $R_{AR}$  та  $R_{FR}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини без завантаженого масиву



Рис. 3.4. Залежності величини осьових реакцій  $R_{AA}$  та  $R_{FA}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини без завантаженого масиву

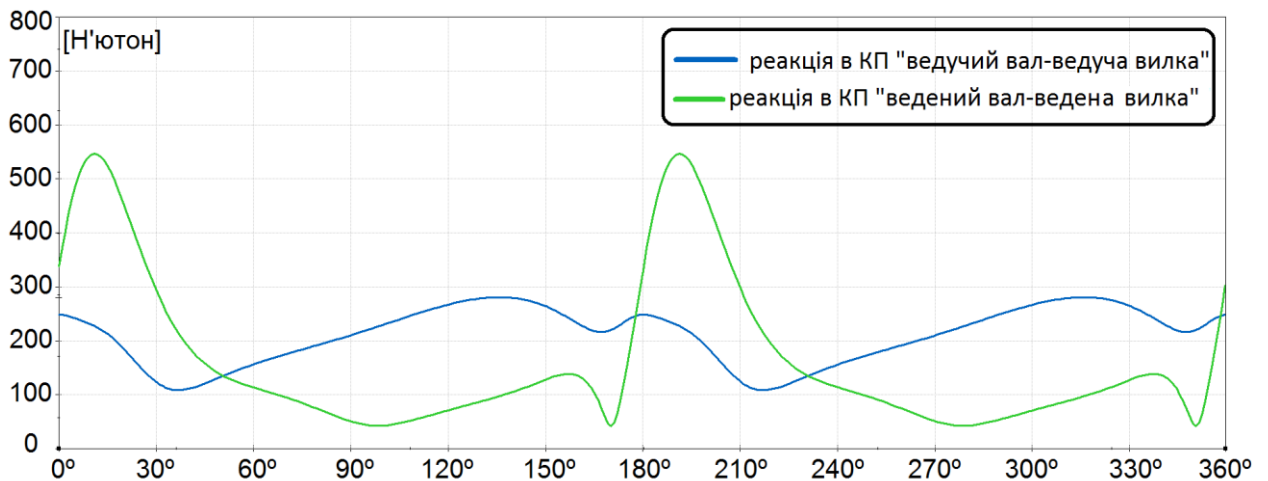


Рис. 3.5. Залежності величини радіальних реакцій  $R_{BR}$  та  $R_{ER}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини без завантаженого масиву

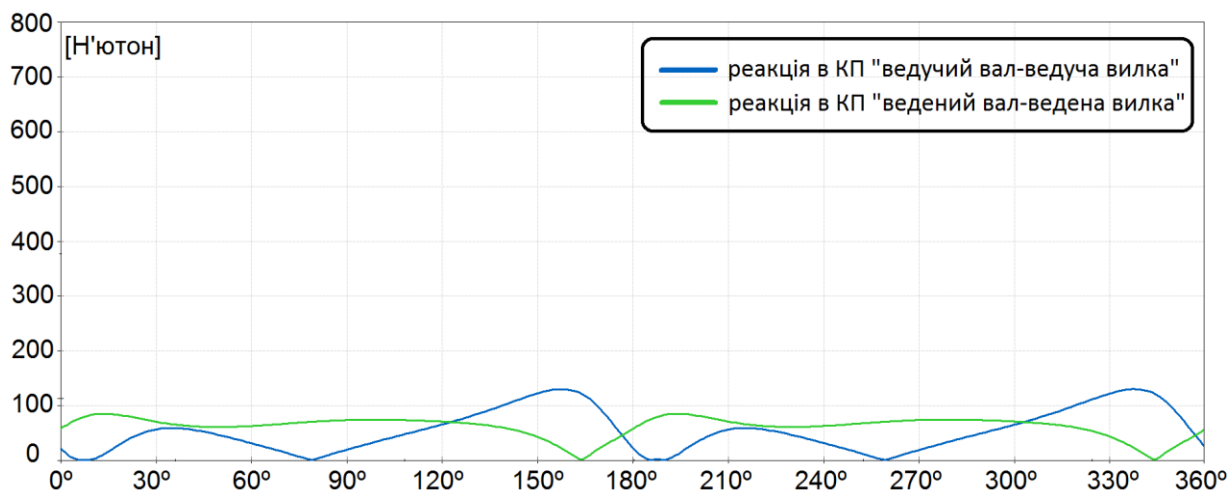


Рис. 3.6. Залежності величини осьових реакцій  $R_{BA}$  та  $R_{EA}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини без завантаженого масиву

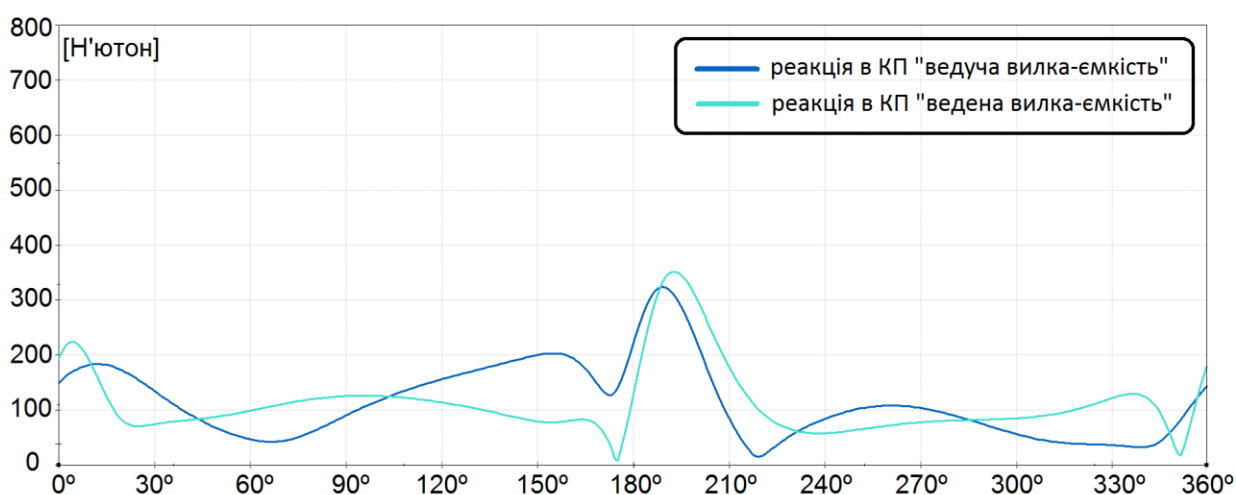


Рис. 3.7. Залежності величини радіальних реакцій  $R_{CR}$  та  $R_{DR}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини без завантаженого масиву



Рис. 3.8. Залежності величини осьових реакцій  $R_{CA}$  та  $R_{DA}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини без завантаженого масиву

Проаналізувавши графіки, представлені на рис. 3.3 – рис. 3.8, можна стверджувати наступне:

1. Зміна реакцій у кожній кінематичній парі має індивідуальну особливість та різні екстремальні (максимальні) значення.

2. Найбільше значення має радіальна складова реакції  $R_{FR}$ , яка виникає в кінематичній парі «станина – ведений вал» та досягає 610 Н;

3. Найменше значення мають осьові складові реакцій  $R_{AA}$  та  $R_{FA}$ , які виникають в кінематичній парі «станина – ведений вал» та досягають приблизно 80 Н;

4. Екстремум радіальних реакцій  $R_{DR}$ ,  $R_{ER}$  та  $R_{FR}$  спостерігається при повороті ведучого валу на кут  $200^\circ$  (за кут повороту ведучого валу машини, який відповідає  $0^\circ$  прийнято таке положення рухомих ланок геометрична вісь з'єднання ведучої вилки та робочої ємкості приймає горизонтальне положення).

5. В цілому, найбільші значення реакцій (радіальні реакції) виникають в кінематичній парі «станина – ведучий/ведений вал».

Оскільки змодельована у САПР SolidWorks машина відповідає геометричним та конструктивним параметрам промислового змішувача «Turbula T10B», який успішно використовується у промисловості, то значення реакцій, які виникають в кінематичних парах просторового механізму машини, під час експлуатації її на холостому ході, можуть бути «базовими» для проведення подальших досліджень [204]. Отже, значне перевищення значень цих реакцій в кінематичних парах інших розроблених конструкціях машин, де використовуються рухомі ланки зі збільшеною міжосьовою відстанню, будуть свідчити про те, що раціональність використання такої видозміненої конструкції машини може бути під сумнівом, оскільки, надійність рухомих вузлів буде зменшуватися, в порівнянні з рухомими вузлами «базової» конструкції машини, що потребуватиме, як мінімум, підвищення надійності кінематичних пар машини.

Переміщення робочого масиву в середині ємності (робота машини на робочому ході) буде впливати на збільшення величини реакцій у всіх кінематичних парах просторового механізму машини. Однак, достеменно не відомо на скільки будуть збільшені реакції в кінематичних парах механізму, чи зберігатимуться

екстремуми у відповідних точках тощо. У зв'язку з цим, проводили аналогічне силове дослідження «базової» конструкції машини на робочому ході [205].

При виконанні даного дослідження моделювали завантаження ємності двома типами робочого масиву: робочим масивом масою 4 кг, що відповідає реалізації галтувальної технологічної операції обробки полімерних деталей та робочим масивом масою 14 кг, що відповідає допустимій масі робочого масиву, яка представлена у технічній характеристиці змішувача «Turbula T10B». Окрім того, така маса робочого масиву, згідно «Технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників з використанням машини зі складним просторовим рухом робочої ємності», який затверджений на підприємстві ПрАТ «Молнія», характерна саме при виконанні технологічної операції відділення металевих деталей від ливників. На рис. 3.9 – рис. 3.14 представлено графічні залежності реакцій у відповідних кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини, при роботі машини на із завантаженням робочого масиву масою 14 кг, а на рис. 3.15 представлено суміщені графічні залежності реакцій у відповідних кінематичних «базової» конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини, при роботі машини на із завантаженням робочого масиву масою 14 кг та при роботі без завантаження робочого масиву.

Проаналізувавши графіки, представлені на рис. 3.9 – рис. 3.15, можна стверджувати наступне:

1. На відміну від кривих, представлених на рис. 3.3 – рис. 3.8, криві, які представлені на рис. 3.9 – рис. 3.15 мають значну кількість «стрибкоподібних» екстремумів, що, в цілому, мають випадковий характер. Виникнення даних «стрибкоподібних» екстремумів зумовлене постійними та випадковими зіткненнями елементів робочого масиву із внутрішніми стінками ємності.

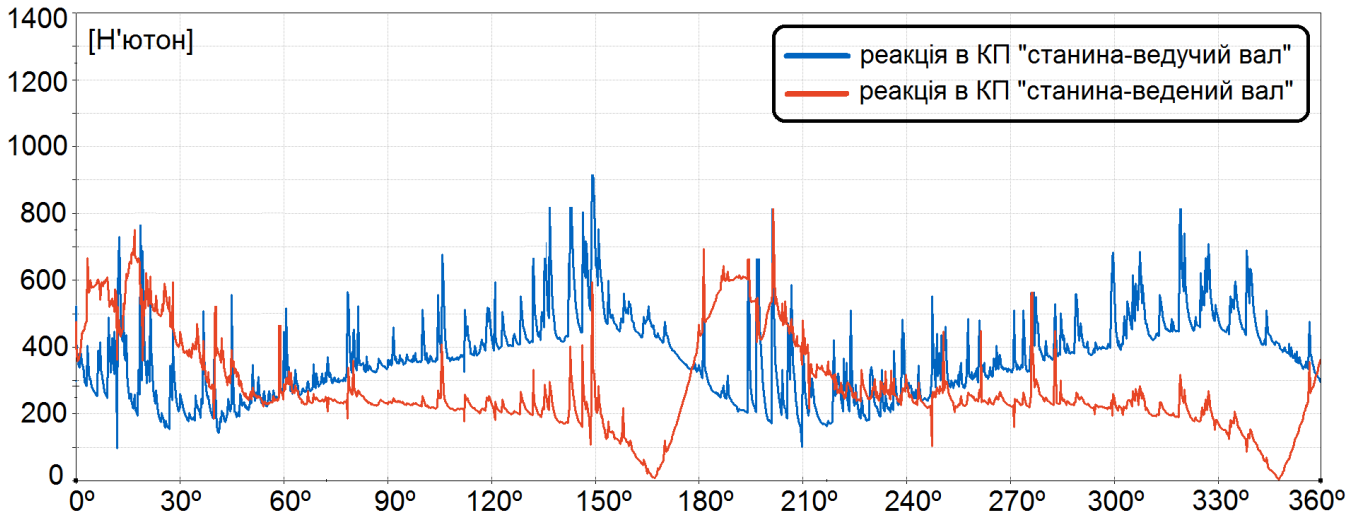


Рис. 3.9. Залежності величини радіальних реакцій  $R_{AR}$  та  $R_{FR}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини із завантаженим масивом масою 14 кг

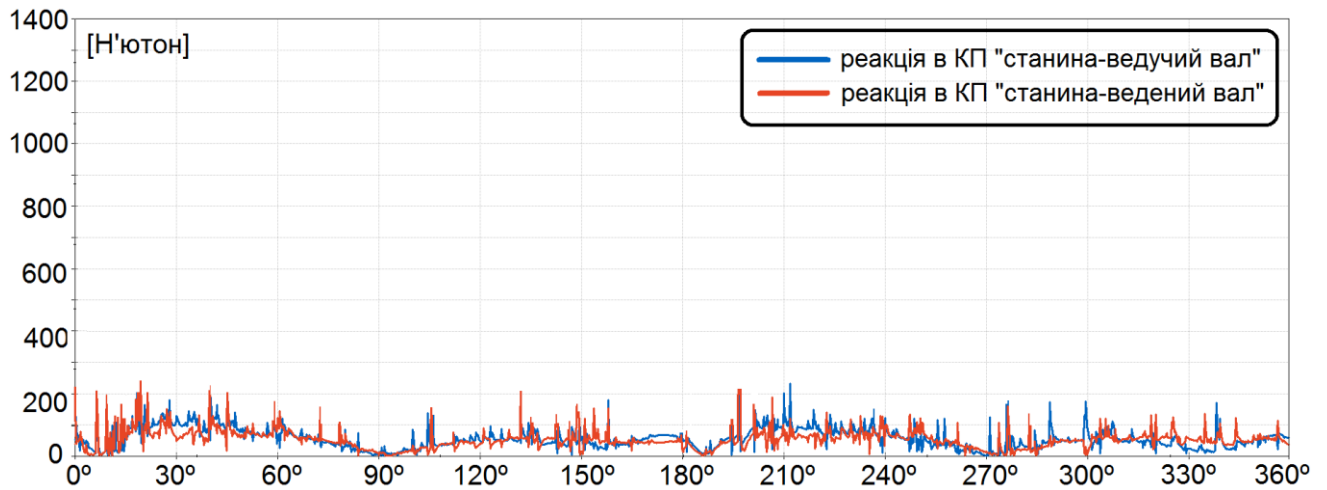


Рис. 3.10. Залежності величини осьових реакцій  $R_{AA}$  та  $R_{FA}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини із завантаженим масивом масою 14 кг

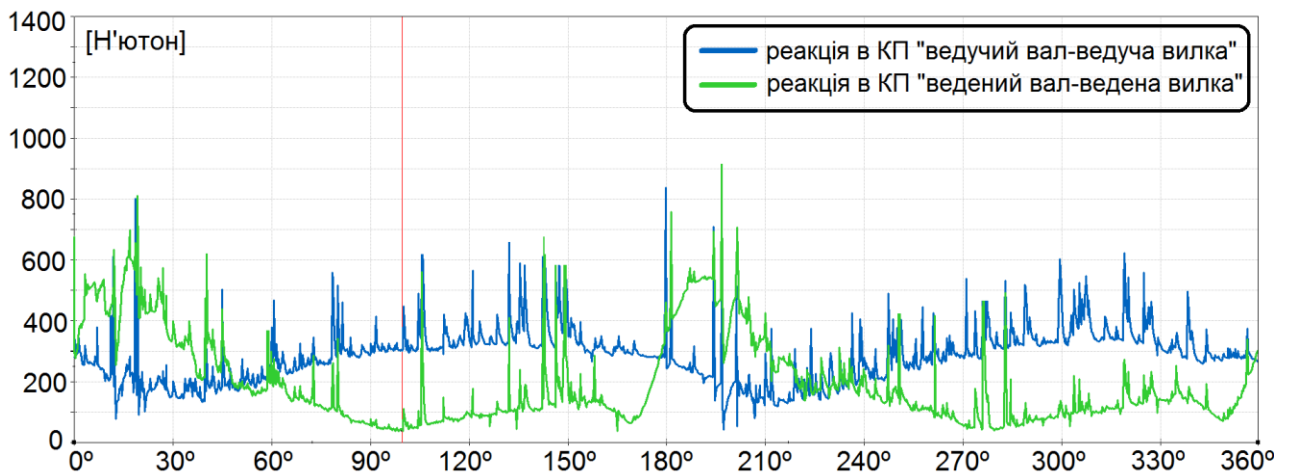


Рис. 3.11. Залежності величини радіальних реакцій  $R_{BR}$  та  $R_{ER}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини із завантаженим масивом масою 14 кг

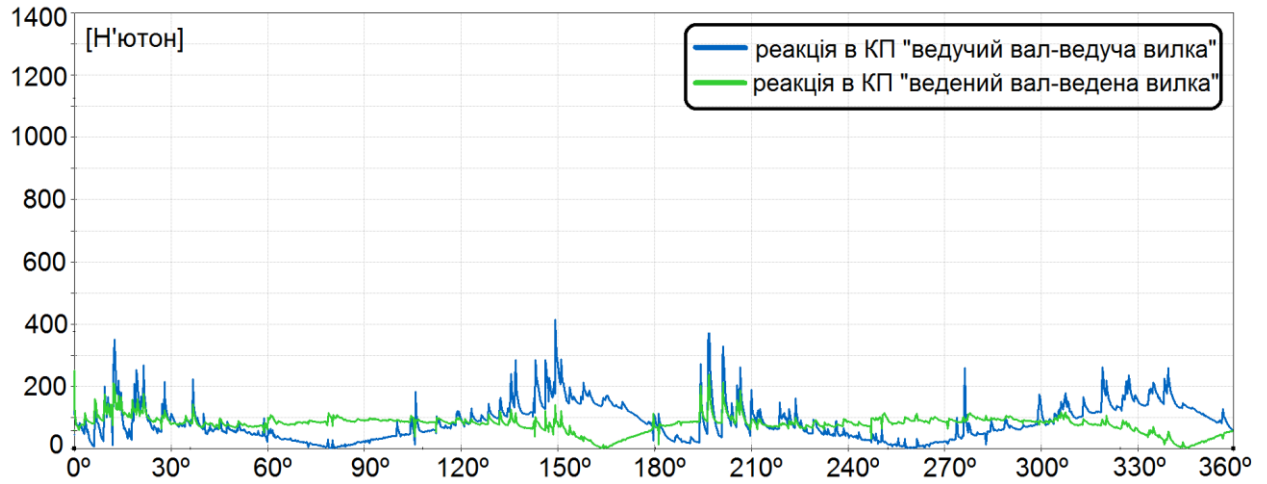


Рис. 3.12. Залежності величини осьових реакцій  $R_{BA}$  та  $R_{EA}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини із завантаженим масивом масою 14 кг

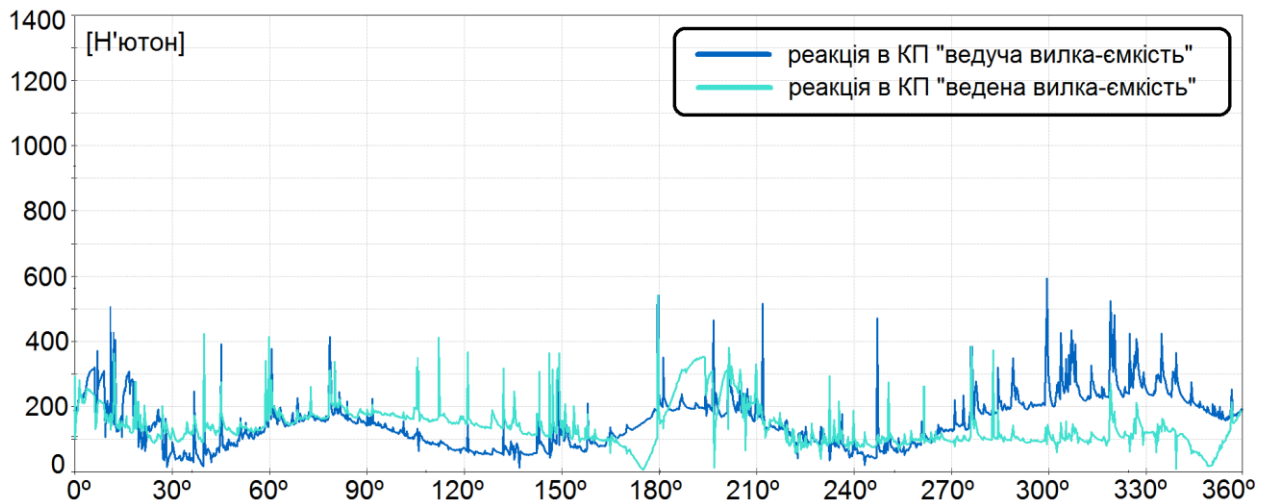


Рис. 3.13. Залежності величини радіальних реакцій  $R_{CR}$  та  $R_{DR}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини із завантаженим масивом масою 14 кг



Рис. 3.14. Залежності величини осьових реакцій  $R_{CA}$  та  $R_{DA}$  від кута повороту ведучого валу при роботі машини із завантаженим масивом масою 14 кг



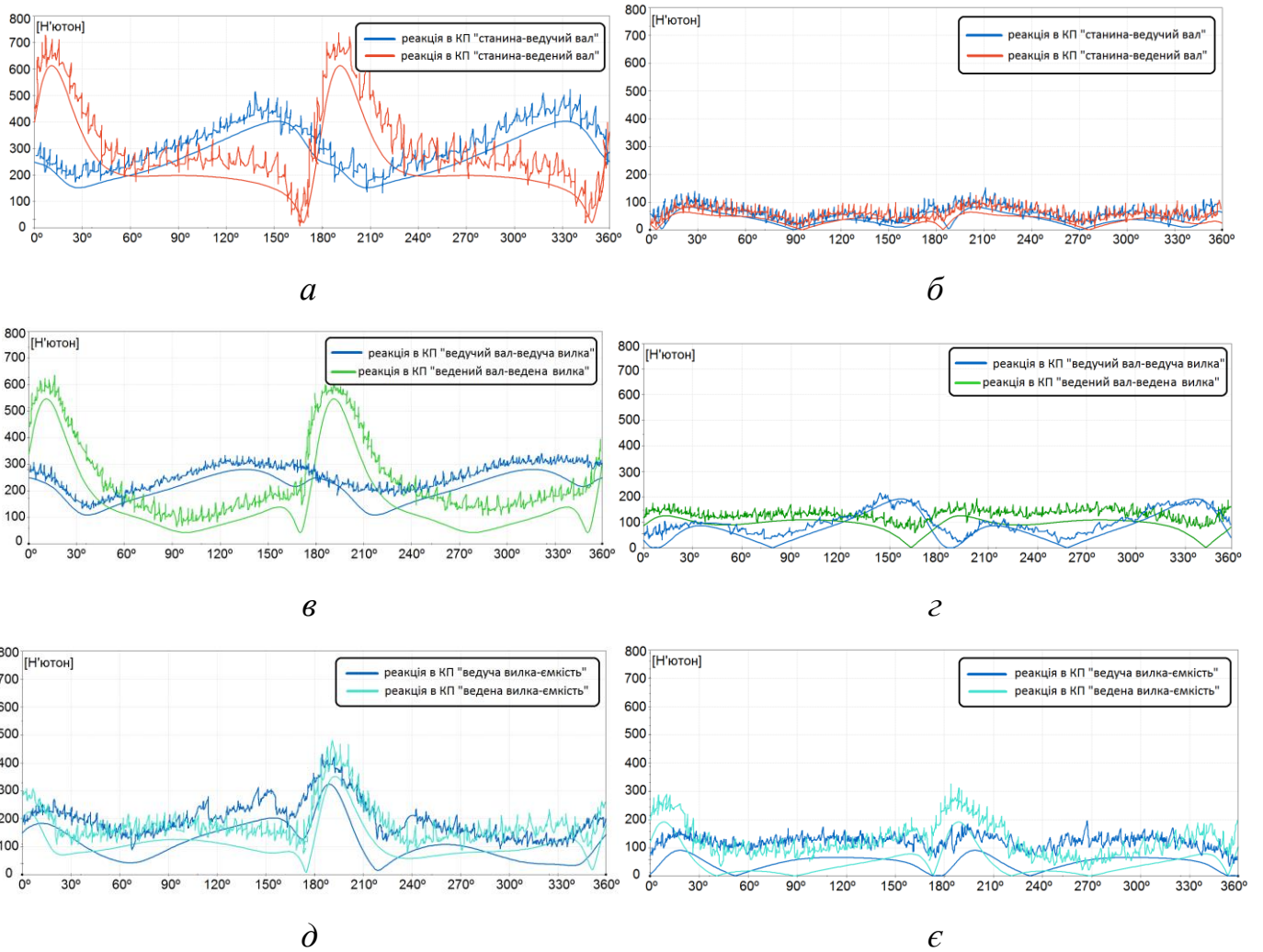


Рис. 3.15. Залежності величини реакцій  $R_{CA}$  та  $R_{DA}$  від кута повороту ведучого валу «базової» при роботі машини із завантаженим масивом масою 4 кг (а, в, д – радіальні складові реакцій; б, г, е – осьові складові реакцій)

2. В цілому, для кожної реакції, при роботі машини на робочому ході, закономірність їх зміни залишалася такою ж самою, як і закономірності зміни реакцій у кінематичних парах машини при роботі її на холостому ході. Аналогічно до попереднього дослідження на холостому ході, найбільші значення реакцій (радіальні реакції) зберігаються у кінематичній парі «станина – ведучий/ведений вал», значно менші реакції у всіх осьових складових реакцій.

3. Значення реакцій у кінематичних парах машини, при роботі із завантаженням робочого масиву масою 14 кг пропорційно збільшилися приблизно на 40 – 50% від значення реакцій в кінематичних парах машини, при роботі її на холостому ході, а при роботі із завантаженням робочого масиву масою 4 кг – на 10%.

Завантаження робочого масиву різної маси не впливає на загальну зміну закономірностей реакцій у кожній кінематичній парі, а лише здатне пропорційно збільшити їх значення. Отже, при проведенні подальшого порівняльного визначення реакцій у кінематичних парах розроблених конструкцій галтувальних машин можна опиратися на екстремальні значення реакцій у кінематичних парах «базової» конструкції машини при її роботі на холостому ході (без урахування завантаженого масиву до робочої ємності). Екстремальні значення цих реакцій визначали із графіків, які представлені на рис. 3.3 – рис. 3.8 та зведені до таблиці 3.2.

Таким чином, було проведено силове дослідження «базової» конструкції машини на холостому та робочому ході. Результати досліджень дали можливість визначити «граничні» значення реакцій в кінематичних парах для можливості проведення подальшого силового дослідження інших розроблених конструкцій машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей з метою визначення доцільності їх використання у промисловості. Оскільки реакцій в кінематичних парах «базової» конструкції машини, при роботі її на робочому ході, однаково пропорційно збільшилося, усі подальші дослідження розроблених конструкцій галтувальних машин виконували на холостому ході.

Таблиця 3.2

|   |                |     |
|---|----------------|-----|
| Значення реакцій в<br>кінематичних парах машини,<br>при її роботі на холостому ході | $R_{AA}$ , [H] | 88  |
|   | $R_{FA}$ , [H] | 68  |
|   | $R_{AR}$ , [H] | 405 |
|   | $R_{FR}$ , [H] | 608 |
|   | $R_{BA}$ , [H] | 198 |
|   | $R_{EA}$ , [H] | 124 |
|   | $R_{BR}$ , [H] | 294 |
|   | $R_{ER}$ , [H] | 545 |
|   | $R_{CA}$ , [H] | 95  |
|   | $R_{DA}$ , [H] | 194 |
|   | $R_{CR}$ , [H] | 325 |
|   | $R_{DR}$ , [H] | 342 |

### 3.3. Силове дослідження розробленої конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном

Відоме використання [180, 182 – 185] галтувальної машини, в просторовому механізмі якої виключено надлишковий зв'язок за рахунок введення додаткової рухомої ланки – повзуна та можливості збільшення міжосьової відстані робочої ємності. Модель машини з додатковою рухомою ланкою повзуном представлена на рис. 3.16.

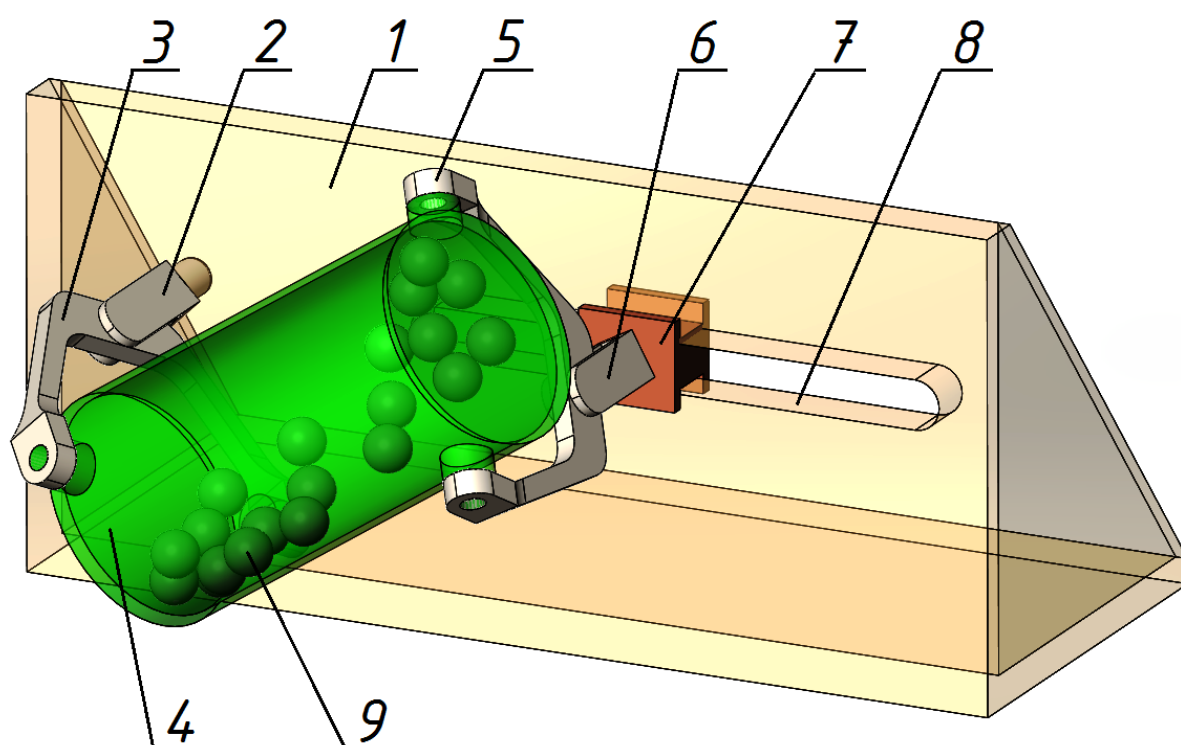


Рис. 3.16. Модель галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою повзуном

На рис. 3.16 зазначено: 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – робоча ємність, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал, 7 – повзун, 8 – напрямна, 9 – робочий масив.

Виконували дослідження зміни міжосьової відстані робочої ємності на приріст максимальних значень реакцій в кінематичних парах машини, а також визначали міжосьову відстань робочої ємності [208], при якій реакції в кінематичних парах машини будуть перевищувати попередньо визначені «граничні» значення.

Таким чином, за допомогою САПР SolidWorks, аналогічно до частини 3.1 було проведено силове дослідження конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном. Міжосьову відстань робочої ємності машини поступово збільшували та спостерігали за зміною реакцій в кінематичних парах машини, для кожної реакції визначали її екстремальні значення. При цьому, міжосьова відстань робочої ємності  $l_{PC}$  була виражена коефіцієнтом  $\lambda$ , що характеризує відношення міжосьової відстані ємності до міжосьової відстані ведучої (веденої) вилки машини:  $l_{PC} / l_B$ . Дослідження були проведені для конструкції машин з наступними значеннями коефіцієнту  $\lambda$ : 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0. Дослідження проводили при роботі машини на холостому ході, аналогічно до розділу 3.1. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою повзуном представлено на рис. 3.17.

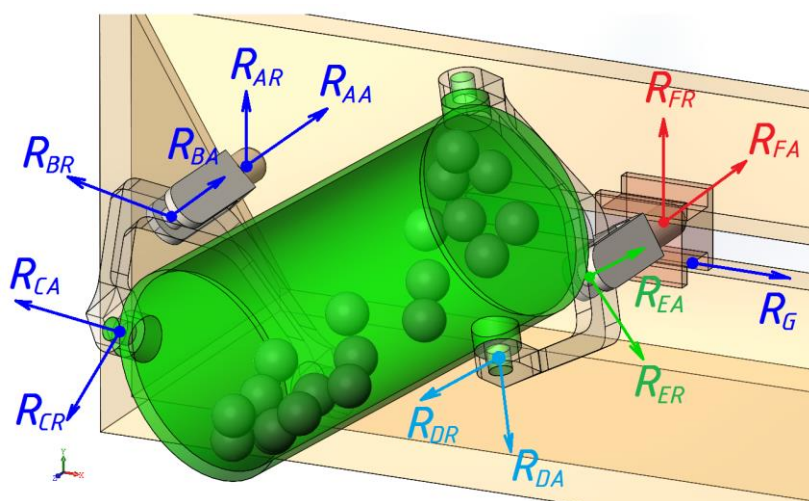


Рис. 3.17. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою повзуном

Визначали максимальні значення реакцій  $R$  в шести обертальних та одній поступальній кінематичних парах машини:  $A, B, C, D, E, F$  та  $G$ . Значення реакцій в кінематичних парах  $A, B, C, D, E, F$  були розподілена на дві складові: радіальну та осьову, таким чином:  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «робоча ємність – ведена вилка»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «робоча ємність – ведена вилка»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – повзун»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – повзун»;  $R_G$  – реакція в кінематичній парі «повзун – станина».

Таким чином, на рис. 3.18 – рис. 3.22 представлено у вигляді графіків залежності реакцій у відповідних кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном від кута повороту ведучого валу машини, при роботі машини на холостому ході для різних значень коефіцієнту  $\lambda$ .

В таблиці 3.3 представлено максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини в залежності від зміни міжосьової відстані робочої ємності  $l_{PC}$ , яка виражена коефіцієнтом  $\lambda$ .

Для кращого сприйняття результатів досліджень, що представлені в таблиці 3.3, було побудовано залежності у вигляді графіків максимальних значень реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном в залежності від зміни коефіцієнту  $\lambda$ , які представлені на рис. 3.23 (радіальні складові реакцій) та рис. 3.24 (осьові складові реакцій).

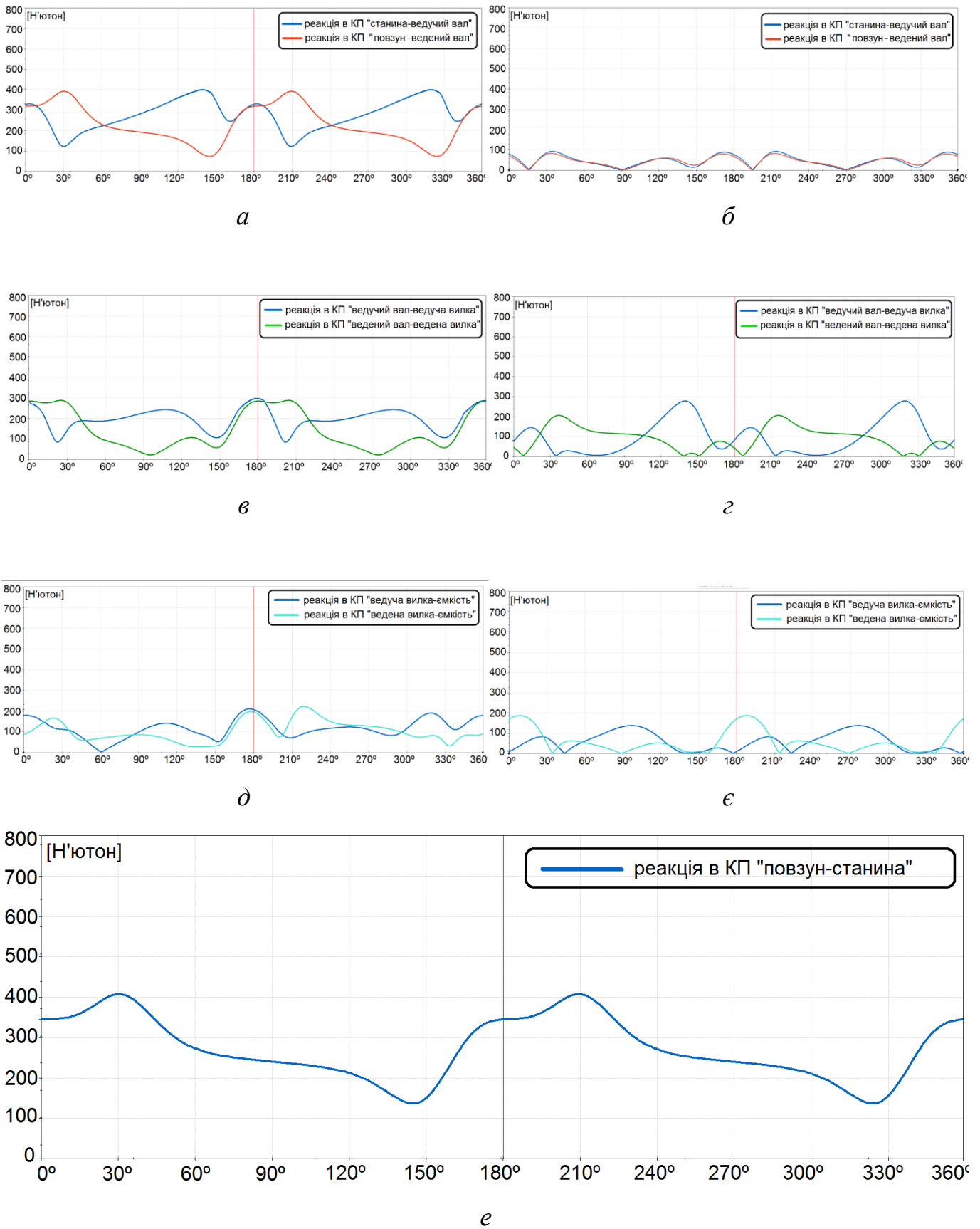


Рис. 3.18. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою повзуном при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, е* – осьові складові реакцій, *e* – реакція в КП «повзун – станина»)

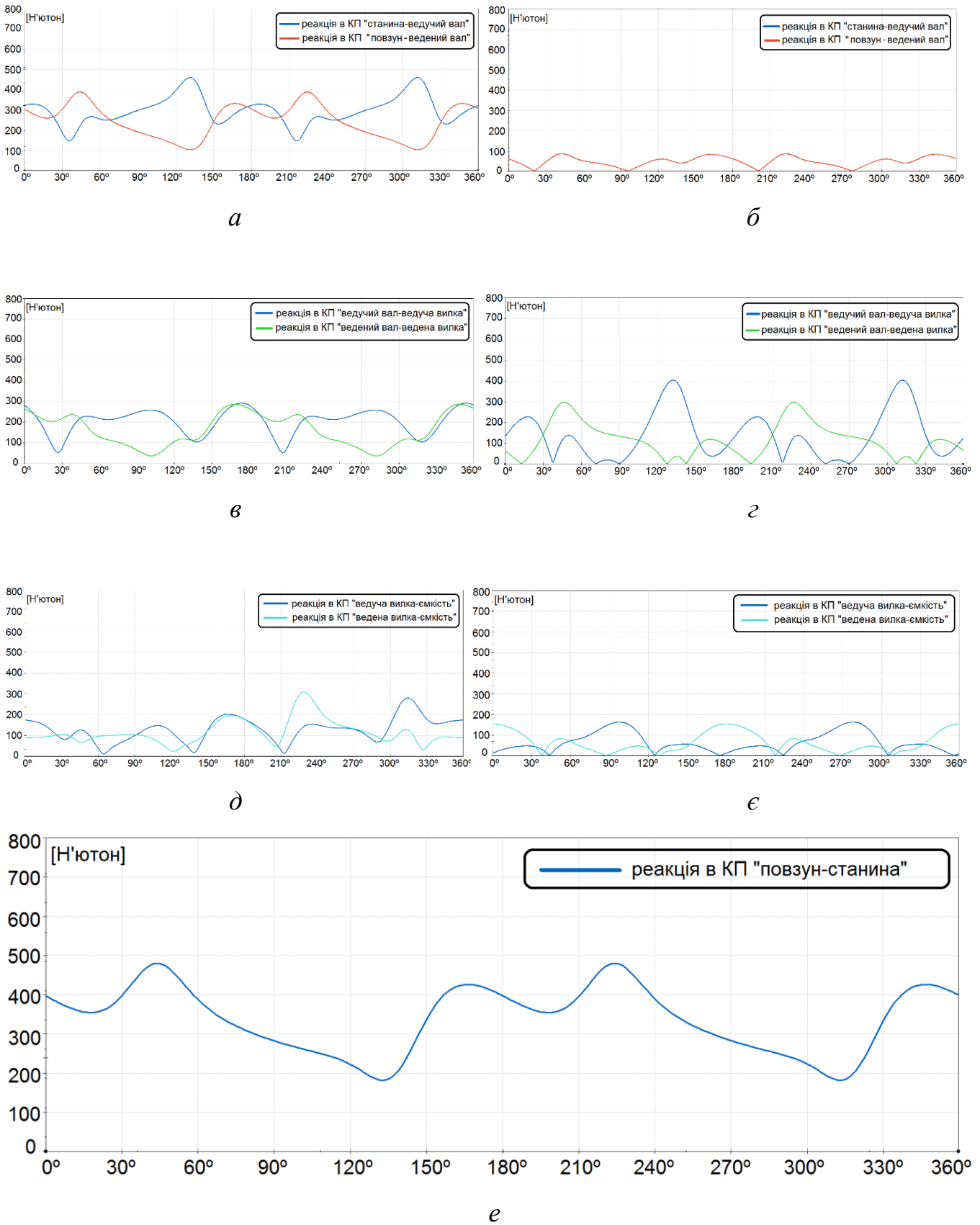


Рис. 3.19. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою повзуном при коефіцієнті  $\lambda=1,4$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, е* – осьові складові реакцій, *e* – реакція в КП «повзун – станина»)

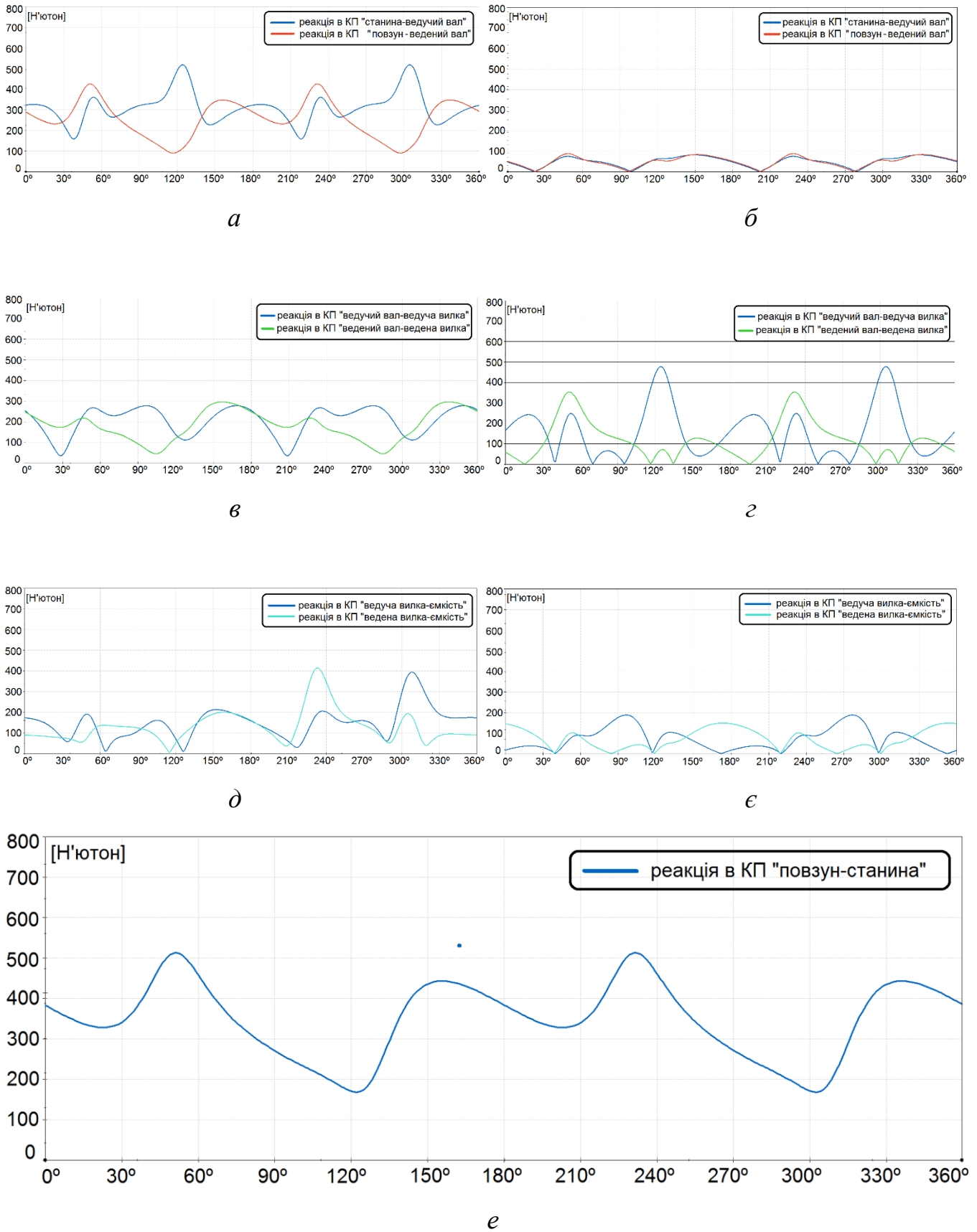


Рис. 3.20. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою повзуном при коефіцієнті  $\lambda=1,6$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *е* – осьові складові реакцій, *e* – реакція в КП «повзун – станина»)



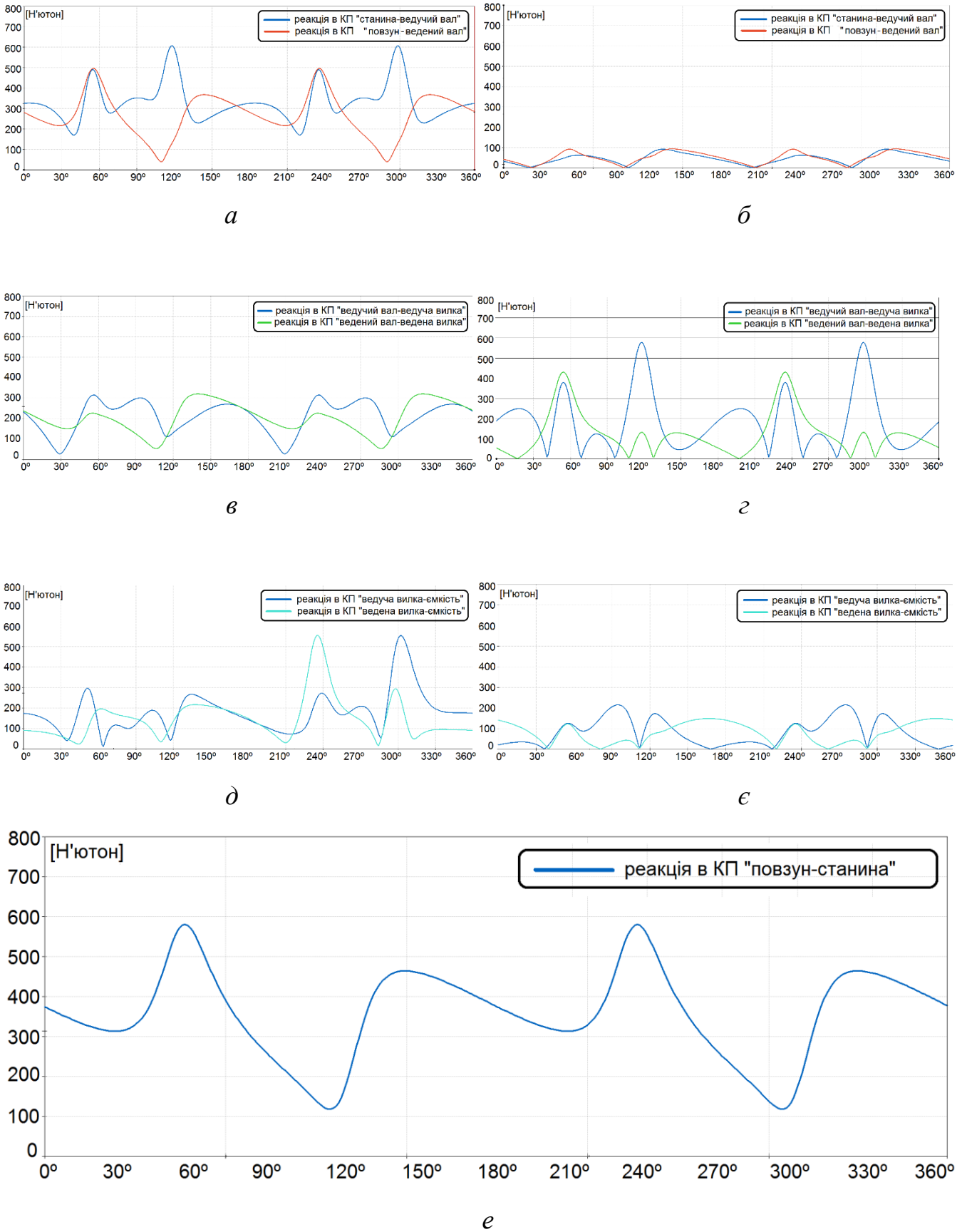


Рис. 3.21. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою повзуном при коефіцієнті  $\lambda=1,8$  (а, в, д – радіальні складові реакцій; б, г, е – осьові складові реакцій, е – реакція в КП «повзун – станина»)

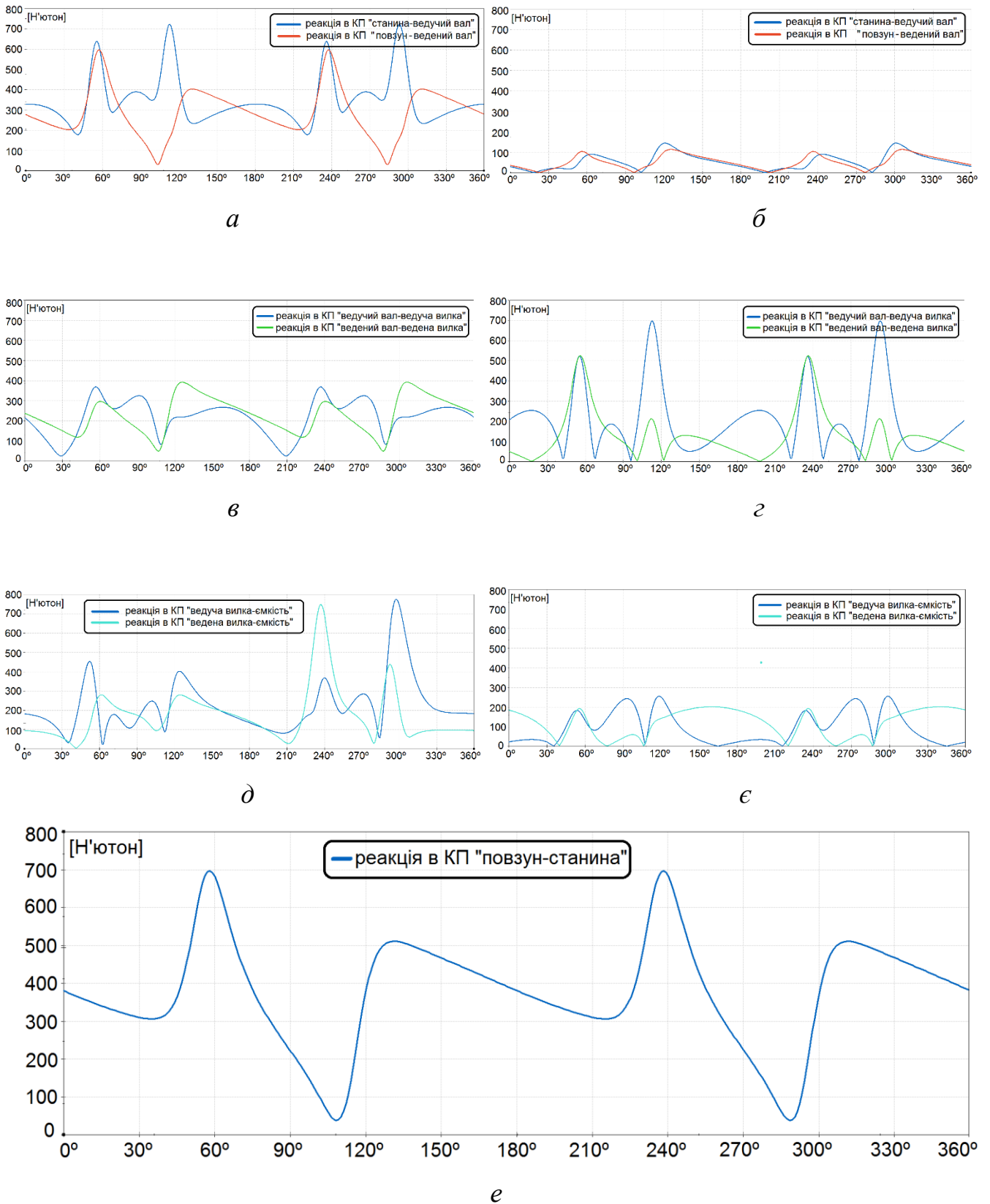


Рис. 3.22. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою повзуном при коефіцієнті  $\lambda=2,0$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *е* – осьові складові реакцій, *е* – реакція в КП «повзун – станина»)

Таблиця 3.3

|   |                | Коефіцієнт $\lambda$ , що характеризує відношення $l_{PC}/l_B$ |      |      |      |      |      |
|---|----------------|--|------|------|------|------|------|
|   |                | 1,0  | 1,2  | 1,4  | 1,6  | 1,8  | 2,0  |
| Значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на холостому ході | $R_{AA}$ , [Н] | 88   | 82↓  | 83↓  | 85↓  | 88↓  | 140↑ |
|   | $R_{FA}$ , [Н] | 68   | 67↓  | 88↑  | 90↑  | 97↑  | 118↑ |
|   | $R_{AR}$ , [Н] | 405  | 400↓ | 450↑ | 509↑ | 602↑ | 717↑ |
|   | $R_{FR}$ , [Н] | 608  | 390↓ | 390↓ | 418↓ | 500↓ | 602↓ |
|   | $R_{BA}$ , [Н] | 198  | 280↑ | 400↑ | 478↑ | 577↑ | 700↑ |
|   | $R_{EA}$ , [Н] | 124  | 205↑ | 298↑ | 346↑ | 418↑ | 515↑ |
|   | $R_{BR}$ , [Н] | 294  | 293↓ | 285↓ | 280↓ | 307↑ | 378↑ |
|   | $R_{ER}$ , [Н] | 545  | 290↓ | 292↓ | 298↓ | 309↓ | 395↓ |
|   | $R_{CA}$ , [Н] | 95   | 130↑ | 158↑ | 190↑ | 210↑ | 263↑ |
|   | $R_{DA}$ , [Н] | 194  | 190↓ | 158↓ | 144↓ | 120↓ | 202↑ |
|   | $R_{CR}$ , [Н] | 325  | 200↓ | 283↓ | 398↑ | 550↑ | 780↑ |
|   | $R_{DR}$ , [Н] | 342  | 220↓ | 308↓ | 409↑ | 550↑ | 770↑ |
| $R_G$ , [Н]   | -----          | 410  | 480↑ | 505↑ | 580↑ | 700↑ |      |

Знак ↓ означає, що реакція у кінематичній парі відповідної розробленої конструкції машини зменшилася по відношенню до реакції у відповідній кінематичній парі «базової» конструкції машини, знак ↑ – реакція збільшилася, знак ↓ – реакція залишилася незмінною.

Проаналізувавши дані, які представлені на рис. 3.23 та рис. 3.24, можна зробити наступні висновки:

Характер зміни максимальних значень радіальних та осьових складових реакцій в кожній кінематичній парі просторового механізму від значення коефіцієнту  $\lambda$  відрізняється між собою. Таким чином, для всіх радіальних складових реакцій спостерігається їх зменшення при коефіцієнті  $\lambda=1,2$ . Далі, зі збільшенням коефіцієнту  $\lambda$  спостерігається практично лінійне збільшення максимальних значень радіальних складових реакцій у всіх кінематичних парах. Максимальні значення осьових реакцій з більшою чи меншою інтенсивністю збільшувалися зі збільшенням коефіцієнту  $\lambda$ .

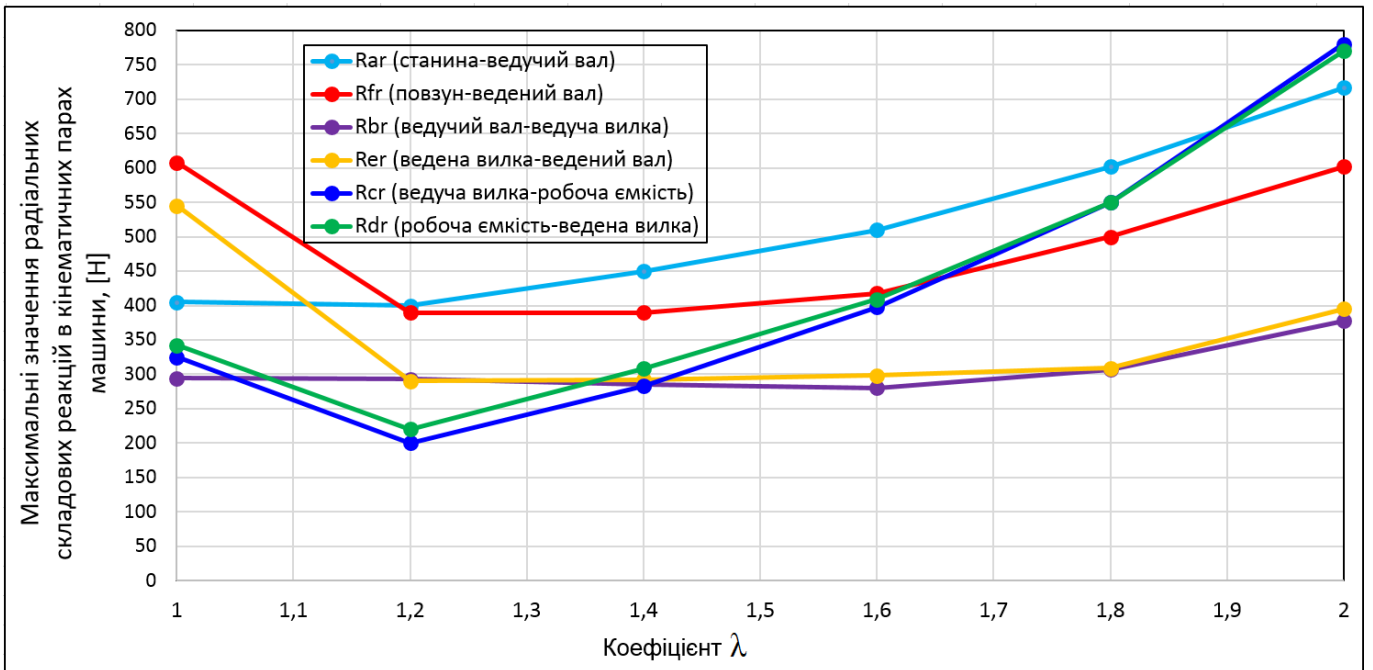


Рис. 3.23. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном від зміни коефіцієнту  $\lambda$

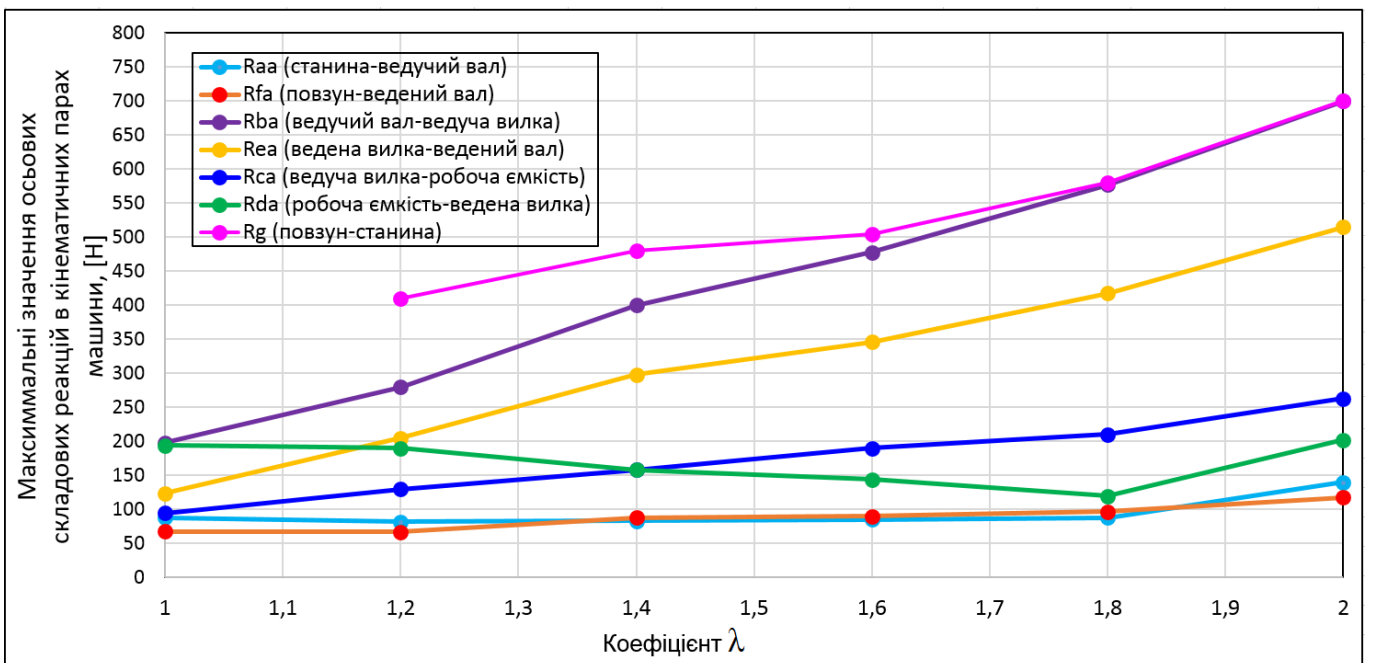


Рис. 3.24. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном від зміни коефіцієнту  $\lambda$

При коефіцієнті  $\lambda=1,4$  спостерігалось вже поступове збільшення максимальних значень реакцій у порівнянні з «базовою» конструкцією машини. В той само час, 7 із 13 реакцій все ще мали менші максимальні значення в порівнянні з екстремальними значеннями реакцій в КП «базової» конструкції машини. Максимальне значення реакції  $R_{FA}$  збільшилося на незначну величину – 21Н. Максимальні значення осьових складових реакцій  $R_{BA}$  та  $R_{EA}$  збільшилися приблизно в 2 рази. Однак, в цілому жодне максимальне значення реакції у всіх кінематичних парах конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном не перевищило максимальне значення радіальної складової реакції  $R_{FR}$  в кінематичній парі «ведений вал – станина» «базової» конструкції машини.

При коефіцієнті  $\lambda=1,6$  спостерігалось ще більш значне збільшення максимальних значень реакцій у порівнянні з «базовою» конструкцією машини. Реакція  $R_{EA}$  по відношенню до реакції у «базовій» конструкції машини збільшилася у 2,8 разів. Максимальні значення реакцій в інших кінематичних парах збільшилися на незначну величину. При коефіцієнті  $\lambda=1,8$  максимальні значення реакцій у кінематичних парах суттєво збільшилися по відношенню до максимальних значень реакцій «базової» конструкцією машини. Реакція  $R_{EA}$  по відношенню до реакції у «базовій» конструкції машини збільшилася у 3,4 разів, при цьому середньоарифметичне значення екстремумів реакцій у 1,3 разів перевищило середньоарифметичне значення екстремумів реакцій у «базовій» конструкції машини.

При коефіцієнті  $\lambda=2,0$  максимальні значення реакцій у кінематичних парах  $R_{AR}$ ,  $R_{BA}$ ,  $R_{CR}$ ,  $R_{DR}$ ,  $R_G$  перевищили найбільше значення реакції  $R_{FR}$  «базової» конструкції машини. Осьові складові реакцій  $R_{AA}$ ,  $R_{FA}$  в діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda=[1,0 - 1,8]$ , залишалися майже незмінними. Однак, при коефіцієнті  $\lambda=2,0$  – дані максимальні значення реакції збільшилися майже удвічі в порівнянні до цих само максимальних значень реакції «базової» конструкції машини.

Таким чином, на основі аналізу отриманих даних та з урахуванням нерівностей (3.1) та (3.2) дану конструкцію машини раціонально використовувати у діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda=[1,0 - 1,6]$ .

### 3.4. Силowe дослідження розробленої конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання

Один із можливих варіантів звільнення просторового механізму машини від надлишкового зв'язку – це введення додаткової рухомої ланки в кінематичний ланцюг. В даному випадку [180], у якості додаткової рухомої ланки було використано коромисло, що кінематично з'єднано з веденим валом та встановлено у станині з можливістю коливання відносно вертикальної вісь обертання. Модель даної конструкції машини представлена на рис. 3.25.

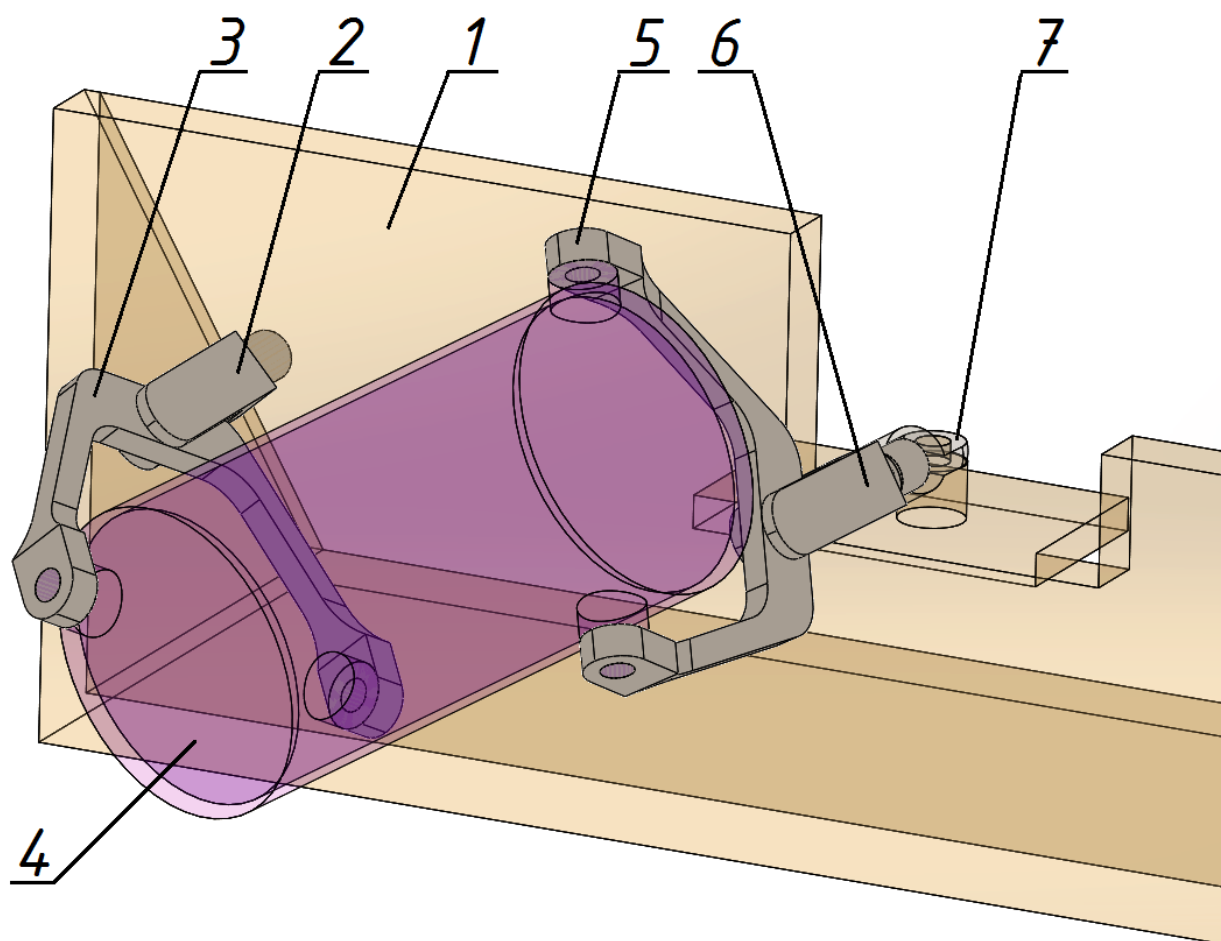


Рис. 3.25. Модель галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання

На рис. 3.25 представлено: 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – робоча ємність, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал, 7 – коромисло.

У даній конструкції машини, за рахунок введення в кінематичний ланцюг додаткової рухомої ланки, також виникає можливість змінювати міжосьову відстань

робочої ємності. Аналогічно до попередньої частини досліджували, як зміна даного геометрично параметру буде впливати на зміну максимальних значень реакцій у кінематичних парах машини.

За допомогою САПР SolidWorks, аналогічно до частини 3.2 було проведено силове дослідження даної конструкції на холостому ході [209]. Дослідження проводили для конструкції машин при тих само коефіцієнтах  $\lambda$  (1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0). Збільшення міжосьової відстані робочої ємності впливає на збільшення відстані  $l_0$  між віссю обертання ведучого та віссю обертання веденого валів. Розрахунок величини  $l_0$  виконували за методикою представленою у роботі [180]. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання представлено на рис. 3.26.

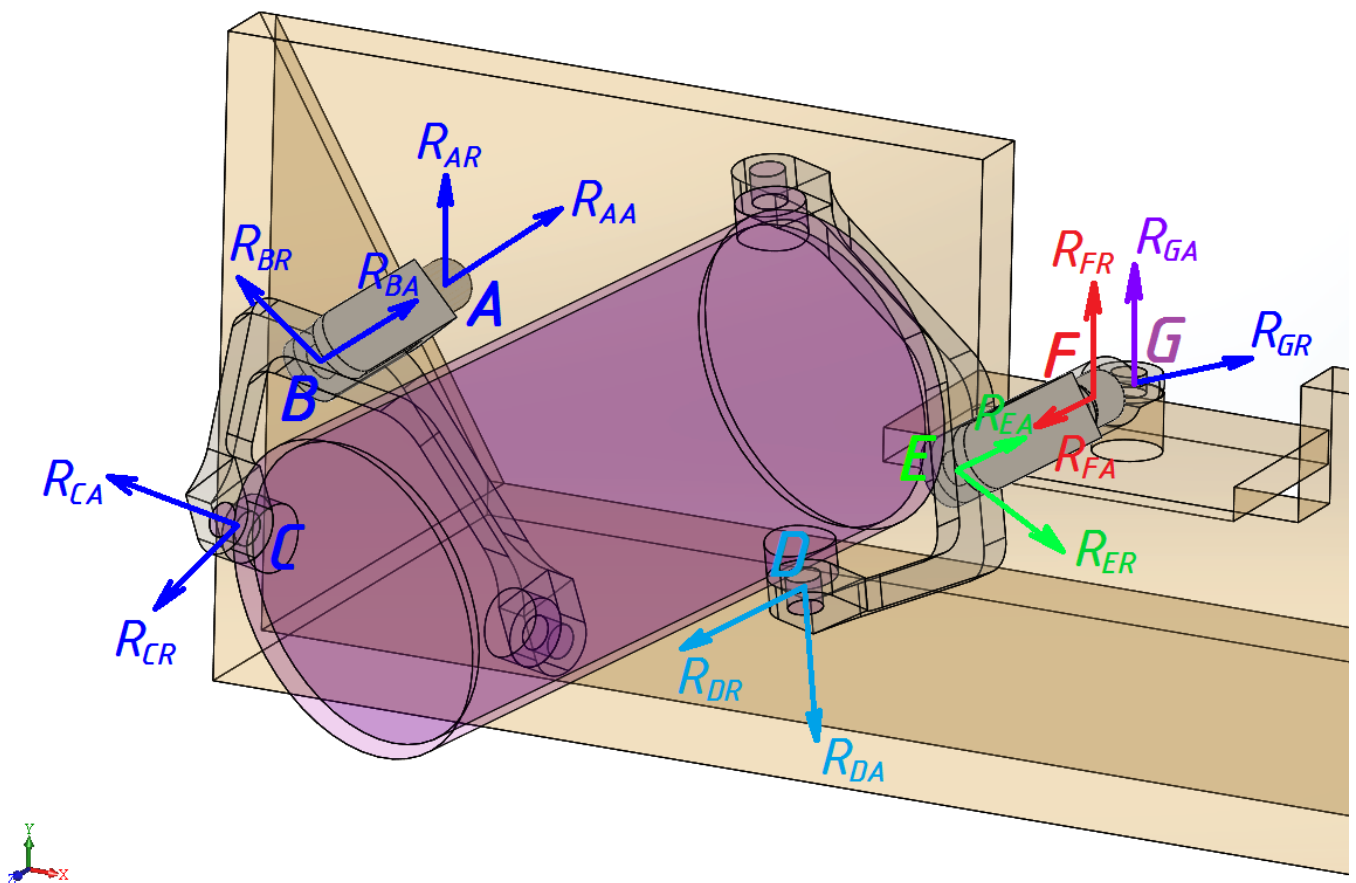


Рис. 3.26. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання

Визначали максимальні значення реакцій  $R$  в семи обертальних кінематичних парах машини:  $A, B, C, D, E, F, G$ . Значення усіх реакцій були розподілені на дві складові – радіальну та осьову:  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «робоча ємність – ведена вилка»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «робоча ємність – ведена вилка»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – коромисло»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – коромисло»;  $R_{GA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «коромисло – станина»;  $R_{GR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «коромисло – станина».

Таким чином, на рис. 3.27 – рис. 3.31 представлено у вигляді графіків залежності реакцій у відповідних кінематичних парах просторового механізму досліджуваної конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини при роботі на холостому ході для різних значень коефіцієнту  $\lambda$ . В таблиці 3.4 представлено максимальні значення цих реакцій в кінематичних парах машини.



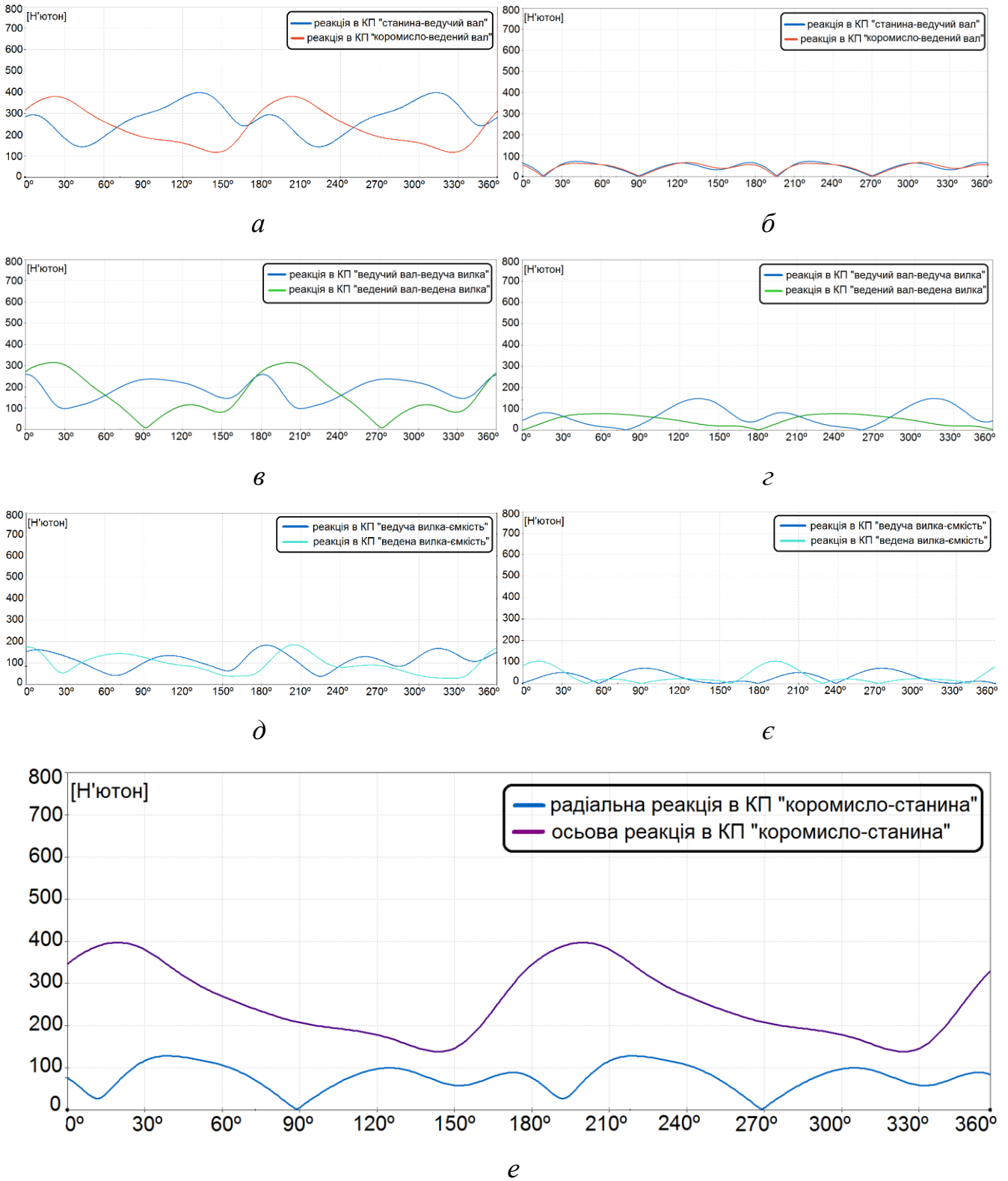


Рис. 3.27. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, е* – осьові складові реакцій, *e* – реакція в КП «коромисло – станина»)

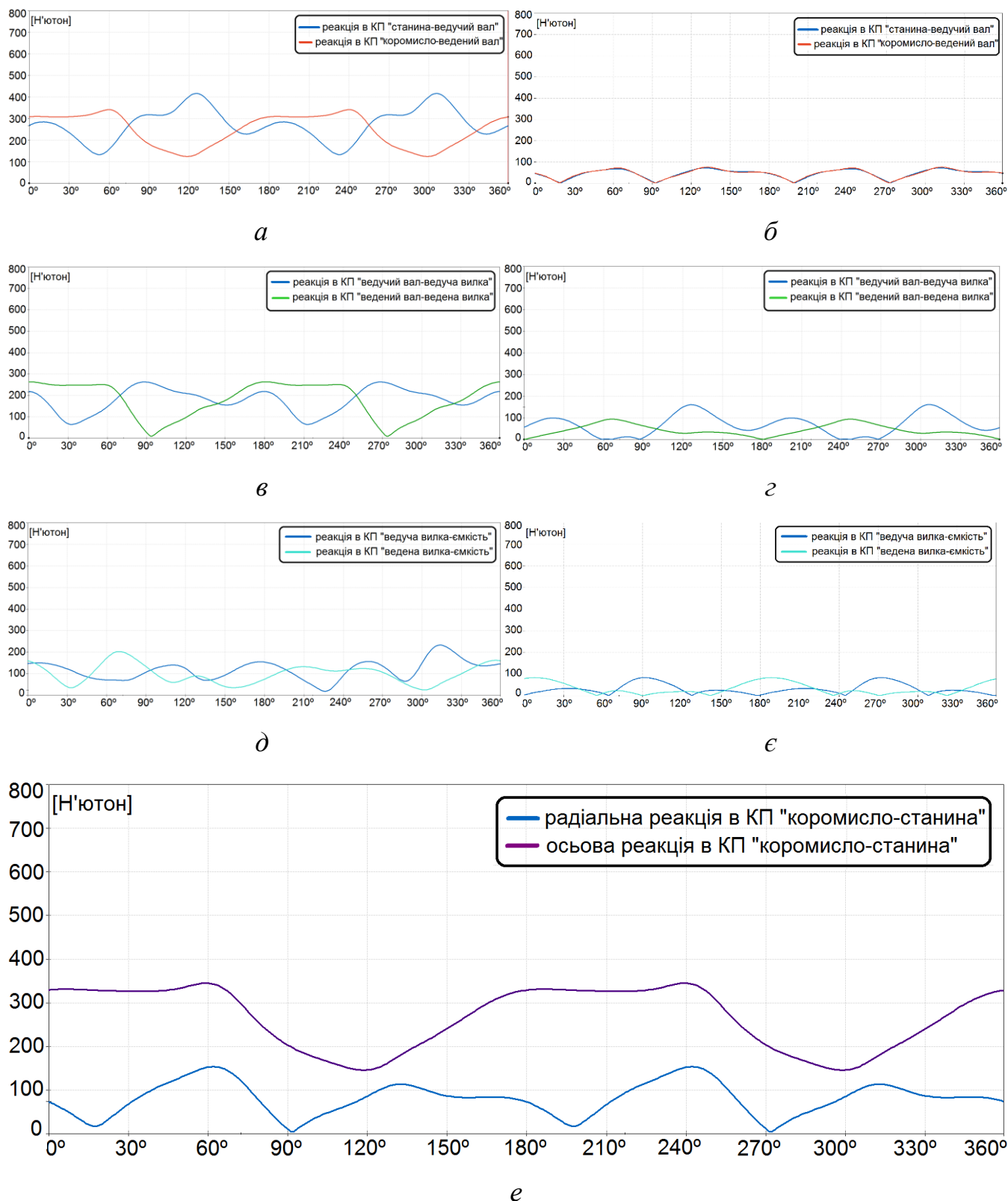


Рис. 3.28. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання при коефіцієнті  $\lambda=1,4$  (а, в, д – радіальні складові реакцій; б, г, е – осьові складові реакцій, е – реакція в КП «коромисло – станина»)

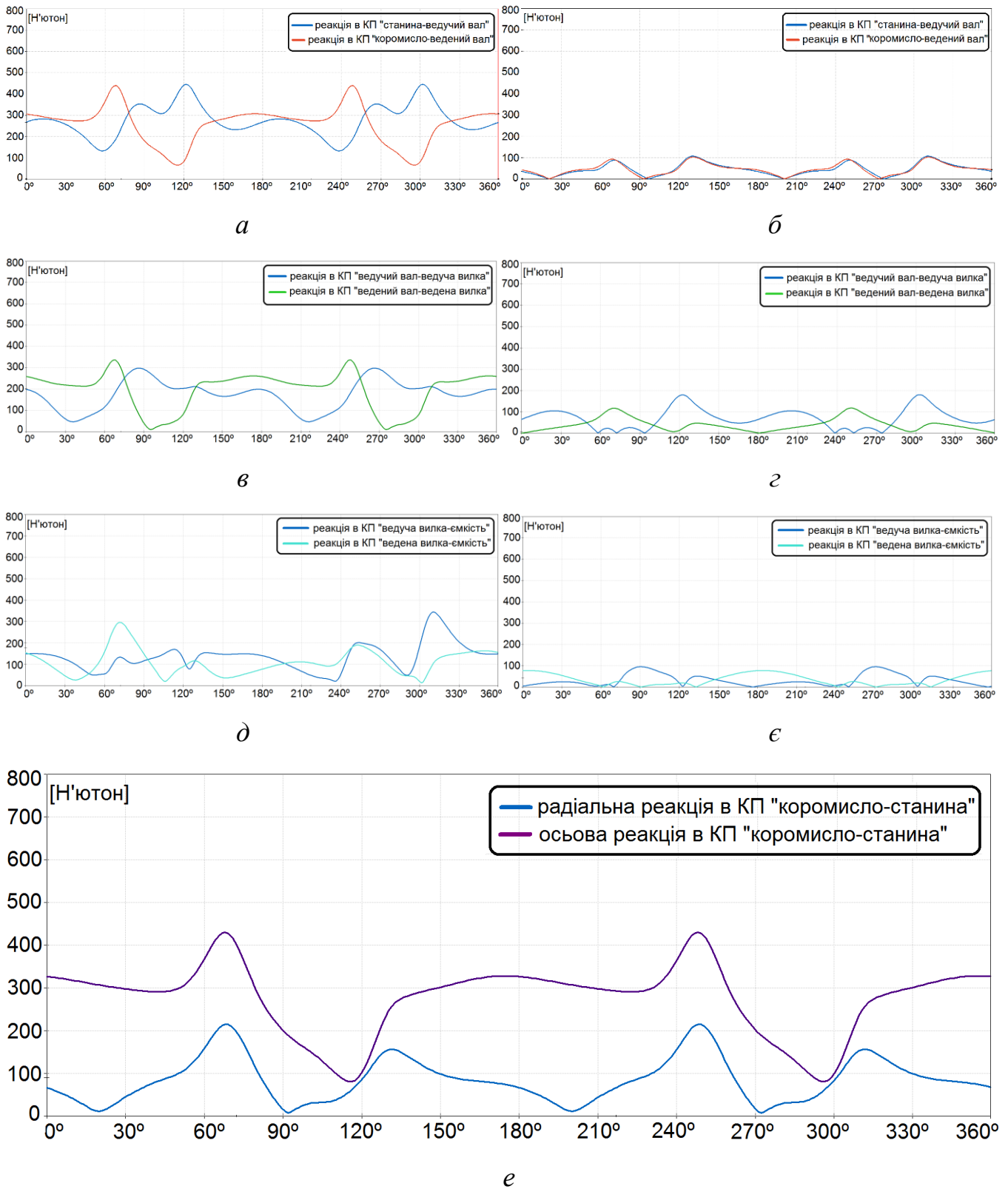


Рис. 3.29. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання при коефіцієнті  $\lambda=1,6$  (а, в, д – радіальні складові реакцій; б, г, е – осьові складові реакцій, e – реакція в КП «коромисло – станина»)

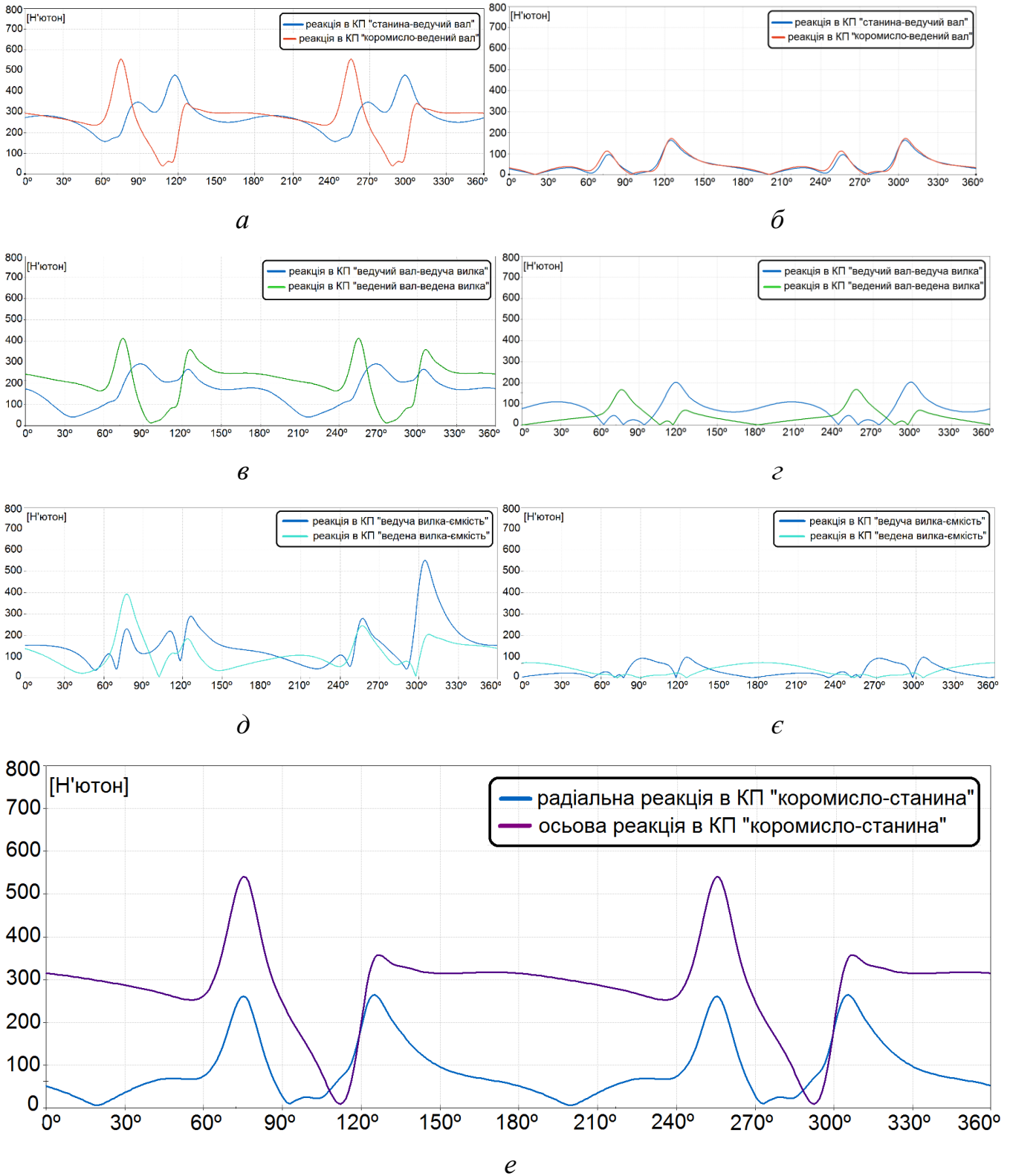


Рис. 3.30. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання при коефіцієнті  $\lambda=1,8$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, е* – осьові складові реакцій, *e* – реакція в КП «коромисло – станина»)

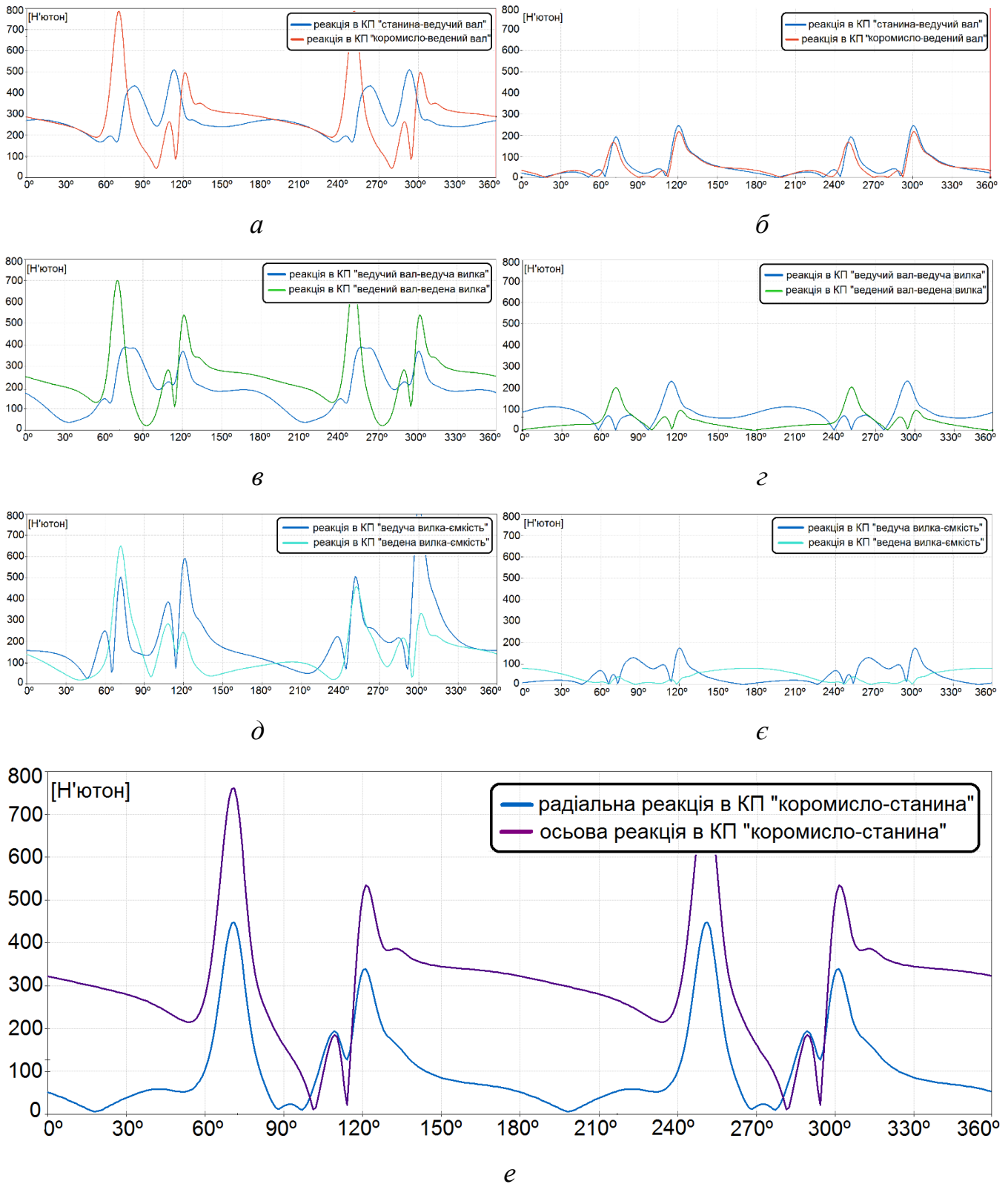


Рис. 3.31. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання при коефіцієнті  $\lambda=2,0$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, е* – осьові складові реакцій, *e* – реакція в КП «коромисло – станина»)

Таблиця 3.4

|   |                | Коефіцієнт $\lambda$ , що характеризує відношення $l_{PC}/l_B$ |      |      |      |      |      |
|---|----------------|--|------|------|------|------|------|
|   |                | 1,0  | 1,2  | 1,4  | 1,6  | 1,8  | 2,0  |
| Значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на холостому ході | $R_{AA}$ , [Н] | 88   | 76↓  | 70↓  | 102↑ | 167↑ | 241↑ |
|   | $R_{FA}$ , [Н] | 68   | 68↓  | 68↓  | 100↑ | 170↑ | 211↑ |
|   | $R_{AR}$ , [Н] | 405  | 398↓ | 411↓ | 440↑ | 480↑ | 506↑ |
|   | $R_{FR}$ , [Н] | 608  | 378↓ | 340↓ | 435↓ | 550↓ | 785↑ |
|   | $R_{BA}$ , [Н] | 198  | 145↓ | 163↓ | 180↓ | 199↓ | 228↑ |
|   | $R_{EA}$ , [Н] | 124  | 77↓  | 90↓  | 118↓ | 168↑ | 200↑ |
|   | $R_{BR}$ , [Н] | 294  | 252↓ | 265↓ | 298↓ | 290↓ | 392↑ |
|   | $R_{ER}$ , [Н] | 545  | 313↓ | 267↓ | 338↓ | 410↓ | 700↑ |
|   | $R_{CA}$ , [Н] | 95   | 70↓  | 80↓  | 94↓  | 95↓  | 170↑ |
|   | $R_{DA}$ , [Н] | 194  | 102↓ | 79↓  | 81↓  | 73↓  | 77↓  |
|   | $R_{CR}$ , [Н] | 325  | 177↓ | 150↓ | 340↑ | 545↑ | 800↑ |
|   | $R_{DR}$ , [Н] | 342  | 171↓ | 202↓ | 296↓ | 392↑ | 650↑ |
|   | $R_{GA}$ , [Н] | -----  | 398  | 340↓ | 427↓ | 537↑ | 770↑ |
|   | $R_{GR}$ , [Н] | -----  | 127  | 148↑ | 218↑ | 266↑ | 445↑ |

На основі представлених у таблиці 3.3 значень максимальних реакцій в кінематичних парах машини були побудовані графічні залежності, які показані на рис. 3.32 (радіальні складові реакцій) та рис. 3.33 (осьові складові реакцій).

На основі аналізу залежностей, які представлені на рис. 3.32 та рис. 3.33, а також даних представлених у таблиці 3.4, можна зробити наступні висновки:

У конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання, при коефіцієнтах  $\lambda = 1,2$ ,  $\lambda = 1,4$  та  $\lambda = 1,6$  максимальні значення реакцій у більшості кінематичних парах будуть значно менші за максимальні значення реакцій у «базовій» конструкції машини при відповідних значеннях коефіцієнтів  $\lambda$ . При коефіцієнті  $\lambda = 1,8$  максимальні значення реакцій  $R_{FA}$  та  $R_{CR}$  перевищили на незначну величину відповідні максимальні значення реакцій у «базовій» конструкції машини. Лише при коефіцієнті  $\lambda = 2,0$  спостерігалось вже значне збільшення максимальних значень деяких реакцій в порівнянні з максимальними значеннями реакцій в кінематичних парах «базової» конструкції машини.

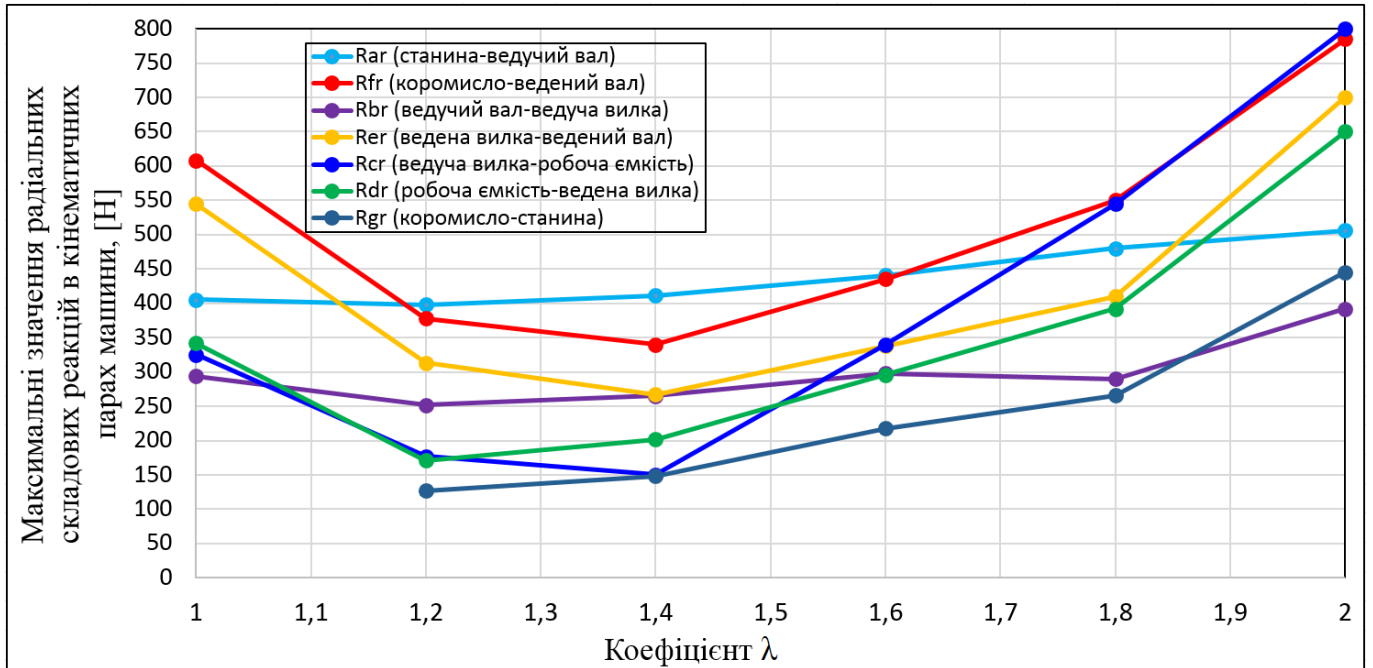


Рис. 3.32. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання від зміни коефіцієнту  $\lambda$

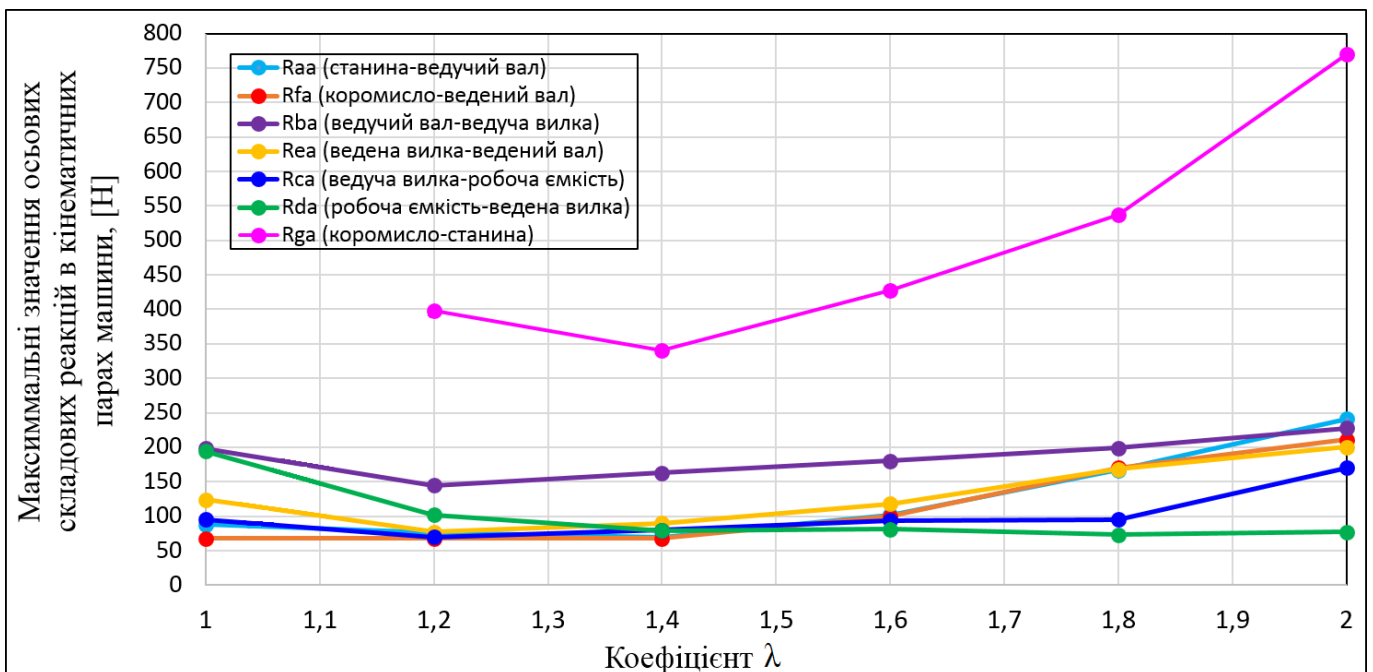


Рис. 3.33. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання від зміни коефіцієнту  $\lambda$

В цілому, характер зміни осьових та радіальних складових максимальних значень реакцій в кінематичних парах досліджуваної машини має відмінності. Максимальні значення осьових складових реакцій майже не змінювалися при збільшенні міжосьової відстані робочої ємності, в той час, як максимальні значення радіальних складових реакцій, при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  різко зменшилися, в діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda=[1,2 - 1,8]$  залишалися майже незмінними, після чого відбулося їх різке збільшення при коефіцієнті  $\lambda=2,0$ . Також, при коефіцієнті  $\lambda=2,0$  реакція  $R_{FA}$  по відношенню до реакції у «базовій» конструкції машини збільшилася у 3,1 рази, а середньоарифметичне значення екстремумів реакцій у 1,5 разів перевищило середньоарифметичне значення екстремумів реакцій «базової» конструкції машини.

Таким чином, на основі аналізу отриманих даних та з урахуванням нерівностей (3.1) та (3.2) дану конструкцію машини раціонально використовувати у діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda=[1,0 - 1,9]$ .

### **3.5. Силове дослідження розробленої конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання**

Ще один варіант звільнення від пасивного зв'язку, який представлений у роботах [152, 153] – це застосування у кінематичному ланцюзі машини додаткової рухомої ланки коромисла, що кінематично з'єднано з веденим валом та встановлено у станині з можливістю коливання відносно горизонтальної вісі обертання. Модель даної машини представлена на рис. 3.34.

На рис. 3.34 представлено: 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – робоча ємність, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал, 7 – коромисло.

У даній конструкції машини можна змінювати міжосьову відстань робочої ємності. Аналогічно до попередніх частин досліджували, як зміна даного геометричного параметру буде впливати на зміну максимальних значень реакцій в усіх кінематичних парах машини, встановлювали раціональний діапазон варіювання даним геометричним параметром.



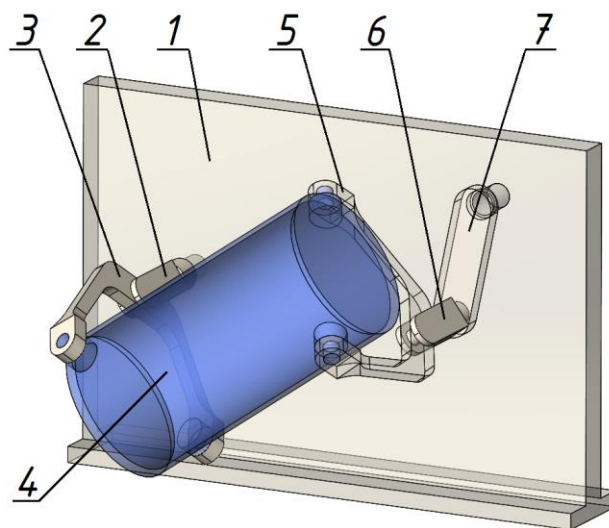


Рис. 3.34. Модель галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання

За допомогою САПР SolidWorks, аналогічно до попередніх частин виконували силове дослідження даної конструкції на холостому ході [210] при наступних коефіцієнтах  $\lambda$ : 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0. Розрахунок міжосьової відстані робочої ємності  $l_0$ , яка збільшувалася зі збільшенням коефіцієнту  $\lambda$  виконували за отриманими у роботі [10] залежностями. Окрім того, для кожної досліджуваної конструкції машини кут тиску у кінематичній парі «ведений вал-коромисло» становив  $12^\circ$ . Таке постійне значення кута тиску забезпечувалося відповідною зміною довжини коромисла, яку розраховували за отриманими у роботі [123] виразами. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання представлено на рис. 3.35.

Визначали максимальні значення осьових та радіальних складових повних реакцій  $R$  в усіх обертових кінематичних парах машини:  $A, B, C, D, E, F, G$ :  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{CR}$  –

радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «робоча ємність – ведена вилка»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «робоча ємність – ведена вилка»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – коромисло»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – коромисло»;  $R_{GA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «коромисло – станина»;  $R_{GR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «коромисло – станина».

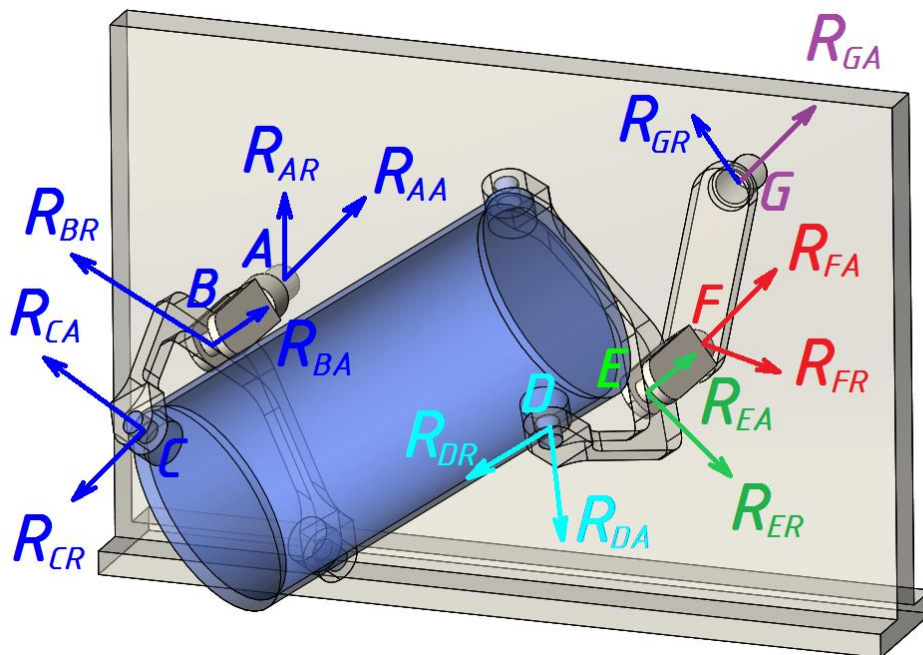


Рис. 3.35. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму гальтувальної машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання

На рис. 3.36 – рис. 3.40 у вигляді графіків представлено залежності реакцій у відповідних кінематичних парах просторового механізму досліджуваної конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини при роботі на холостому ході для різних значень коефіцієнту  $\lambda$ . У таблиці 3.5 наведені максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини.

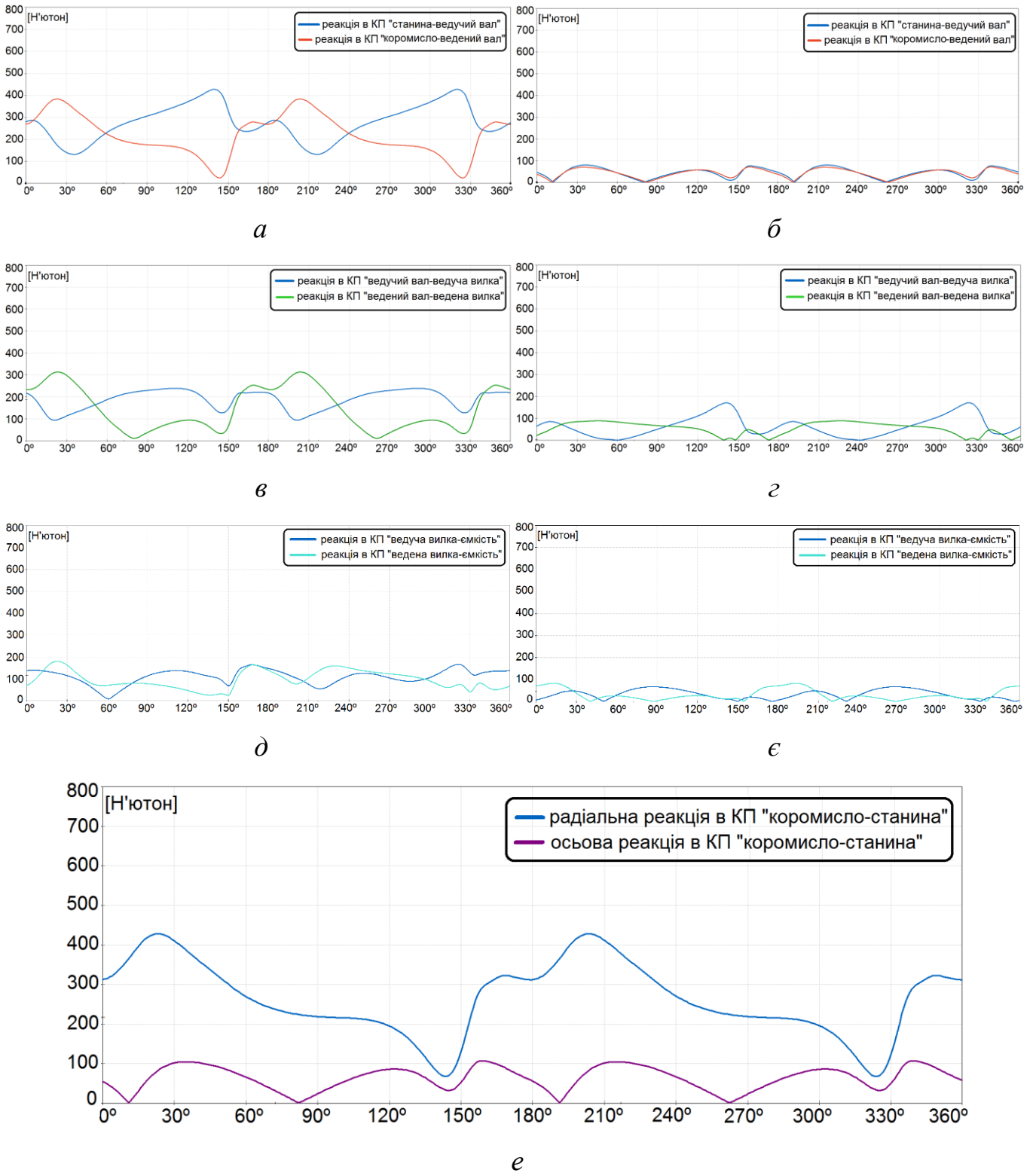


Рис. 3.36. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, е* – осьові складові реакцій, *e* – реакція в КП «коромисло – станина»)

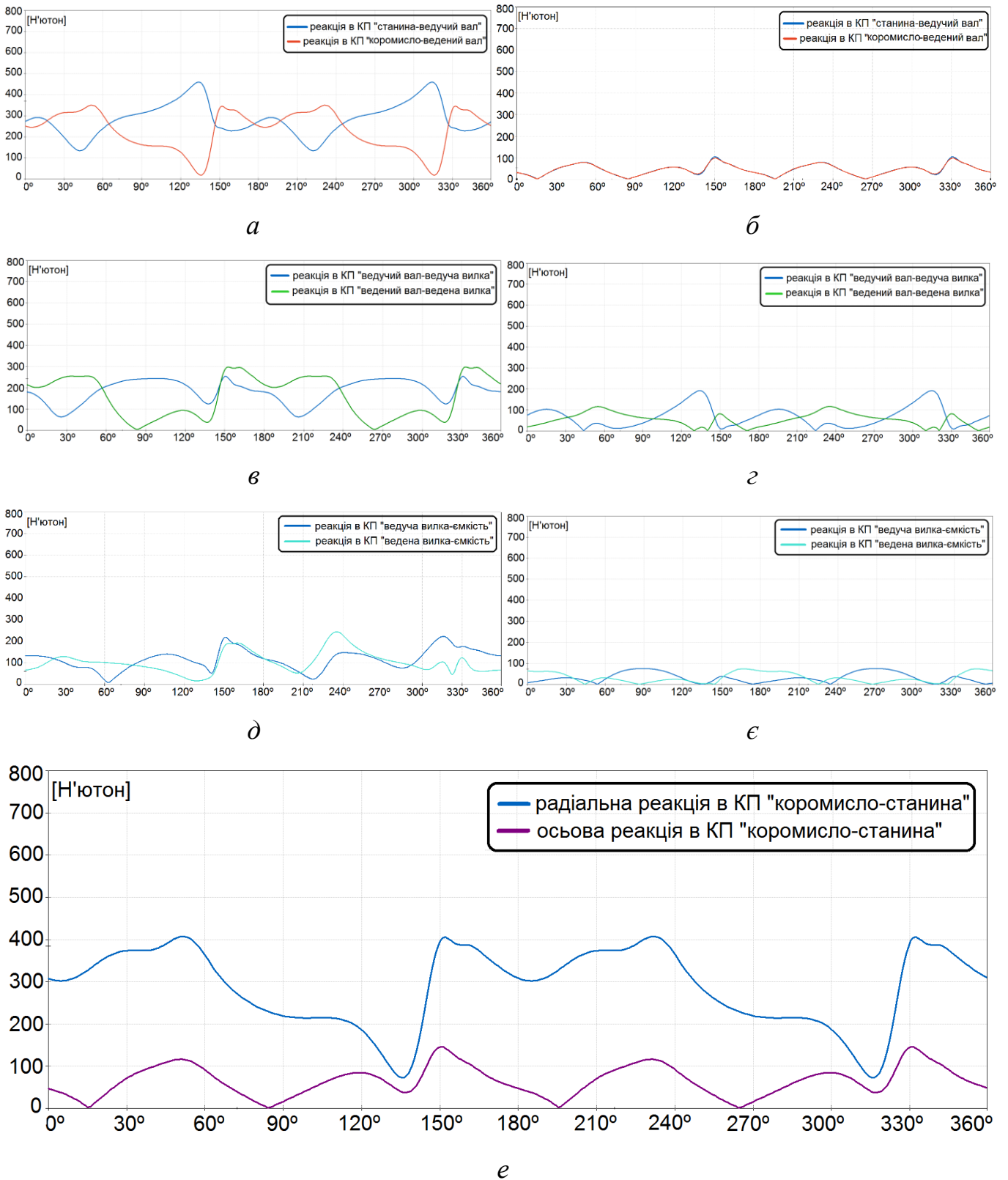


Рис. 3.37. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання при коефіцієнті  $\lambda=1,4$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *е* – осьові складові реакцій, *е* – реакція в КП «коромисло – станина»)

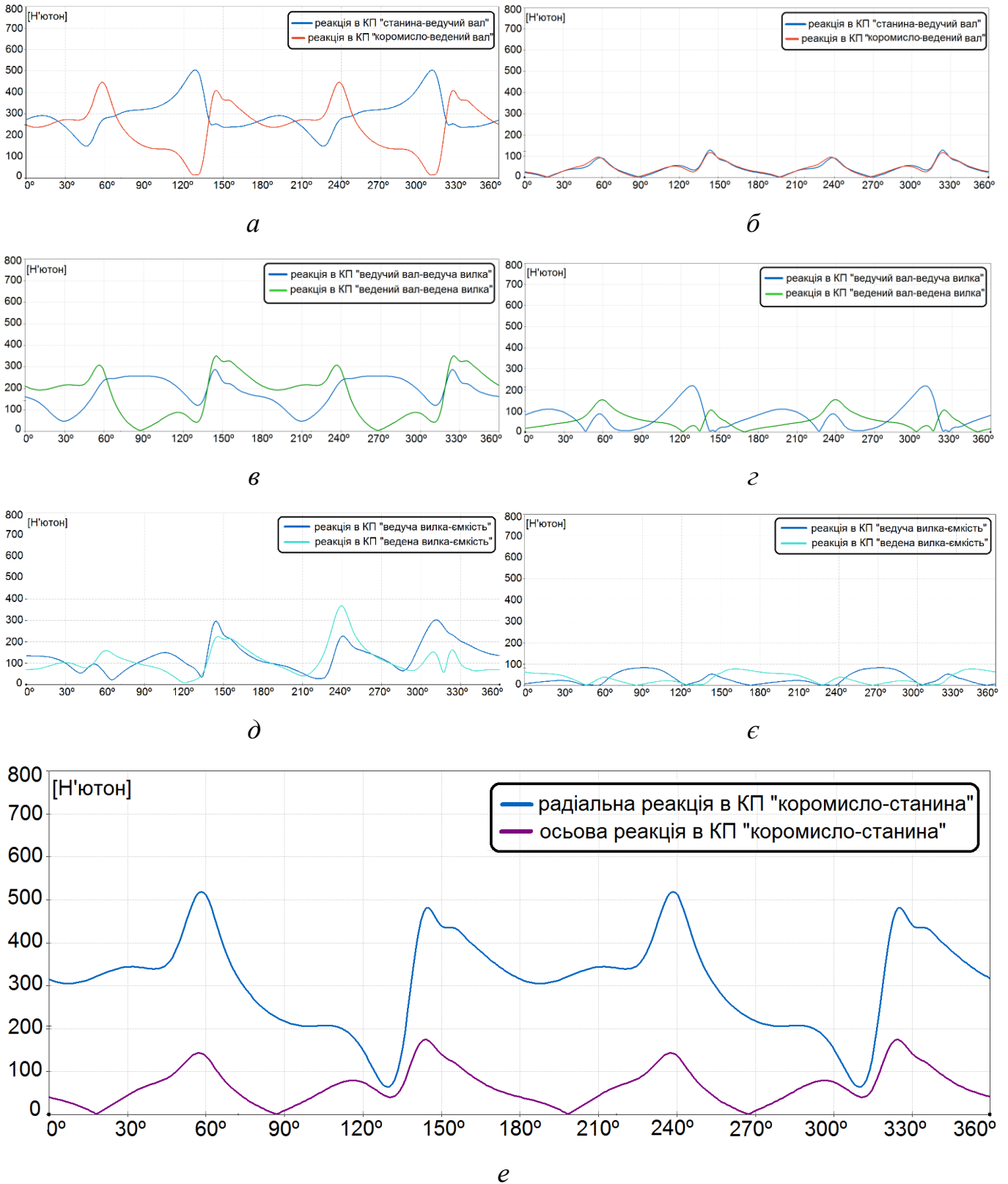


Рис. 3.38. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання при коефіцієнті  $\lambda=1,4$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, з, е* – осьові складові реакцій, *e* – реакція в КП «коромисло – станина»)

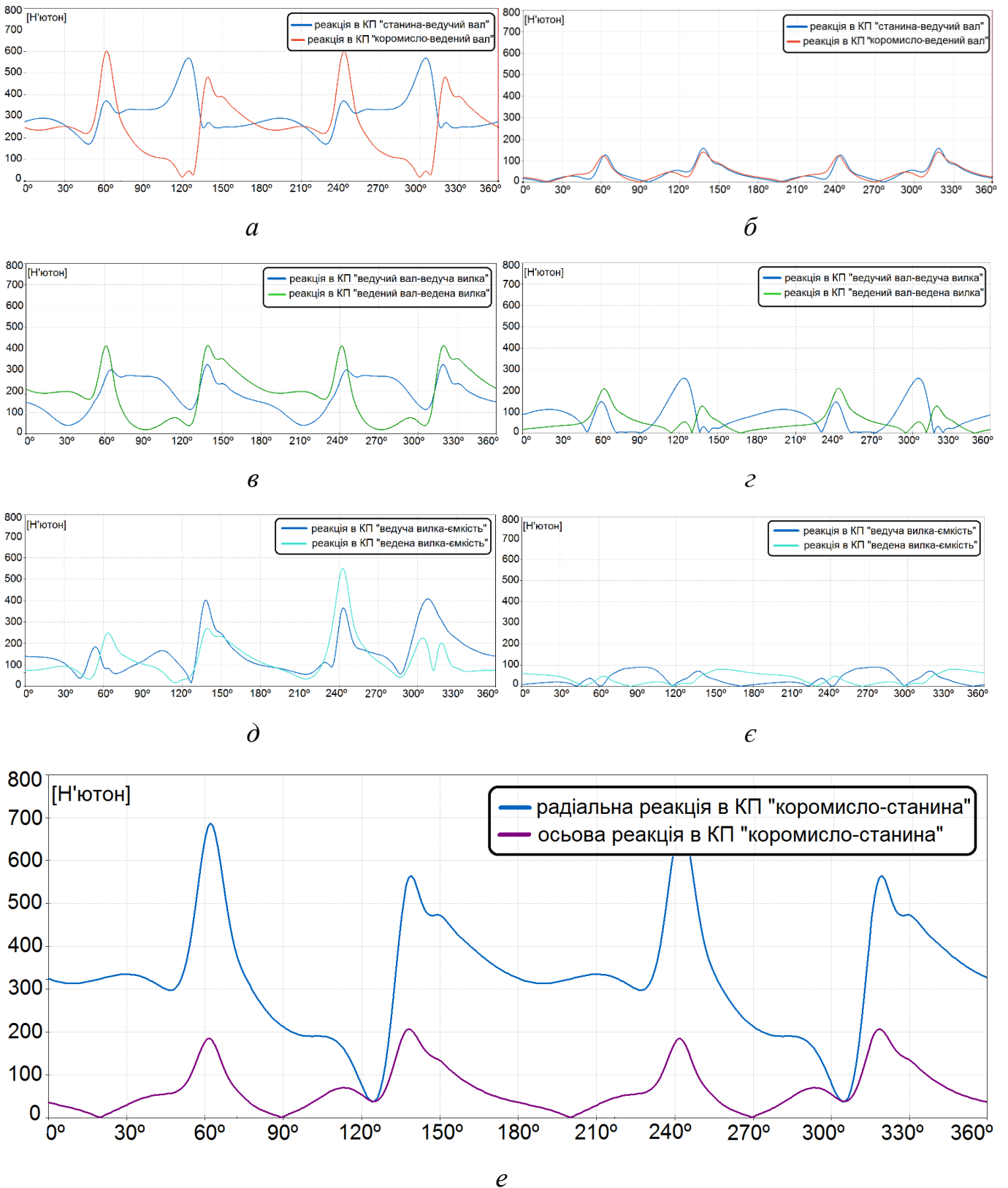


Рис. 3.39. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання при коефіцієнті  $\lambda=1,8$  (а, в, д – радіальні складові реакцій; б, г, е – осьові складові реакцій, е – реакція в КП «коромисло – станина»)

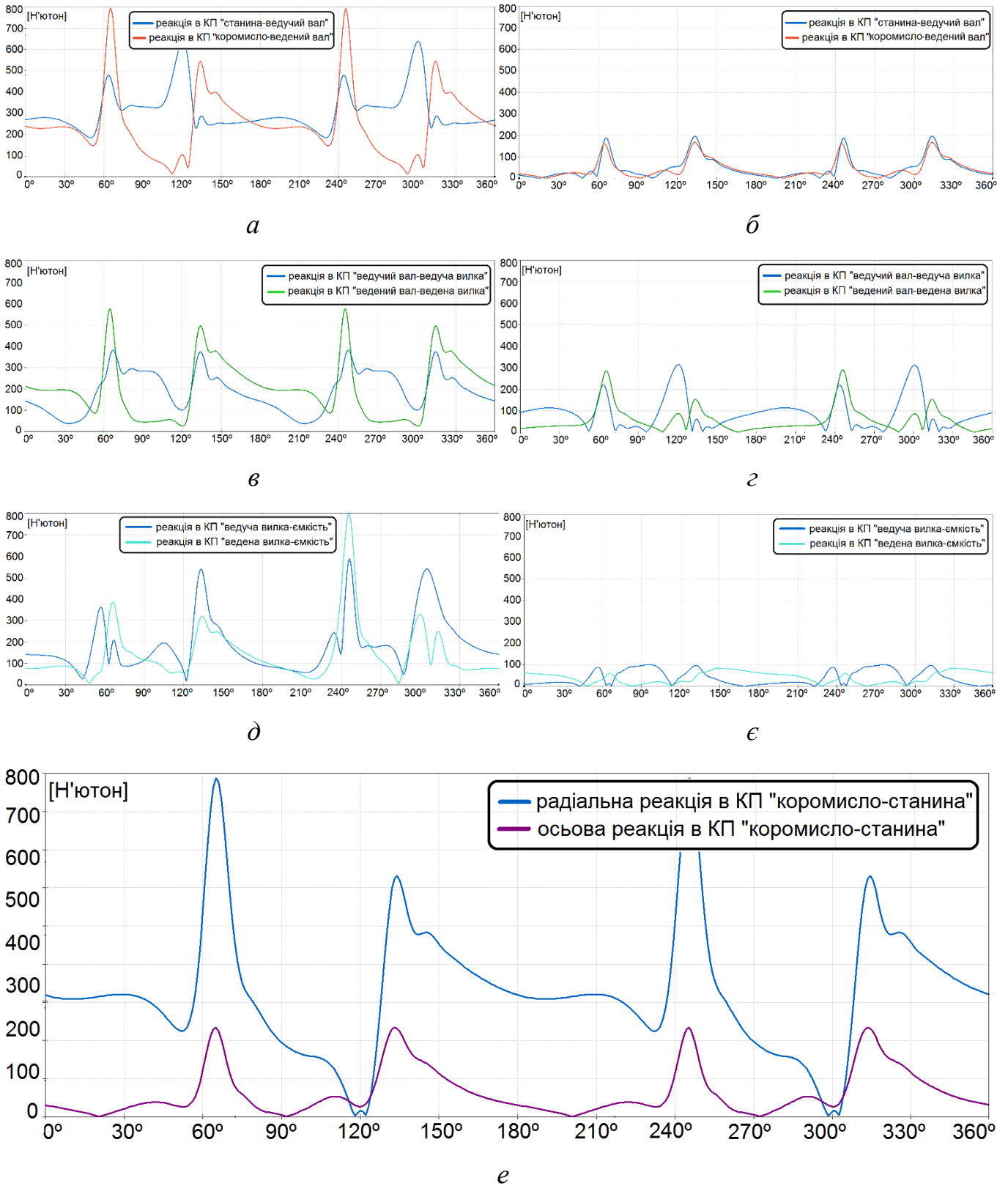


Рис. 3.40. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання при коефіцієнті  $\lambda=2,0$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *е* – осьові складові реакцій, *e* – реакція в КП «коромисло – станина»)

Таблиця 3.5

|   |                | Коефіцієнт $\lambda$ , що характеризує відношення $l_{PC}/l_B$ |      |      |      |      |      |
|---|----------------|--|------|------|------|------|------|
|   |                | 1,0  | 1,2  | 1,4  | 1,6  | 1,8  | 2,0  |
| Значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на холостому ході | $R_{AA}$ , [H] | 88   | 80↓  | 101↑ | 128↑ | 165↑ | 198↑ |
|   | $R_{FA}$ , [H] | 68   | 68↓  | 98↑  | 120↑ | 138↑ | 169↑ |
|   | $R_{AR}$ , [H] | 405  | 420↑ | 465↑ | 502↑ | 576↑ | 633↑ |
|   | $R_{FR}$ , [H] | 608  | 380↓ | 350↓ | 443↓ | 600↓ | 798↑ |
|   | $R_{BA}$ , [H] | 198  | 169↓ | 190↓ | 220↑ | 260↑ | 310↑ |
|   | $R_{EA}$ , [H] | 124  | 90↓  | 112↓ | 155↑ | 210↑ | 290↑ |
|   | $R_{BR}$ , [H] | 294  | 238↓ | 251↓ | 280↓ | 318↑ | 382↑ |
|   | $R_{ER}$ , [H] | 545  | 313↓ | 300↓ | 345↓ | 408  | 576↑ |
|   | $R_{CA}$ , [H] | 95   | 70↓  | 78↓  | 83↓  | 91↓  | 100↑ |
|   | $R_{DA}$ , [H] | 194  | 82↓  | 76↓  | 78↓  | 80↓  | 82↓  |
|   | $R_{CR}$ , [H] | 325  | 168↓ | 215↓ | 301↓ | 400↑ | 585↑ |
|   | $R_{DR}$ , [H] | 342  | 180↓ | 242↓ | 368  | 540↑ | 798↑ |
|   | $R_{GA}$ , [H] | -----  | 105  | 145↑ | 177↑ | 205↑ | 228↑ |
|   | $R_{GR}$ , [H] | -----  | 428  | 406↓ | 515↑ | 690↑ | 792↑ |

За представленими у таблиці 3.5 значеннями максимальних реакцій в кінематичних парах машини були побудовані відповідні графічні залежності, які показані на рис. 3.41 (радіальні складові реакцій) та рис. 3.42 (осьові складові реакцій).

На основі аналізу залежностей, які представлені на рис. 3.41 та рис. 3.42 а також даних представлених у таблиці 3.5, можна зробити наступні висновки:

У конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання, при коефіцієнтах  $\lambda=1,2$ ,  $\lambda=1,4$  та  $\lambda=1,6$  максимальні значення реакцій у більшості кінематичних парах будуть значно менші за максимальні значення реакцій, що будуть виникати під час експлуатації «базової» конструкції машини. При коефіцієнті  $\lambda=1,8$  максимальні значення семи із дванадцяти реакцій перевищили максимальні значення тих само реакцій у «базовій» конструкції машини. При коефіцієнті  $\lambda=2,0$  максимальні значення восьми із дванадцяти реакцій значно перевищили максимальні значення тих само реакцій у «базовій» конструкції машини.



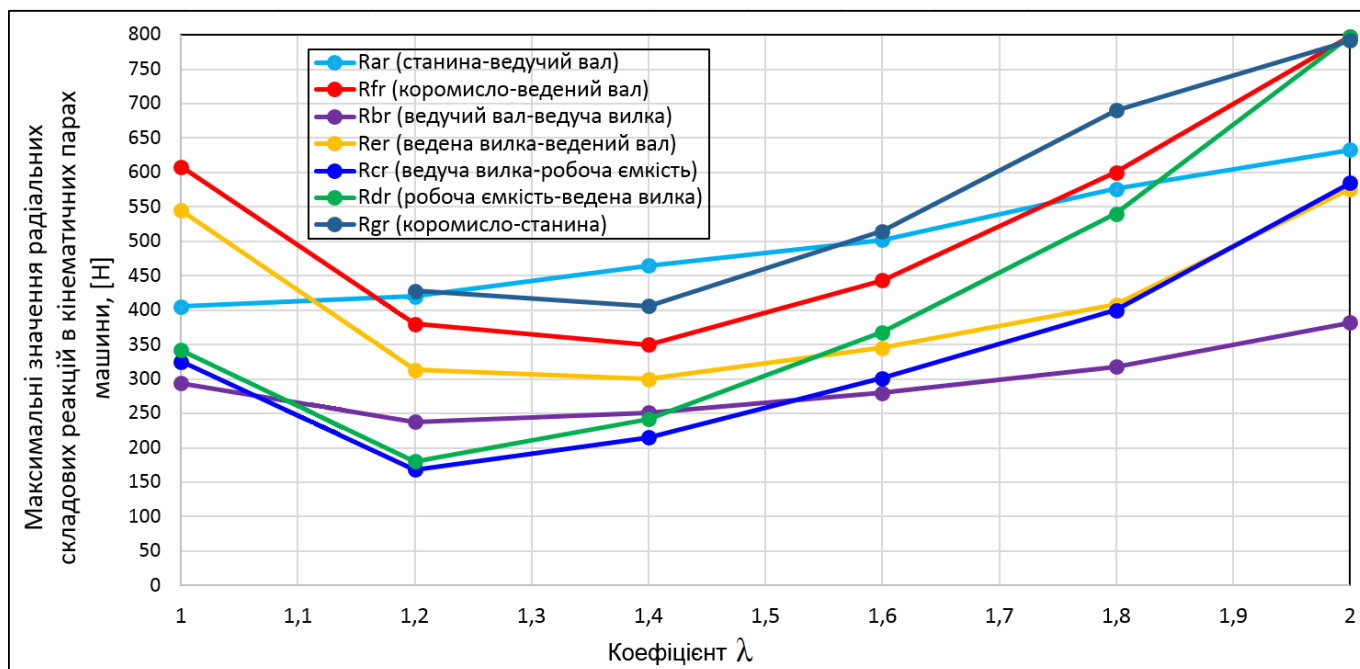


Рис. 3.41. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання від зміни коефіцієнту  $\lambda$

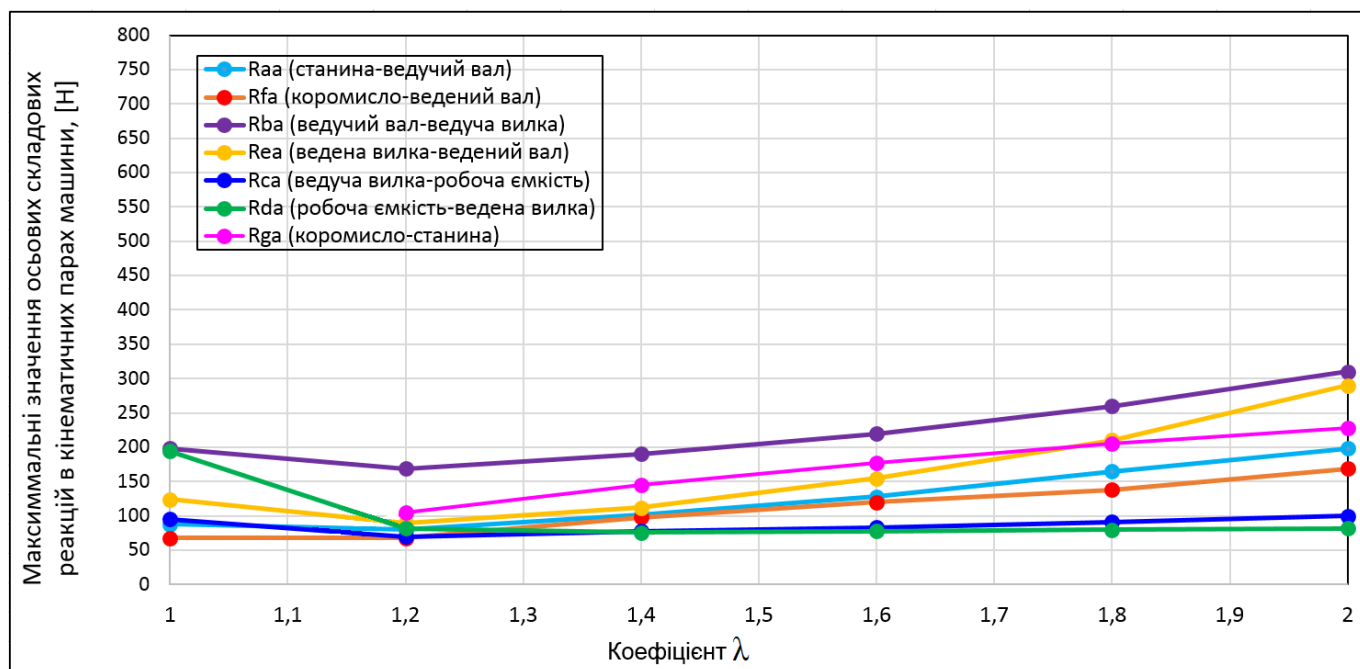


Рис. 3.42. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання від зміни коефіцієнту  $\lambda$

Також, при коефіцієнті  $\lambda=2,0$  реакція  $R_{FA}$  по відношенню до реакції у «базовій» конструкції машини збільшилася у 2,5 рази, а середньоарифметичне значення екстремумів реакцій у 1,5 разів перевищило середньоарифметичне значення екстремумів реакцій у «базовій» конструкції машини.

Характер зміни осьових та радіальних складових максимальних значень реакцій в кінематичних парах досліджуваної машини має відмінності. Максимальні значення осьових складових реакцій залишалися майже сталими в діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda=[1,2 - 1,6]$ , їх приріст відбувався на незначну величину. Максимальні значення радіальних складових реакцій, при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  різко зменшилися, в діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda=[1,2 - 1,6]$  залишалися майже незмінними, після чого відбулося їх різке збільшення при коефіцієнті.

На основі аналізу отриманих даних та з урахуванням нерівностей (3.1) та (3.2) встановлено, що дану конструкцію машини раціонально використовувати у діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda=[1,0 - 1,8]$ . У діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda=[1,2-1,8]$  максимальні значення реакцій у більшості кінематичних пар просторового механізму досліджуваної машини будуть меншими за максимальні значення реакцій у кінематичних парах просторового механізму «базової» конструкції машини.

### **3.6. Силове дослідження розробленої конструкції машини, у якій ведена вилка та робоча ємність утворюють кінематичну пару четвертого класу**

Також було проведено силове дослідження конструкції машини, в кінематичному ланцюзі якої усунуто надлишковий зв'язок за рахунок з'єднання веденої вилки з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу [179]. Кінематична пара 4-го класу надає можливість веденій вилці виконувати, як обертальне, так і зворотно-поступальне переміщення відносно напрямної, яка утворена на зовнішній частині ємності. Модель такої машини представлена на рис. 3.43.

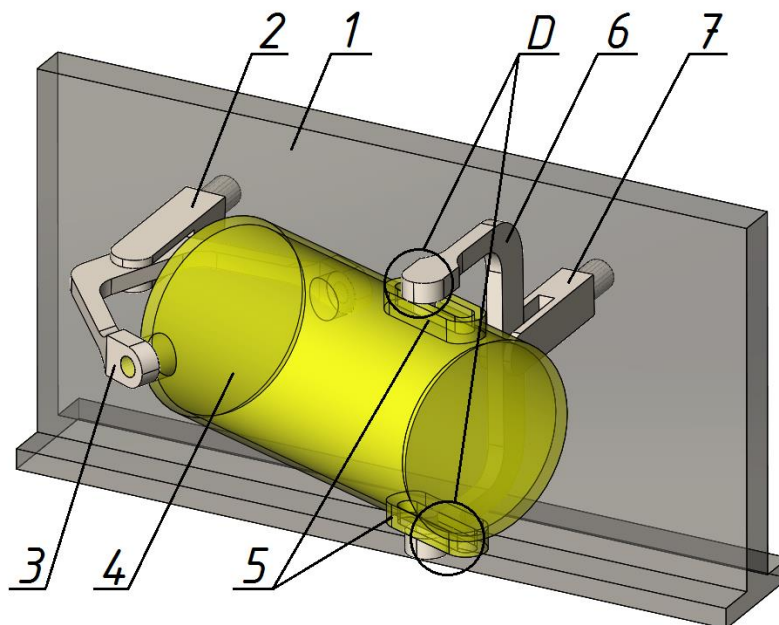


Рис. 3.43. Модель галтувальної машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу

На рис. 3.43 представлено: 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – робоча ємність, 5 – напрямні, 6 – ведена вилка, 7 – ведений вал, D – кінематична пара 4-го класу.

У такій конструкції машини, за рахунок введення в кінематичний ланцюг вищої кінематичної пари 4-го класу, аналогічно до вищерозглянутих конструкцій машин, також реалізується можливість змінювати міжосьову відстань робочої ємності.

У вищерозглянутих конструкціях галтувальних машин міжосьова відстань робочої ємності залишалася сталою, в той час, як циклічно змінювалася відстань між осями ведучого та веденого валів. Для цих конструкцій машин використовували зміну коефіцієнту  $\lambda$ , який характеризує відношення міжосьової відстані робочої ємності до міжосьової відстані ведучої (веденої) вилки машини:  $\lambda = l_{PE} / l_B$ .

Однак, у досліджуваній конструкції машини, за рахунок кінематичної пари 4-го класу циклічно буде змінюватися відстань між осями ведучої та веденої вилки від мінімального  $l_{BB(MIN)}$  до максимального  $l_{BB(MAX)}$  значення, що, в свою чергу, є геометричними вісями кріплення робочої ємності. При силовому дослідженні даної конструкції машини також використовували коефіцієнт  $\lambda$ , однак, який

характеризував відношення максимальної відстані між взаємоперпендикулярними осями ведучої та веденої вилок  $l_{BB(MAX)}$  до міжосьової відстані  $l_B$  ведучої (веденої) вилки машини:

$$\lambda = l_{BB(MAX)} / l_B. \quad (3.3)$$

Для кожного значення коефіцієнту  $\lambda$  геометричні параметри робочої ємності досліджуваної машини відповідали геометричним параметрам робочих ємностей вищерозглянутих конструкцій машин.

Із використанням САПР SolidWorks (додаток Motion), аналогічно до попередніх частин, було проведено силові дослідження досліджуваної конструкції машини [211], при її роботі на холостому ході. Дослідження були проведені для конструкцій машин з аналогічними значеннями коефіцієнту  $\lambda$ , що використовувалися при дослідженні усіх вищепредставлених конструкцій машин. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу представлено на рис. 3.44.

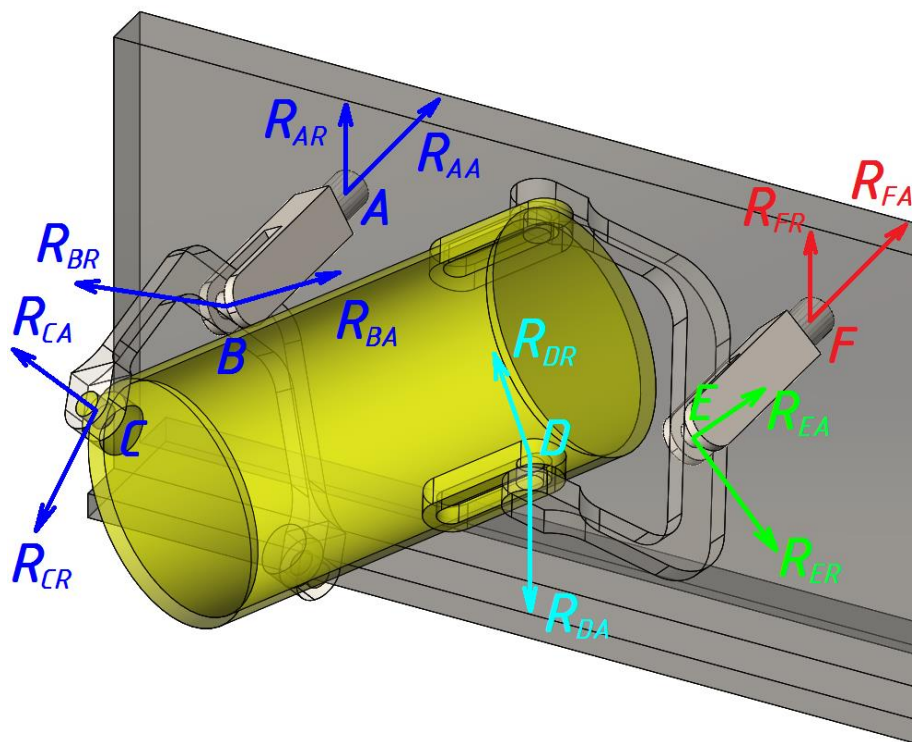


Рис. 3.44. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу

Визначали максимальні значення осьових та радіальних складових реакцій  $R$  в п'яти обертальних кінематичних парах п'ятого класу  $A, B, C, E, F$  та в одній кінематичній парі четвертого класу  $D$ :  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – напрямна»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – напрямна»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина».

Далі, на рис. 3.45 – рис. 3.49 у вигляді графіків представлено залежності реакцій у відповідних кінематичних парах просторового механізму досліджуваної конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини при роботі на холостому ході для різних значень коефіцієнту  $\lambda$ , а у таблиці 3.6 представлено максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини.



Рис. 3.45. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу, при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, е* – осьові складові реакцій)

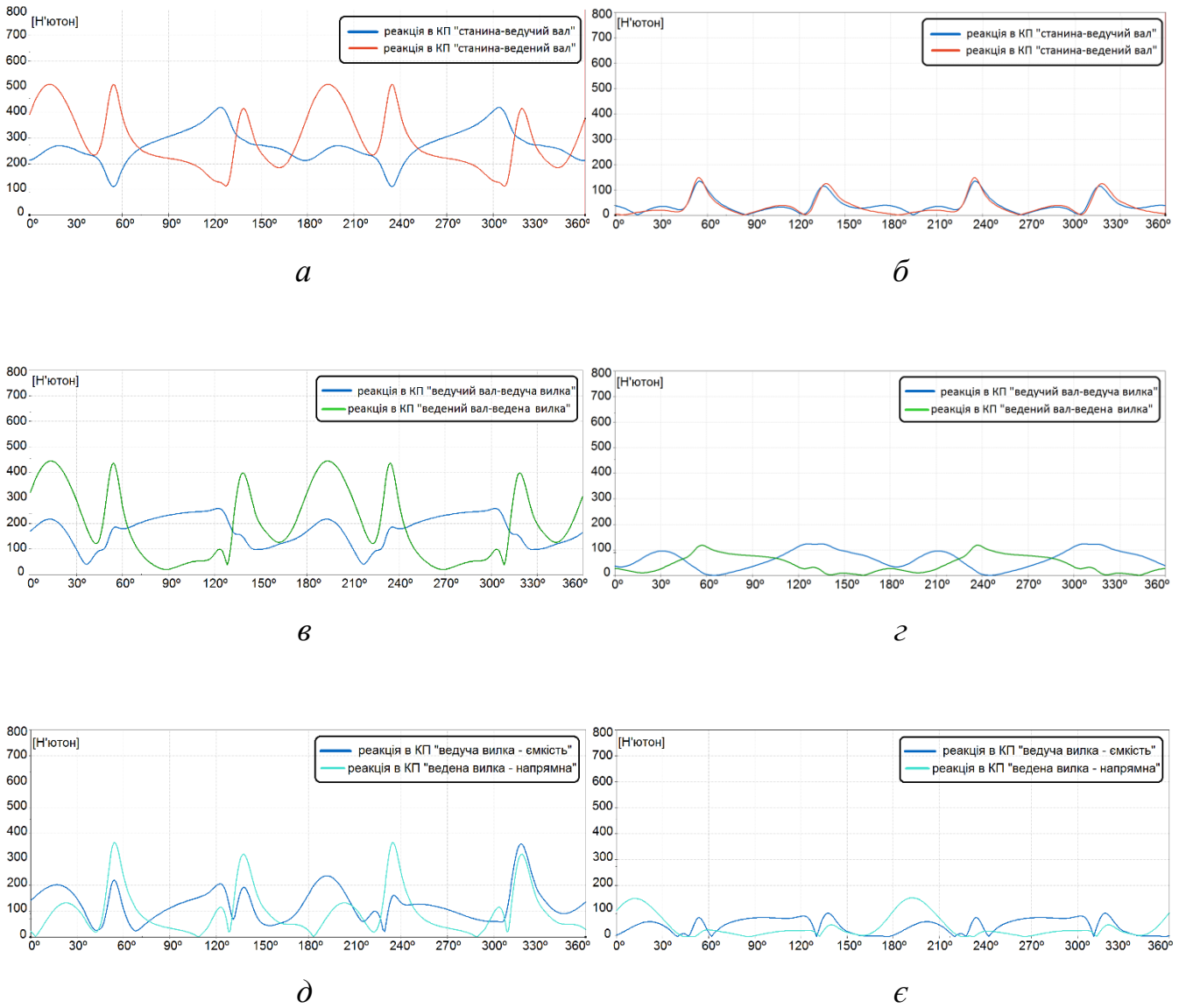


Рис. 3.46. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу, при коефіцієнті  $\lambda=1,4$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, є* – осьові складові реакцій)

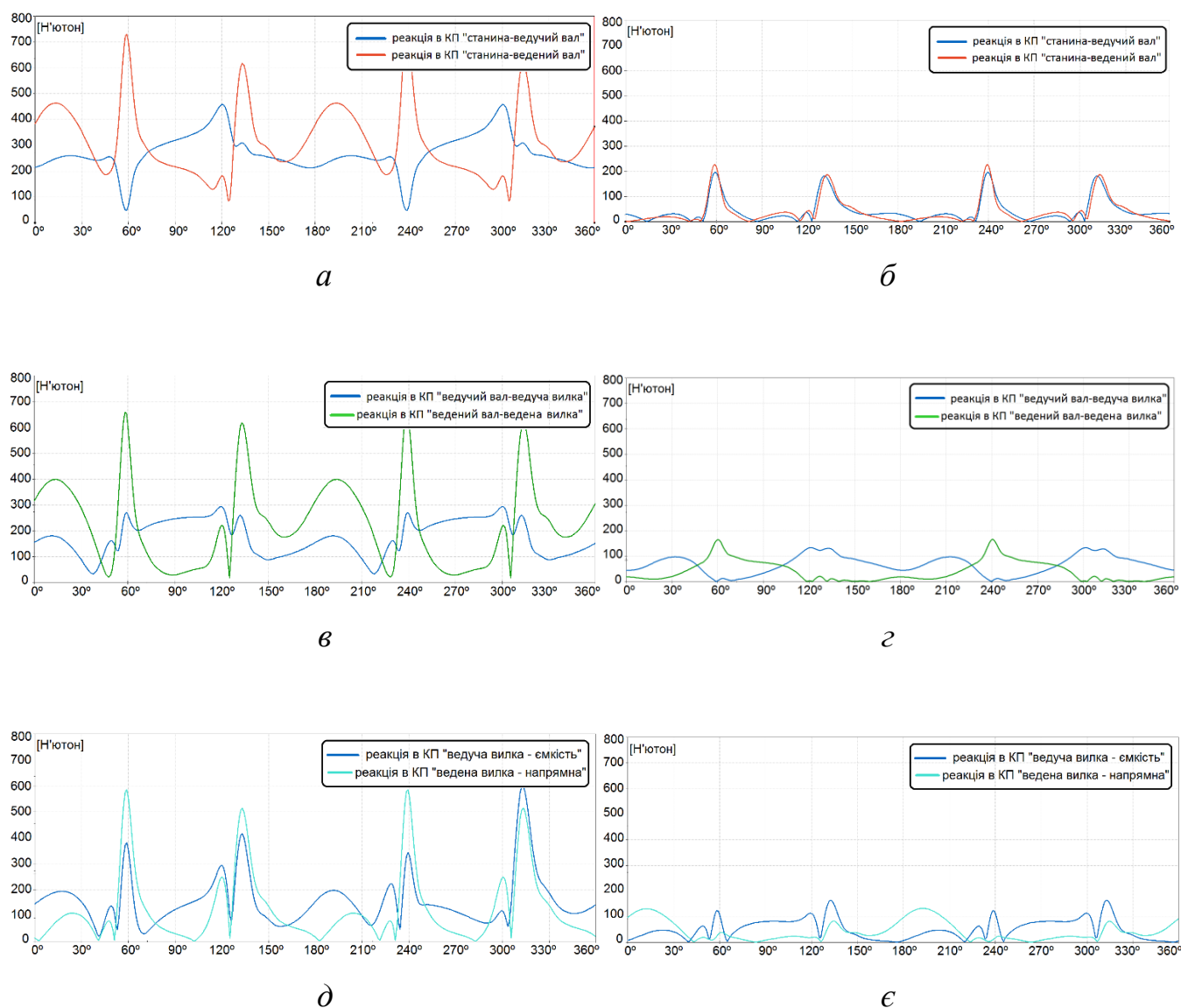


Рис. 3.47. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу, при коефіцієнті  $\lambda=1,6$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *є* – осьові складові реакцій)



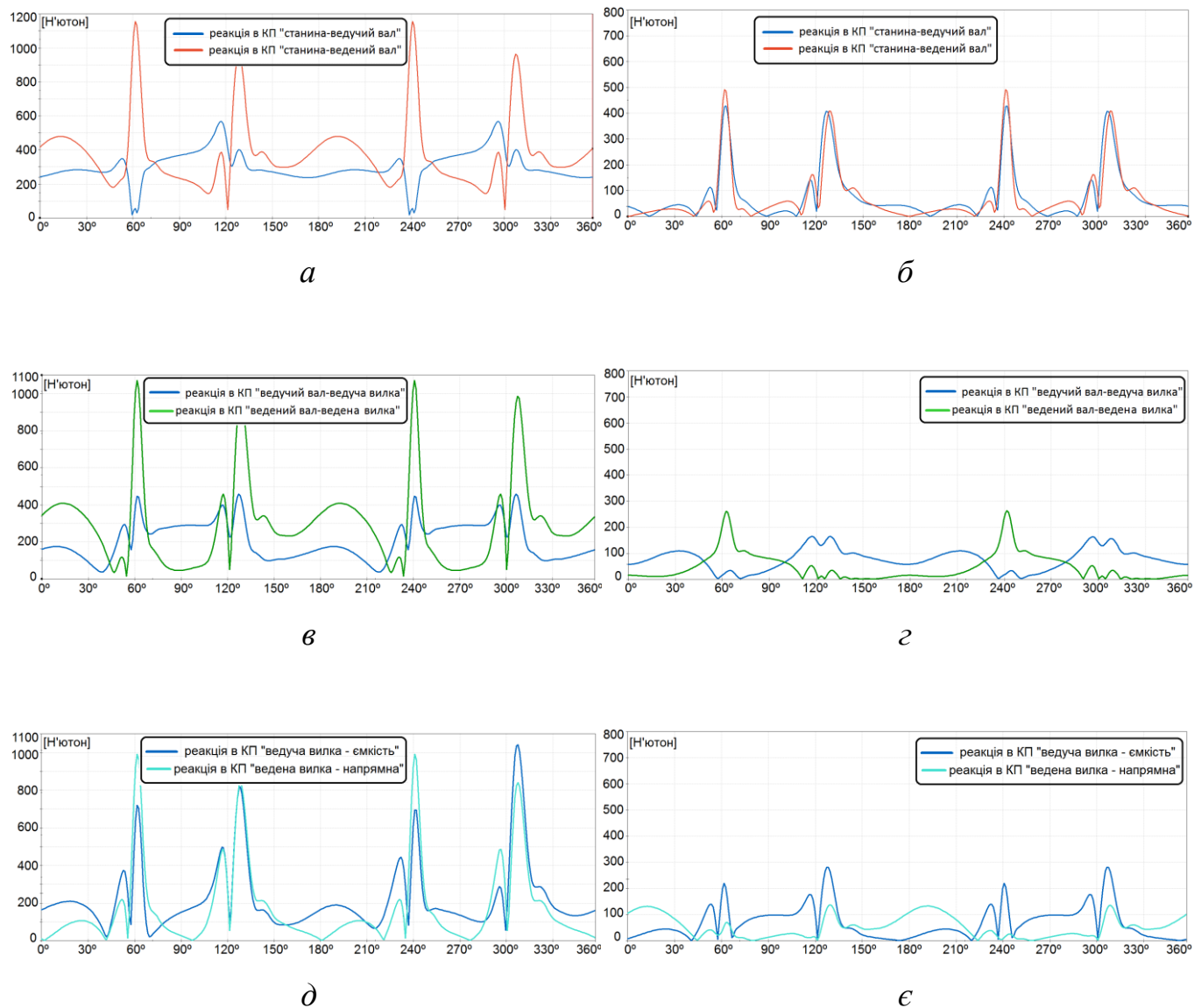


Рис. 3.48. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу, при коефіцієнті  $\lambda=1,8$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, е* – осьові складові реакцій)

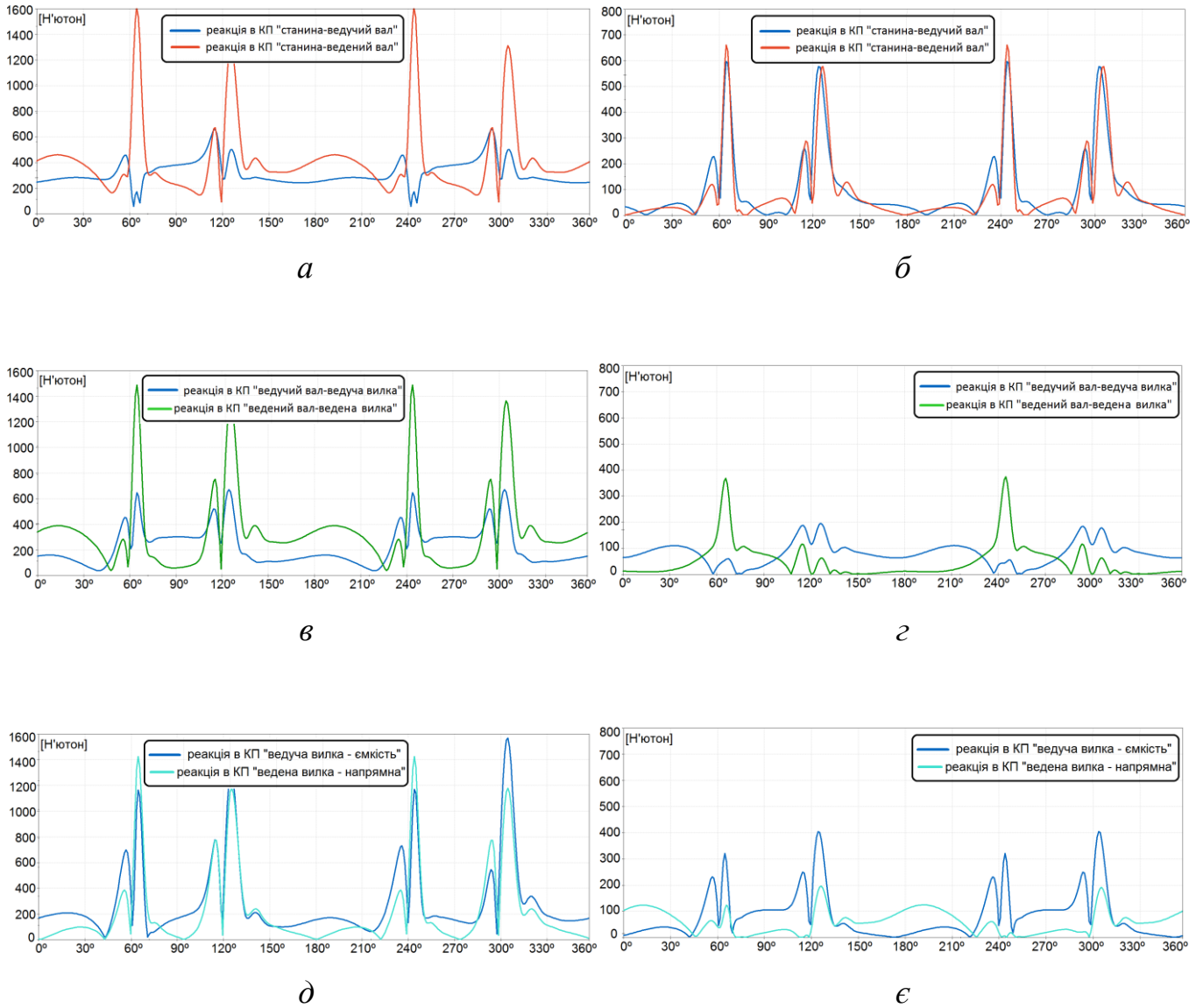


Рис. 3.49. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою смістю за допомогою кінематичної пари 4-го класу, при коефіцієнті  $\lambda=2,0$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *з*, *е* – осьові складові реакцій)

Таблиця 3.6

|  |                | Коефіцієнт $\lambda$ , що характеризує відношення $l_{BB(MAX)} / l_B$ |      |      |      |       |       |
|--|----------------|---|------|------|------|-------|-------|
|  |                | 1,0   | 1,2  | 1,4  | 1,6  | 1,8   | 2,0   |
| Значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на | $R_{AA}$ , [H] | 88  | 98↑  | 138↑ | 195↑ | 420↑  | 593↑  |
|  | $R_{FA}$ , [H] | 68  | 96↑  | 144↑ | 218↑ | 480↑  | 660↑  |
|  | $R_{AR}$ , [H] | 405   | 390↓ | 417↓ | 460↑ | 570↑  | 685↑  |
|  | $R_{FR}$ , [H] | 608   | 582↓ | 506↓ | 719↑ | 1150↑ | 1598↑ |
|  | $R_{BA}$ , [H] | 198   | 123↓ | 120↓ | 123↓ | 164↓  | 192↓  |
|  | $R_{EA}$ , [H] | 124   | 90↓  | 118↓ | 168↑ | 258↑  | 370↑  |
|  | $R_{BR}$ , [H] | 294   | 280↓ | 258↓ | 294↓ | 450↑  | 674↑  |
|  | $R_{ER}$ , [H] | 545   | 519↓ | 440↓ | 650↑ | 1070↑ | 1485↑ |
|  | $R_{CA}$ , [H] | 95  | 79↓  | 91↓  | 167↑ | 278↑  | 405↑  |
|  | $R_{DA}$ , [H] | 194   | 180↓ | 145↓ | 125↓ | 133↓  | 198↑  |
|  | $R_{CR}$ , [H] | 325   | 300↓ | 217↓ | 410↑ | 1065↑ | 1590↑ |
|  | $R_{DR}$ , [H] | 342   | 230↓ | 360↑ | 580↑ | 995↑  | 1408↑ |

На основі представлених у таблиці 3.6 значень максимальних реакцій в кінематичних парах машини були побудовані відповідні графічні залежності, які показані на рис. 3.50 (радіальні складові реакцій) та рис. 3.51 (осьові складові реакцій).

На основі аналізу залежностей, які представлені на рис. 3.50 та рис. 3.51, а також даних представлених у таблиці 3.5, можна зробити наступні висновки:

У конструкції машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу лише при коефіцієнтах  $\lambda=1,2$  та  $\lambda=1,4$  максимальні значення реакцій практично в усіх кінематичних парах будуть значно менші за максимальні значення реакцій у кінематичних парах, що утворювалися під час експлуатації «базової» конструкції машини. При коефіцієнті  $\lambda=1,6$  половина максимальних значень реакцій в кінематичних парах досліджуваної конструкції машини вже перевищила максимальні значення реакцій, що виникають в кінематичних парах «базової» конструкції машини.

Характер зміни осьових та радіальних складових максимальних значень реакцій в кінематичних парах досліджуваної конструкції машини має відмінності та подібний до характеру зміни максимальних значень реакцій у вищепредставлених конструкціях машин.

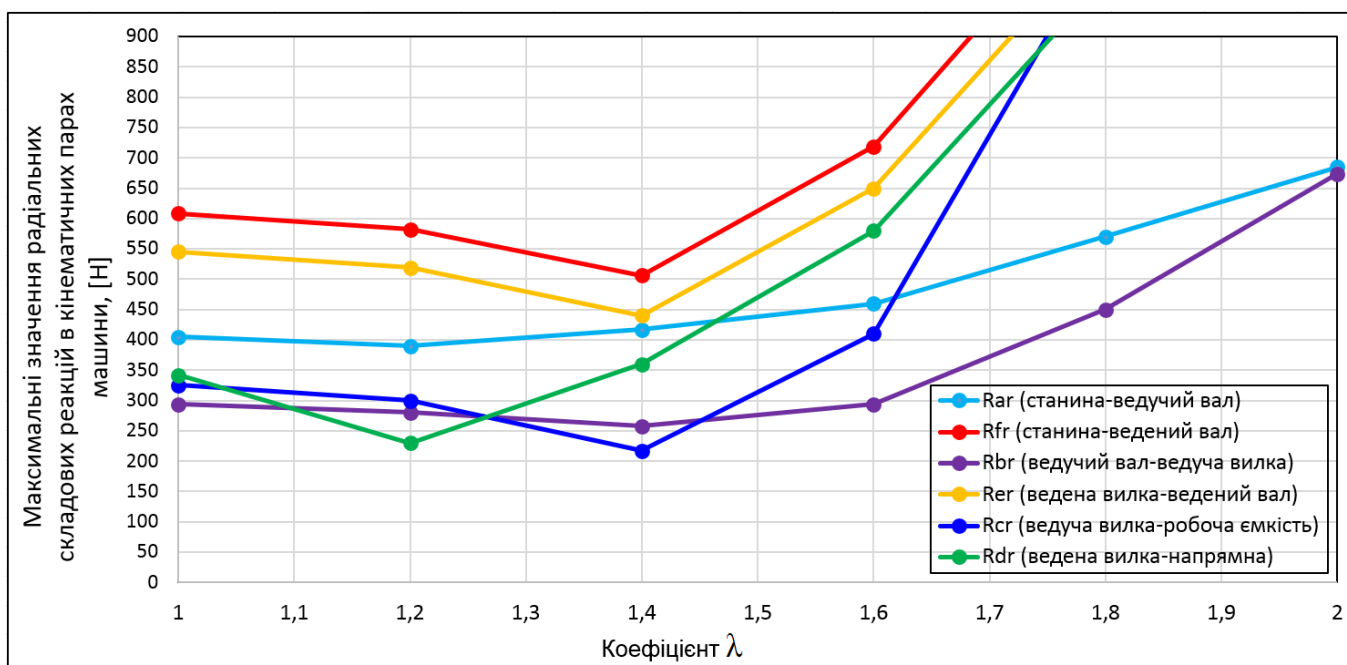


Рис. 3.50. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу, від зміни коефіцієнту  $\lambda$

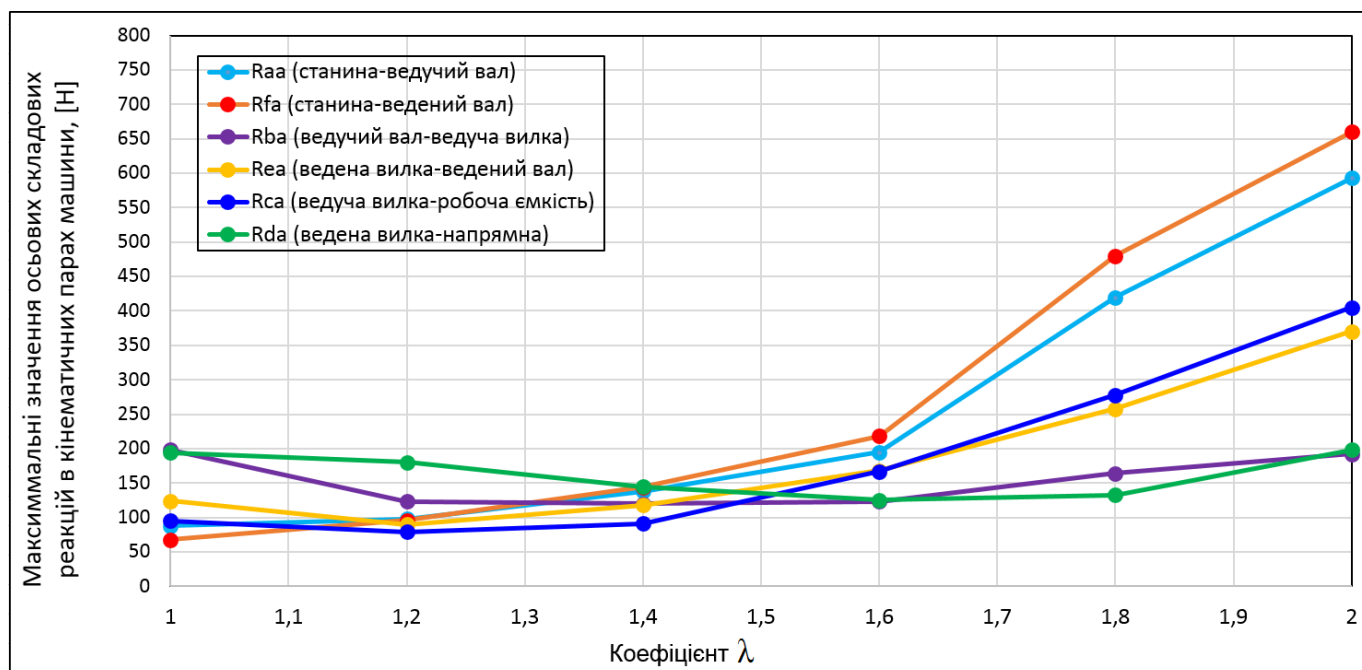


Рис. 3.51. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу, від зміни коефіцієнту  $\lambda$

Максимальні значення радіальних складових реакцій, при коефіцієнтах  $\lambda=1,2$  та  $\lambda=1,4$  зменшилися на відносно незначну величину, після чого відбулося їх різке збільшення. Максимальні значення осьових складових реакцій залишалися майже сталими в діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda=[1,2 - 1,6]$ , їх приріст відбувався на незначну величину, далі відбувається вже більш значний їх приріст. При коефіцієнті  $\lambda=1,6$  реакція  $R_{FA}$  по відношенню до реакції у «базовій» конструкції машини збільшилася у 3,2 рази, а середньоарифметичне значення екстремумів реакцій у 1,2 разів перевищило середньоарифметичне значення екстремумів реакцій у «базовій» конструкції машини. На основі аналізу отриманих даних, з урахуванням нерівностей (3.1) та (3.2), а також лінійної інтерполяції максимальних значень реакцій, був зроблений висновок, що конструкцію машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу, найбільш раціонально використовувати в діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda = [1,0 - 1,5]$ .

### 3.7. Силowe дослідження розробленої конструкції машини з двома ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою

У даній конструкції машини використовуються у якості додаткової рухомої ланки використовується друга робоча ємність, яка рухомо з'єднана за допомогою поступальної кінематичної пари з першою робочою ємністю [212]. Таким чином, виключено пасивний зв'язок з кінематичного ланцюга машини. Модель даної машини представлена на рис. 3.52.

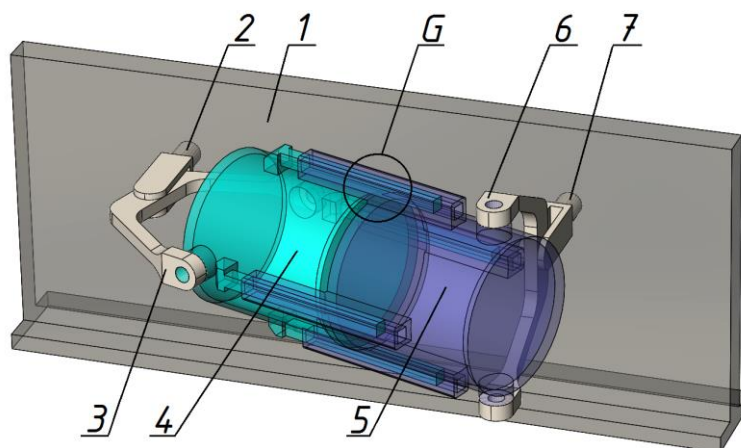


Рис. 3.52. Модель гальтувальної машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою

На рис. 3.52 представлено: 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведуча вилка, 4 – перша робоча ємність, 5 – друга робоча ємність, 6 – ведена вилка, 7 – ведений вал,  $G$  – поступальна кінематична пара.

У процесі експлуатації такої конструкції машини також виникає необхідність варіювати довжиною робочих ємностей. Оскільки у досліджуваній конструкції машини, за рахунок наявності поступальної кінематичної пари, буде змінюватися відстань між взаємно перпендикулярними геометричними вісями кріплення робочих ємностей, то коефіцієнт  $\lambda$  розраховувався як відношення відстані між взаємноперпендикулярними геометричними осями робочих ємностей  $l_{PC(MIN)}$ , яка утворюється при їх максимальному наближенні одна до одної, до міжосьової відстані вилки машини  $l_B$  (ведучої чи веденої):

$$\lambda = l_{PC(MIN)} / l_B. \quad (3.5)$$

Далі, за допомогою САПР SolidWorks, було проведено силове дослідження конструкції машини з двома робочими ємностями, при її роботі на холостому ході [213], при зміні геометричних параметрів, які характеризуються коефіцієнтом  $\lambda$ . Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою, представлено на рис. 3.52.

Визначали максимальні значення осьових та радіальних складових повних реакцій  $R$  у шести обертальних кінематичних парах п'ятого класу  $A, B, C, E, F, G$  та в одній поступальній кінематичній парі  $D$ :  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – перша робоча ємність»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – перша робоча ємність»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – друга робоча ємність»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – друга робоча ємність»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений

вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{GA}$ ,  $R_{GR}$  – складові реакцій в кінематичній парі «перша робоча ємність – друга робоча ємність».

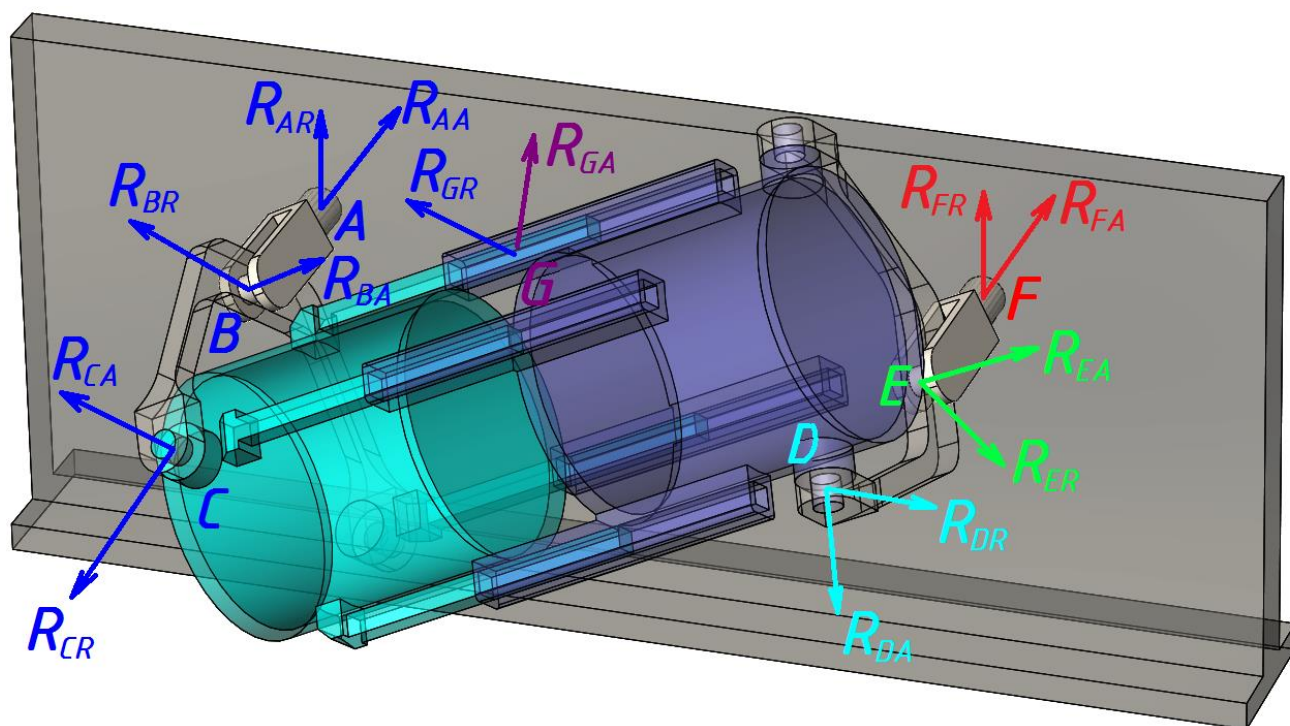


Рис. 3.53. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою

На рис. 3.54 – рис. 3.56 представлено у вигляді графіків залежності реакцій у відповідних кінематичних парах просторового механізму досліджуваної конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини при роботі на холостому ході для різних значень коефіцієнту  $\lambda$ . У таблиці 3.7 представлено максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини.

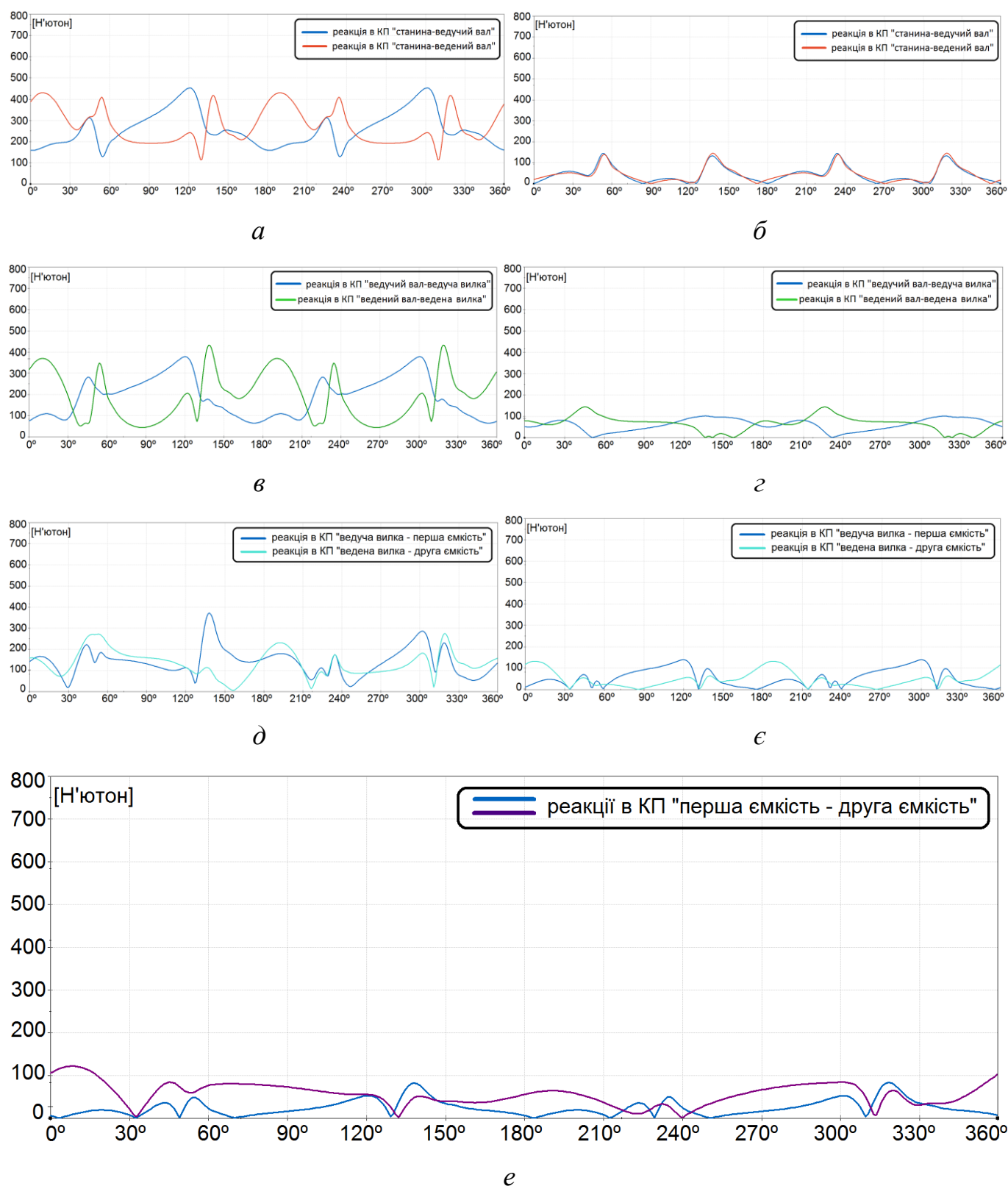


Рис. 3.54. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою, при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *е* – осьові складові реакцій; *е* – реакція в поступальній КП)



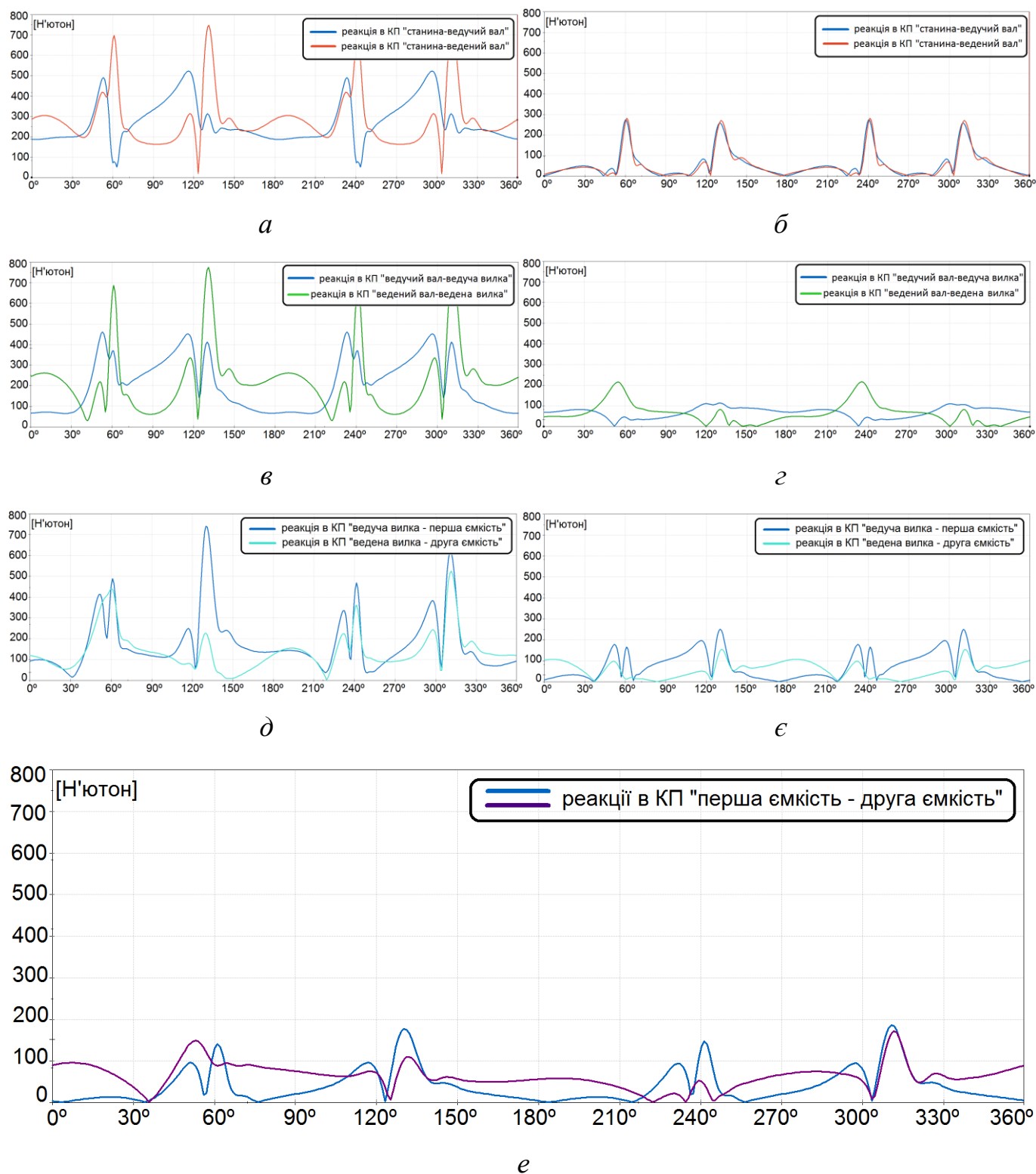


Рис. 3.55. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою, при коефіцієнті  $\lambda=1,4$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, е* – осьові складові реакцій; *e* – реакція в поступальній КП)



Рис. 3.56. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою, при коефіцієнті  $\lambda=1,6$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *е* – осьові складові реакцій; *e* – реакція в поступальній КП)

Таблиця 3.7

|   |                | Коефіцієнт $\lambda$ , що характеризує відношення $l_{PC(MIN)} / l_B$ |      |      |       |
|---|----------------|---|------|------|-------|
|   |                | 1,0   | 1,2  | 1,4  | 1,6   |
| Значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на холостому ході | $R_{AA}$ , [Н] | 88  | 151↑ | 277↑ | 485↑  |
|   | $R_{FA}$ , [Н] | 68  | 150↑ | 280↑ | 499↑  |
|   | $R_{AR}$ , [Н] | 405   | 450↑ | 512↑ | 900↑  |
|   | $R_{FR}$ , [Н] | 608   | 418↓ | 753↑ | 1699↑ |
|   | $R_{BA}$ , [Н] | 198   | 101↓ | 105↓ | 158↓  |
|   | $R_{EA}$ , [Н] | 124   | 142↑ | 210↑ | 371↑  |
|   | $R_{BR}$ , [Н] | 294   | 380↑ | 455↑ | 873↑  |
|   | $R_{ER}$ , [Н] | 545   | 422↓ | 780↑ | 1760↑ |
|   | $R_{CA}$ , [Н] | 95  | 138↑ | 250↑ | 505↑  |
|   | $R_{DA}$ , [Н] | 194   | 133↓ | 149↓ | 301↑  |
|   | $R_{CR}$ , [Н] | 325   | 365↑ | 733↑ | 1901↑ |
|   | $R_{DR}$ , [Н] | 342   | 278↓ | 512↑ | 1212↑ |
|   | $R_{GA}$ , [Н] | -----   | 86   | 178↑ | 379↑  |
|   | $R_{GR}$ , [Н] | -----   | 115  | 155↑ | 340↑  |

На основі представлених у таблиці 3.7 максимальних значень реакцій у кінематичних парах були побудовані відповідні графічні залежності, які показані на рис. 3.57 (радіальні складові реакцій) та рис. 3.58 (осьові складові реакцій).

Дослідження проводилися лише для трьох типорозмірів даної конструкції машини, яким відповідали значення коефіцієнтів  $\lambda=1,2$ ,  $\lambda=1,4$  та  $\lambda=1,6$ . Проведення подальших досліджень для інших, більших, типорозмірів конструкції машини не було актуальним, оскільки вже при коефіцієнту  $\lambda=1,6$ , реакції в окремих кінематичних парах значно перевищили значення реакцій в кінематичних парах «базової» конструкції машини. Так, наприклад, при коефіцієнту  $\lambda=1,6$  максимальне значення реакції  $R_{FA}$  у 7,3 рази стало більшим за значення аналогічної реакції у «базовій» конструкції машини.

При коефіцієнті  $\lambda=1,2$  реакція  $R_{FA}$  по відношенню до реакції у «базовій» конструкції машини збільшилася у 2,2 рази, а середньоарифметичне значення екстремумів реакцій по відношенню до середньоарифметичного значення екстремумів реакцій у «базовій» конструкції, навіть, зменшилося у 1,1 рази.

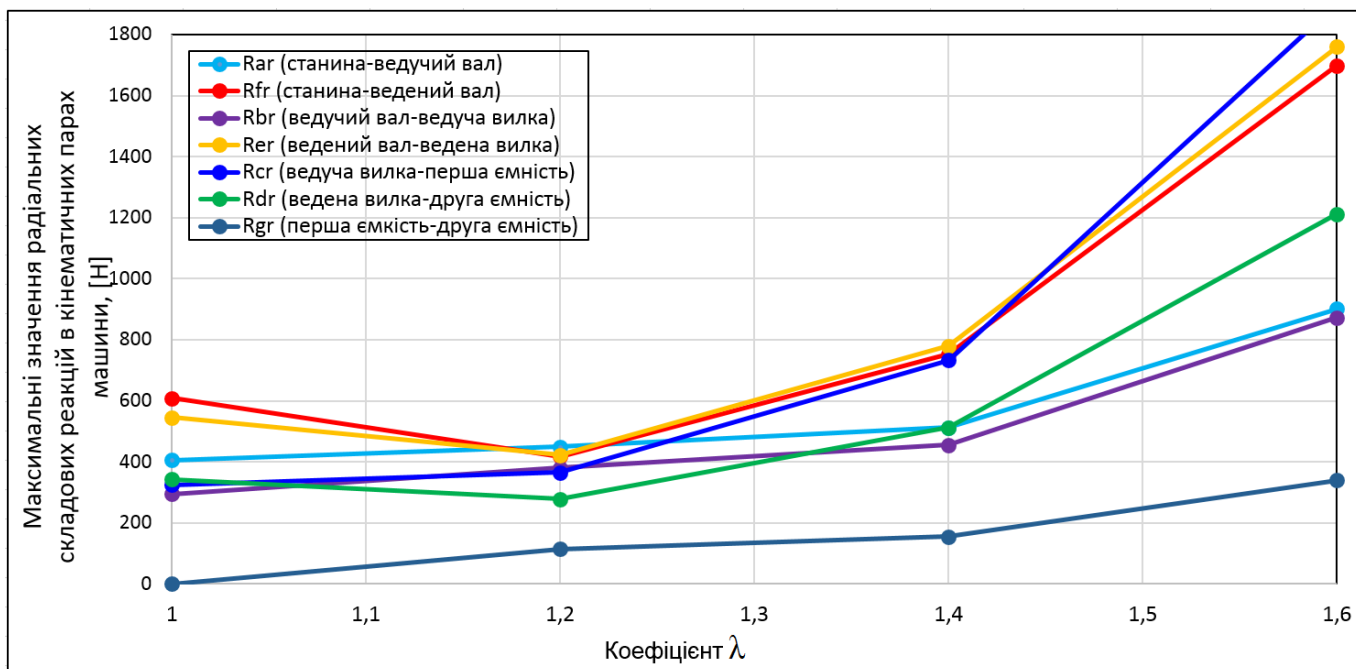


Рис. 3.57. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою від зміни коефіцієнту  $\lambda$

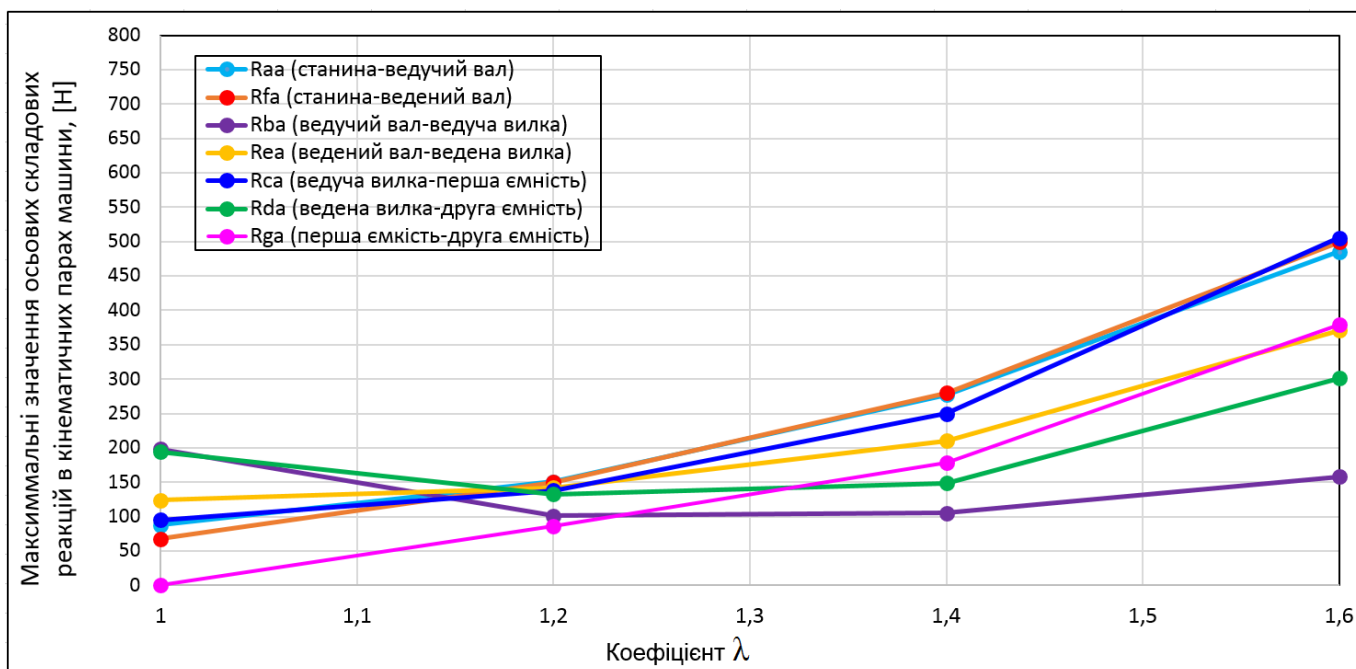


Рис. 3.58. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою від зміни коефіцієнту  $\lambda$

При подальшому збільшенні довжин робочих ємностей ( $\lambda > 1,6$ ), значення реакцій в деяких кінематичних парах будуть перевищувати в десятки разів значення реакцій в кінематичних парах «базової» конструкції машини.

На основі аналізу отриманих даних, з урахуванням нерівностей (3.1) та (3.2), а також лінійної інтерполяції максимальних значень реакцій, був зроблений висновок, що конструкцію машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу, найбільш раціонально використовувати в межах зміни коефіцієнту  $\lambda = [1,0 - 1,3]$ .

Також варто зауважити, що, аналогічно до попередньо досліджуваних конструкцій машин, зберігається характер зміни максимальних значень реакцій у кінематичних парах. Максимальні значення радіальних складових реакцій, при коефіцієнті  $\lambda = 1,2$  зменшилися, після чого відбулося їх подальше різке збільшення. Максимальні значення осьових складових реакцій залишалися майже сталими в діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda = [1,0 - 1,3]$ , далі відбувається вже більш значний їх приріст.

### **3.8. Силове дослідження розробленої конструкції машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить обертальну та поступальну кінематичні пари**

Звільнення від пасивного зв'язку може бути реалізоване шляхом введення в кінематичний ланцюг просторового механізму додаткової рухомої ланки шатуна з обертальною та поступальною кінематичними парами [176, 177]. Таким чином, утворюється просторовий кінематичний ланцюг, який аналогічний до кінематичного ланцюга машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою та представлена у розділі 3.6. Модель даної машини представлена на рис. 3.59.

У такій конструкції машини можна змінювати, як міжосьову відстань робочої ємності, так і міжосьову відстань шатуна. Однак, значене збільшення довжини шатуна по відношенню до довжини робочої ємності не є раціональним, оскільки, цим самим, буде зменшуватися об'єм самої робочої ємності. Таким чином,

змінюючи міжосьову відстань робочої ємності дотримувалися відношення 2,2:1 довжини робочої ємності до довжини шатуна. Таким чином, коефіцієнт  $\lambda$  для даної конструкції машини розраховувався, як відношення  $l_{PC+ДРЛ}$ , що характеризує суму довжин робочої ємності та шатуна до міжосьової відстані  $l_B$  вилки машини (ведучої чи веденої):

$$\lambda = l_{PC+ДРЛ} / l_B. \quad (3.6)$$

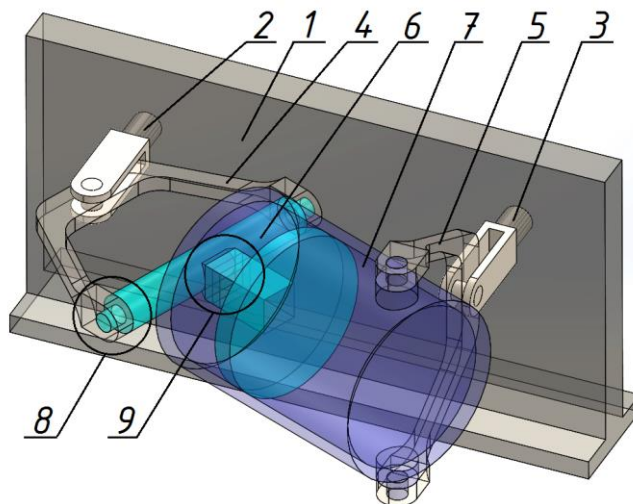


Рис. 3.59. Модель галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою шатуном з обертальною та поступальною кінематичними парами

На рис. 3.59 представлено: 1 – станину, 2 – ведучий вал, 3 – ведений вал, 4 – ведуча вилка, 5 – ведена вилка, 6 – шатун, 7 – робоча ємність, 8 – обертальна кінематична пара «ведуча вилка-шатун», 9 – поступальна кінематична пара «шатун-робоча ємність».

Далі, за допомогою САПР SolidWorks, було проведено силове дослідження даної конструкції машини, при її роботі на холостому ході, при зміні геометричних параметрів, які характеризуються коефіцієнтом  $\lambda$ . Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, що містить обертальну та поступальну кінематичні пари представлено на рис. 3.59.

Визначали максимальні значення осьових та радіальних складових повних реакцій  $R$  в шести обертальних кінематичних парах п'ятого класу  $A, B, C, D, E, F$  та одній поступальній кінематичній парі  $G$ :  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в

кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – шатун»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – шатун»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – робоча ємність»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – робоча ємність»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{GA}$ ,  $R_{GR}$  – складові реакцій у кінематичній парі «шатун – робоча ємність».

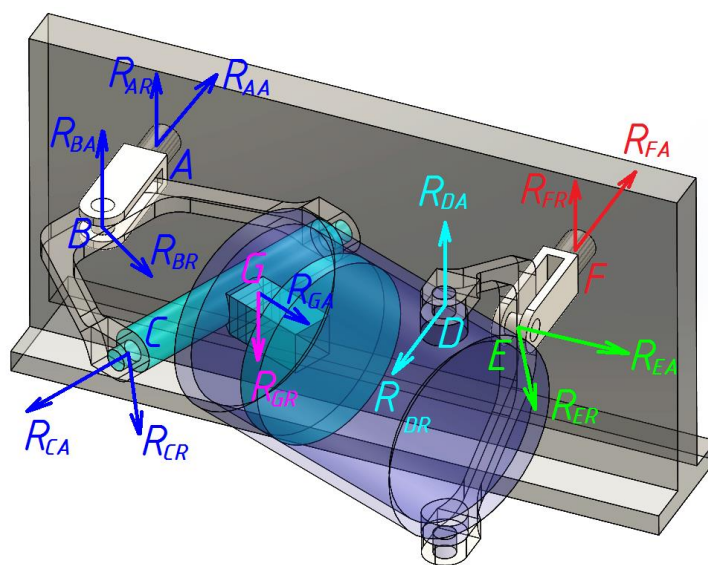


Рис. 3.60. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, що містить поступальну та обертальну кінематичні пари

На рис. 3.61 – рис. 3.63 представлено у вигляді графіків залежності реакцій у відповідних кінематичних парах просторового механізму досліджуваної конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини при роботі на холостому ході для різних значень коефіцієнту  $\lambda$ . У таблиці 3.8 представлено максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини.

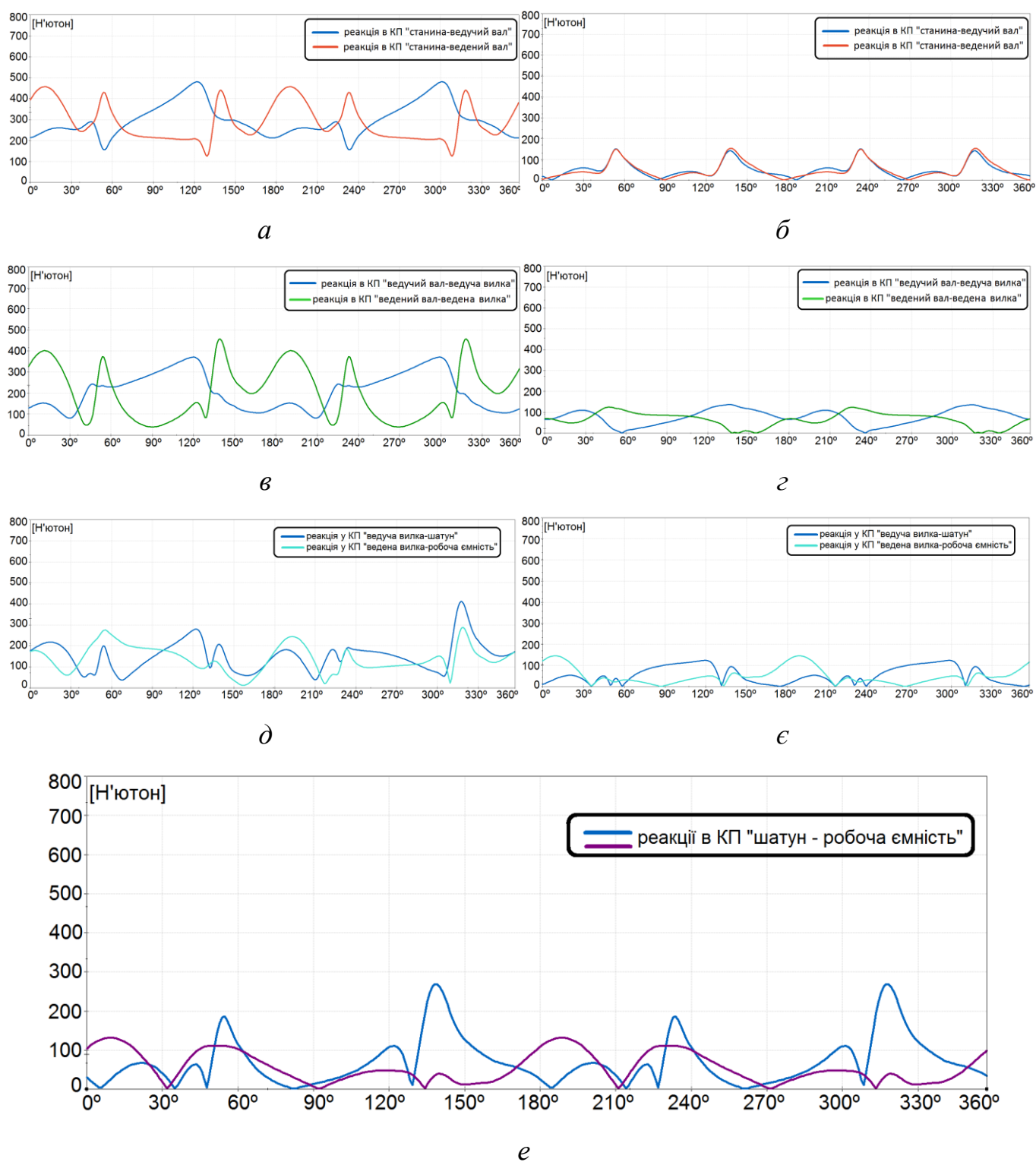


Рис. 3.61. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, що містить обертальну та поступальну кінематичні пари, при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *є* – осьові складові реакцій; *e* – реакція в КП «шатун-робоча ємність»)





Рис. 3.62. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, що містить обертальну та поступальну кінематичні пари, при коефіцієнті  $\lambda=1,4$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *є* – осьові складові реакцій; *е* – реакція в КП «шатун-робоча ємність»)

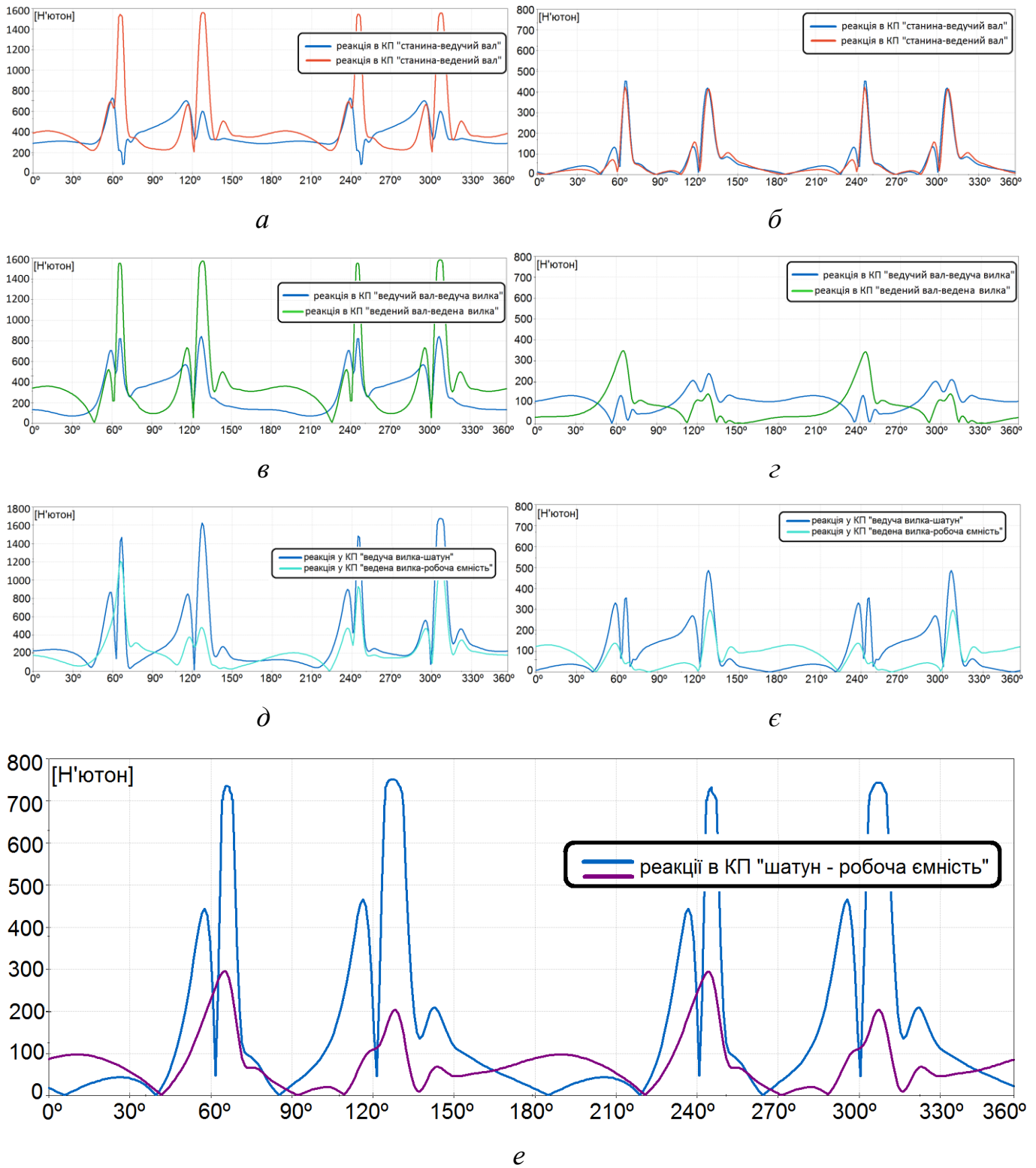


Рис. 3.63. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, що містить обертальну та поступальну кінематичні пари, при коефіцієнті  $\lambda=1,6$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, є* – осьові складові реакцій; *е* – реакція в КП «шатун-робоча ємність»)

Таблиця 3.8

|   |                | Коефіцієнт $\lambda$ , що характеризує відношення $l_{PC+ДРЛ} / l_B$ |      |       |       |
|---|----------------|--|------|-------|-------|
|   |                | 1,0  | 1,2  | 1,4   | 1,6   |
| Значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на холостому ході | $R_{AA}$ , [Н] | 88   | 151↑ | 430↑  | 455↑  |
|   | $R_{FA}$ , [Н] | 68   | 162↑ | 430↑  | 420↑  |
|   | $R_{AR}$ , [Н] | 405  | 481↑ | 601↑  | 669↑  |
|   | $R_{FR}$ , [Н] | 608  | 458↓ | 994↑  | 1563↑ |
|   | $R_{BA}$ , [Н] | 198  | 122↓ | 171↓  | 235↑  |
|   | $R_{EA}$ , [Н] | 124  | 120↓ | 210↑  | 345↑  |
|   | $R_{BR}$ , [Н] | 294  | 375↑ | 459↑  | 811↑  |
|   | $R_{ER}$ , [Н] | 545  | 459↓ | 1035↑ | 1588↑ |
|   | $R_{CA}$ , [Н] | 95   | 118↑ | 272↑  | 490↑  |
|   | $R_{DA}$ , [Н] | 194  | 130↓ | 170↓  | 300↑  |
|   | $R_{CR}$ , [Н] | 325  | 408↑ | 769↑  | 1685↑ |
|   | $R_{DR}$ , [Н] | 342  | 294↓ | 700↑  | 1200↑ |
|   | $R_{GA}$ , [Н] | -----  | 275  | 579↑  | 745↑  |
|   | $R_{GR}$ , [Н] | -----  | 127  | 182↑  | 297↑  |

На основі представлених у таблиці 3.8 максимальних значень реакцій у кінематичних парах були побудовані відповідні графічні залежності, які показані на рис. 3.64 (радіальні складові реакцій) та рис. 3.65 (осьові складові реакцій).

Графіки зміни реакцій у кінематичних парах конструкції машини з додатковою рухомою ланкою шатуном з обертальною та поступальною кінематичними парами, а також їх екстремальні значення були максимально наближені до графіків зміни реакцій у кінематичних парах конструкції машини з двома робочими ємностями, які з'єднані між собою поступальною кінематичною парою (розділ 3.7).

Аналогічно до розділу 3.8 дослідження проводилися лише для трьох типорозмірів даної конструкції машини, яким відповідали значення коефіцієнтів  $\lambda=1,2$ ,  $\lambda=1,4$  та  $\lambda=1,6$ , оскільки вже при коефіцієнту  $\lambda=1,6$  реакції в окремих кінематичних парах значно перевищили значення реакцій в кінематичних парах «базової» конструкції машини. Так, наприклад, при коефіцієнту  $\lambda=1,6$  максимальне значення реакції  $R_{FA}$  у 6,2 рази стало більшим за значення аналогічної реакції у «базовій» конструкції машини.

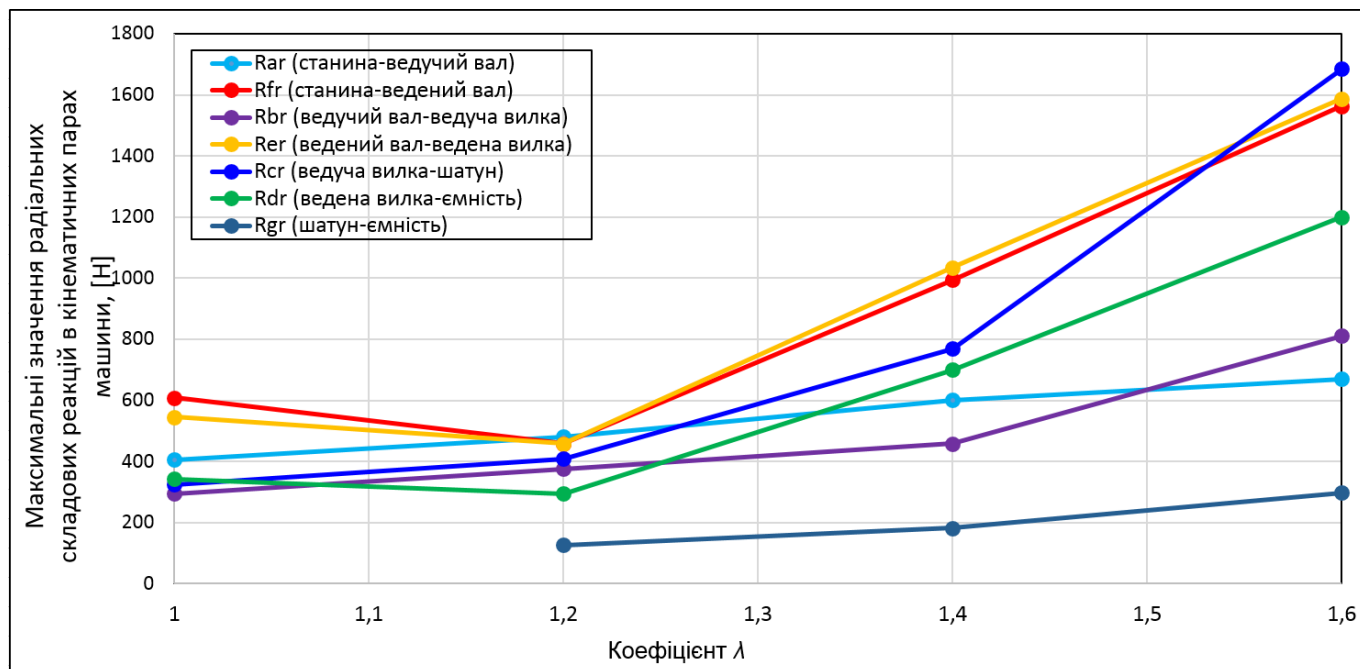


Рис. 3.64. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, що містить обертальну та поступальну кінематичні пари від зміни коефіцієнту  $\lambda$

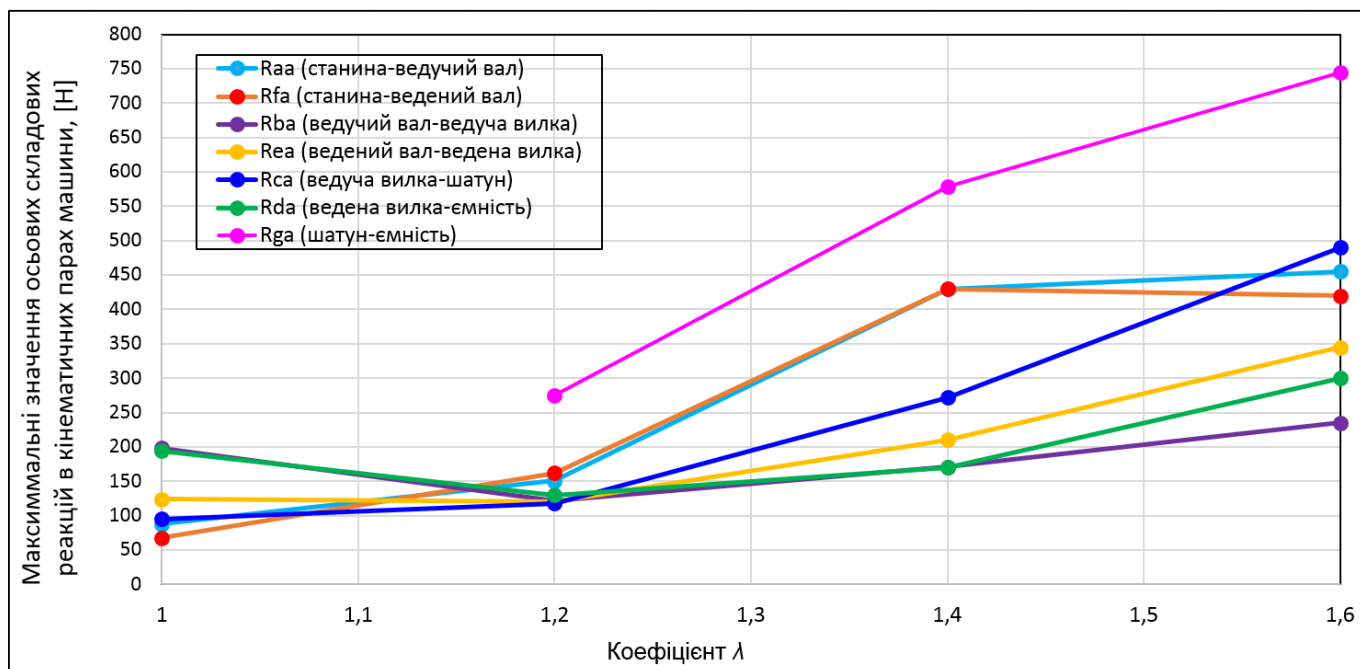


Рис. 3.65. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, що містить обертальну та поступальну кінематичні пари від зміни коефіцієнту  $\lambda$

При коефіцієнті  $\lambda=1,2$  реакція  $R_{FA}$  по відношенню до реакції у «базовій» конструкції машини збільшилася у 2,4 рази, а середньоарифметичне значення екстремумів реакцій по відношенню до середньоарифметичного значення екстремумів реакцій у «базовій» конструкції машини практично не змінилося.

При досягненні коефіцієнтом  $\lambda=1,4$ , більшість реакцій в усіх кінематичних парах перевищили відповідні значення реакцій у кінематичних парах «базової» конструкції машини, реакція  $R_{FA}$  по відношенню до реакції у «базовій» конструкції машини збільшилася у 6,3 рази. Лише реакції  $R_{BA}$  та  $R_{DA}$  все ще залишалися меншими. При подальшому збільшенні довжини робочої ємності та шатуна ( $\lambda>1,6$ ), значення реакцій в усіх кінематичних парах перевищили відповідні значення реакцій у кінематичних парах «базової» конструкції машини.

На основі аналізу отриманих даних, з урахуванням нерівностей (3.1) та (3.2), а також лінійної інтерполяції максимальних значень реакцій, був зроблений висновок, що конструкцію машини, в якій ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари 4-го класу, найбільш раціонально використовувати в межах зміни коефіцієнту  $\lambda=[1,0 - 1,3]$ .

Також варто зауважити, що, аналогічно до попередньо досліджуваних конструкцій машин, зберігається характер зміни максимальних значень реакцій у кінематичних парах. Максимальні значення радіальних складових реакцій, при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  зменшилися, після чого відбулося їх подальше різке збільшення. Максимальні значення осьових складових реакцій залишалися майже сталими в діапазоні зміни коефіцієнту  $\lambda=[1,0 - 1,3]$ , далі відбувається вже більш значний їх приріст.

### **3.9. Силове дослідження розробленої конструкції машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари**

Звільнення від пасивного зв'язку може бути реалізоване шляхом введення в кінематичний ланцюг просторового механізму додаткової рухомої ланки шатуна з двома обертальними кінематичними парами [168, 170]. Модель даної машини представлена на рис. 3.66.

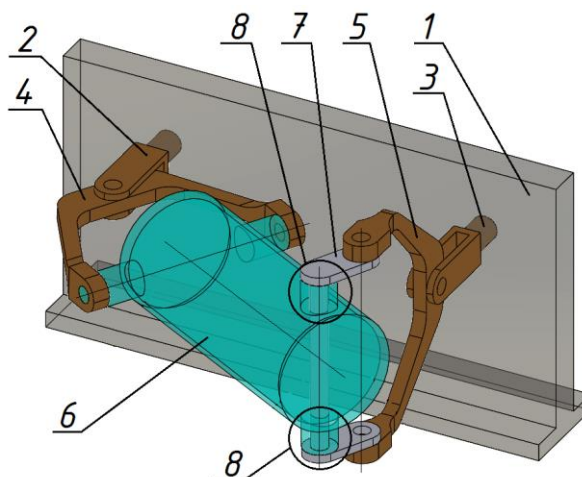


Рис. 3.66. Модель галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари

На рис. 3.66 представлено: 1 – станину, 2 – ведучий вал, 3 – ведений вал, 4 – ведуча вилка, 5 – ведена вилка, 6 – робоча ємність, 7 – шатун, 8 обертальна кінематична пара «робоча ємність-шатун».

У даній конструкції машини можна змінювати, як міжосьову відстань робочої ємності, так і міжосьову відстань шатуна. Однак, було встановлено, що збільшення міжосьової відстані шатуна по відношенню до міжосьової відстані робочої ємності спричиняє значний зріст реакцій в усіх кінематичних парах машини. Змінюючи міжосьову відстань робочої ємності дотримувалися відношення 4,6:1 міжосьової відстані робочої ємності до міжосьової відстані шатуна. Таким чином, коефіцієнт  $\lambda$  для даної конструкції машини розраховувався, як відношення  $l_{PC+ДРЛ}$  сумарної міжосьової відстані робочої ємності та шатуна до міжосьової відстані  $l_B$  вилки машини (ведучої чи веденої):

$$\lambda = l_{PC+ДРЛ} / l_B. \quad (3.7)$$

Далі, за допомогою САПР SolidWorks, було проведено силове дослідження даної конструкції машини [214], при її роботі на холостому ході, при зміні геометричних параметрів, які характеризуються коефіцієнтом  $\lambda$ . Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари представлено на рис. 3.67.

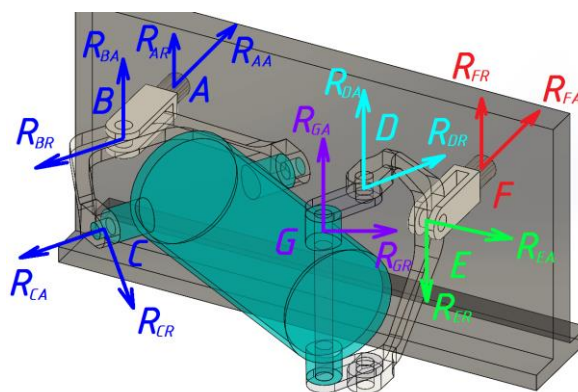


Рис. 3.67. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари

Визначали максимальні значення осьових та радіальних складових повних реакцій  $R$  в семи обертальних кінематичних парах п'ятого класу  $A, B, C, D, E, F, G$ :  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – робоча ємність»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – шатун»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – шатун»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{GA}, R_{GR}$  – осьова та радіальна складові реакцій у кінематичній парі «робоча ємність – шатун».

На рис. 3.68 – рис. 3.70 представлено у вигляді графіків залежності реакцій у відповідних кінематичних парах просторового механізму досліджуваної конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини при роботі на холостому ході для різних значень коефіцієнту  $\lambda$ . У таблиці 3.9 представлено максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини.

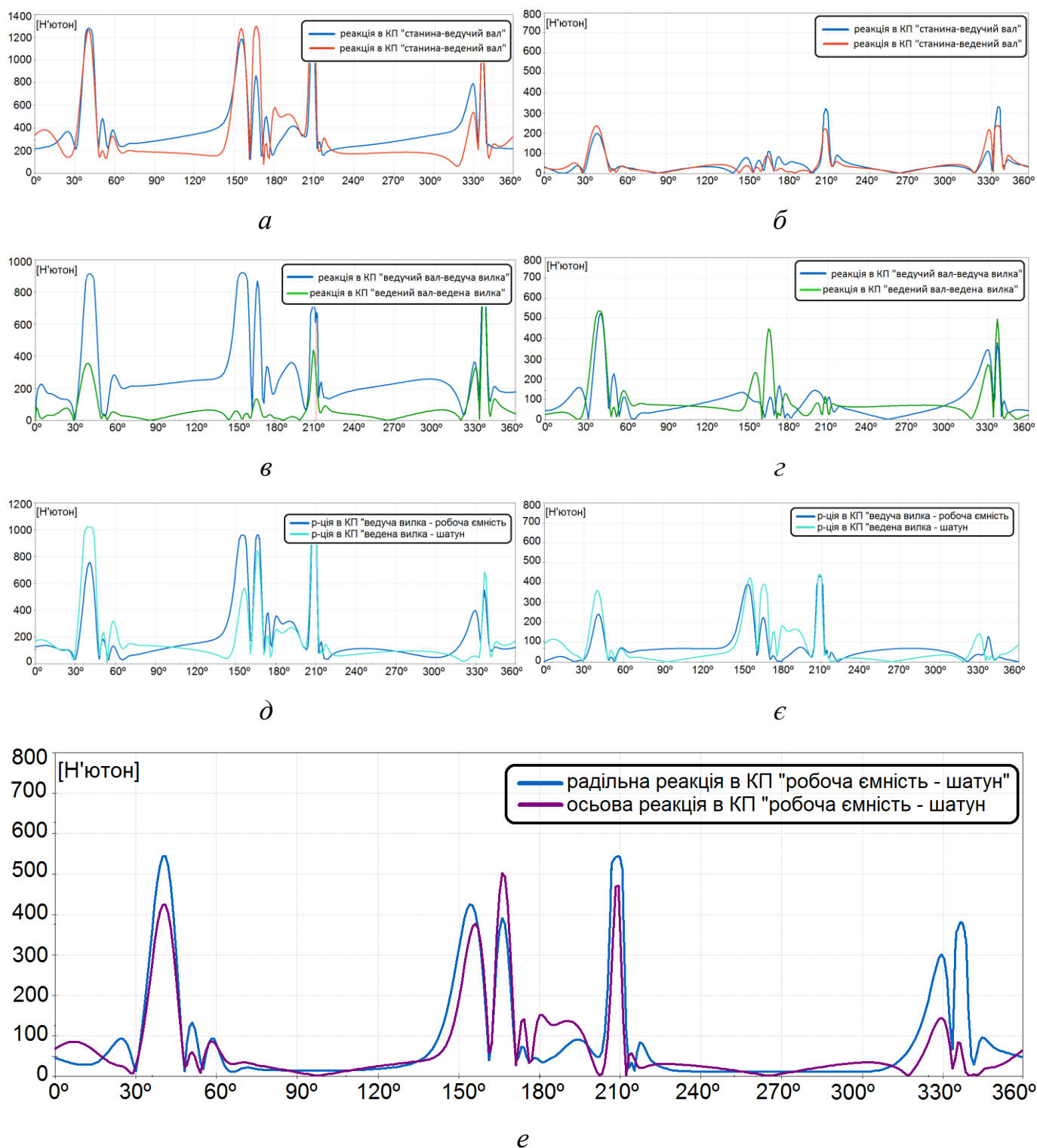


Рис. 3.68. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари, при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *е* – осьові складові реакцій; *е* – реакція в КП «робоча ємність-шатун»)



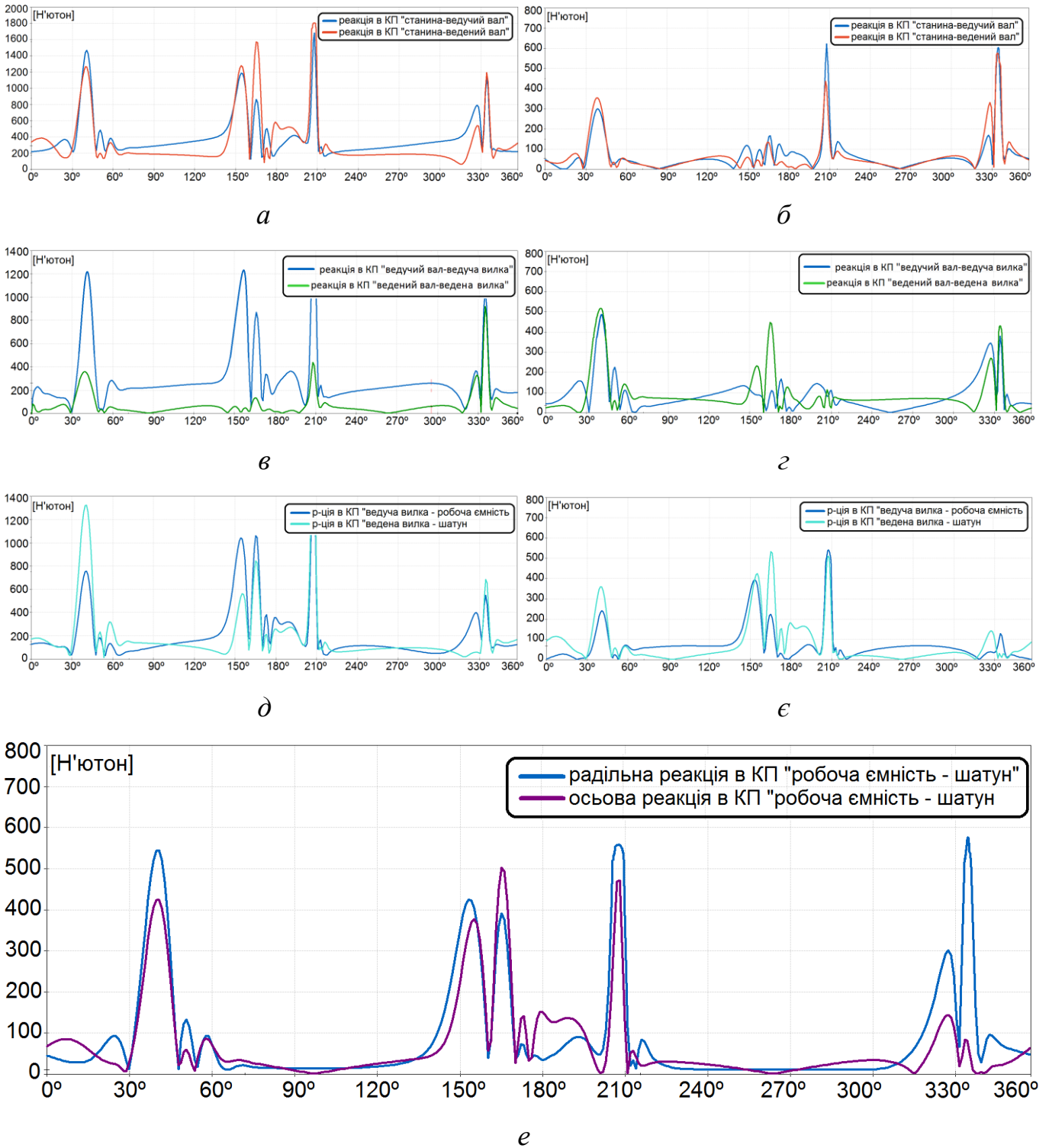


Рис. 3.69. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари, при коефіцієнті  $\lambda=1,4$  (*a, в, д* – радіальні складові реакцій; *б, г, є* – осьові складові реакцій; *е* – реакція в КП «робоча ємність-шатун»)

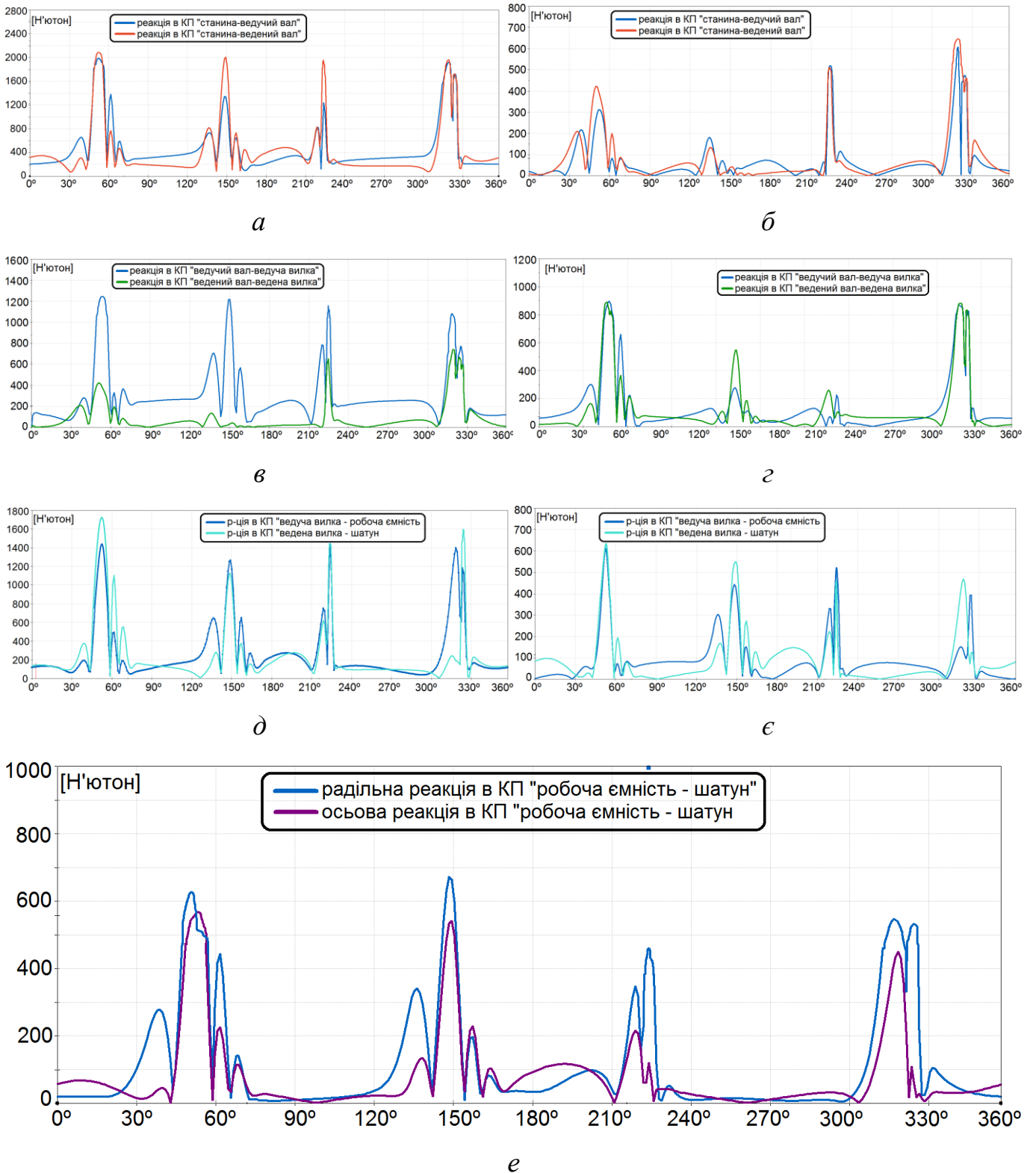


Рис. 3.70. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари, при коефіцієнті  $\lambda=1,6$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *е* – осьові складові реакцій; *е* – реакція в КП «робоча емність-шатун»)

Таблиця 3.9

|   |                | Коефіцієнт $\lambda$ , що характеризує відношення $l_{PC+ДРЛ} / l_B$ |       |       |       |
|---|----------------|--|-------|-------|-------|
|   |                | 1,0  | 1,2   | 1,4   | 1,6   |
| Значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на холостому ході | $R_{AA}$ , [Н] | 88   | 315↑  | 619↑  | 640↑  |
|   | $R_{FA}$ , [Н] | 68   | 231↑  | 580↑  | 611↑  |
|   | $R_{AR}$ , [Н] | 405  | 1282↑ | 1688↑ | 2100↑ |
|   | $R_{FR}$ , [Н] | 608  | 1275↑ | 1800↑ | 2002↑ |
|   | $R_{BA}$ , [Н] | 198  | 510↑  | 490↑  | 899↑  |
|   | $R_{EA}$ , [Н] | 124  | 538↑  | 508↑  | 901↑  |
|   | $R_{BR}$ , [Н] | 294  | 909↑  | 1222↑ | 1245↑ |
|   | $R_{ER}$ , [Н] | 545  | 776↑  | 925↑  | 766↑  |
|   | $R_{CA}$ , [Н] | 95   | 431↑  | 537↑  | 615↑  |
|   | $R_{DA}$ , [Н] | 194  | 430↑  | 536↑  | 619↑  |
|   | $R_{CR}$ , [Н] | 325  | 948↑  | 1200↑ | 1444↑ |
|   | $R_{DR}$ , [Н] | 342  | 1020↑ | 1325↑ | 1735↑ |
|   | $R_{GA}$ , [Н] | -----  | 500   | 500   | 570↑  |
| $R_{GR}$ , [Н]  | -----          | 542  | 560↑  | 680↑  |       |

На основі представлених у таблиці 3.9 максимальних значень реакцій у кінематичних парах були побудовані відповідні графічні залежності, які показані на рис. 3.71 (радіальні складові реакцій) та рис. 3.72 (осьові складові реакцій).

Результати силового дослідження даної конструкції машини показали наступні результати: при досягненні коефіцієнту  $\lambda=1,2$  максимальні значення реакцій в усіх, без виключення, кінематичних парах розробленої конструкції машини перевищили максимальні значення реакцій у «базовій» конструкції машини. Середньоарифметичне значення екстремумів реакцій по відношенню до середньоарифметичного значення екстремумів реакцій у «базовій» конструкції машини збільшилося у 2,6 разів, реакція  $R_{AA}$  по відношенню до реакції у «базовій» конструкції машини збільшилася у 3,6 разів.

Досить стрімке збільшення максимальних значень реакцій у даній конструкції машини ставить під сумнів її використання, оскільки така конструкція машини потребуватиме значного посилення рухомих вузлів, призведе до значних витрат на забезпечення належної міцності та довговічності рухомих вузлів у машини для можливості тривалого використання такої конструкції машини.

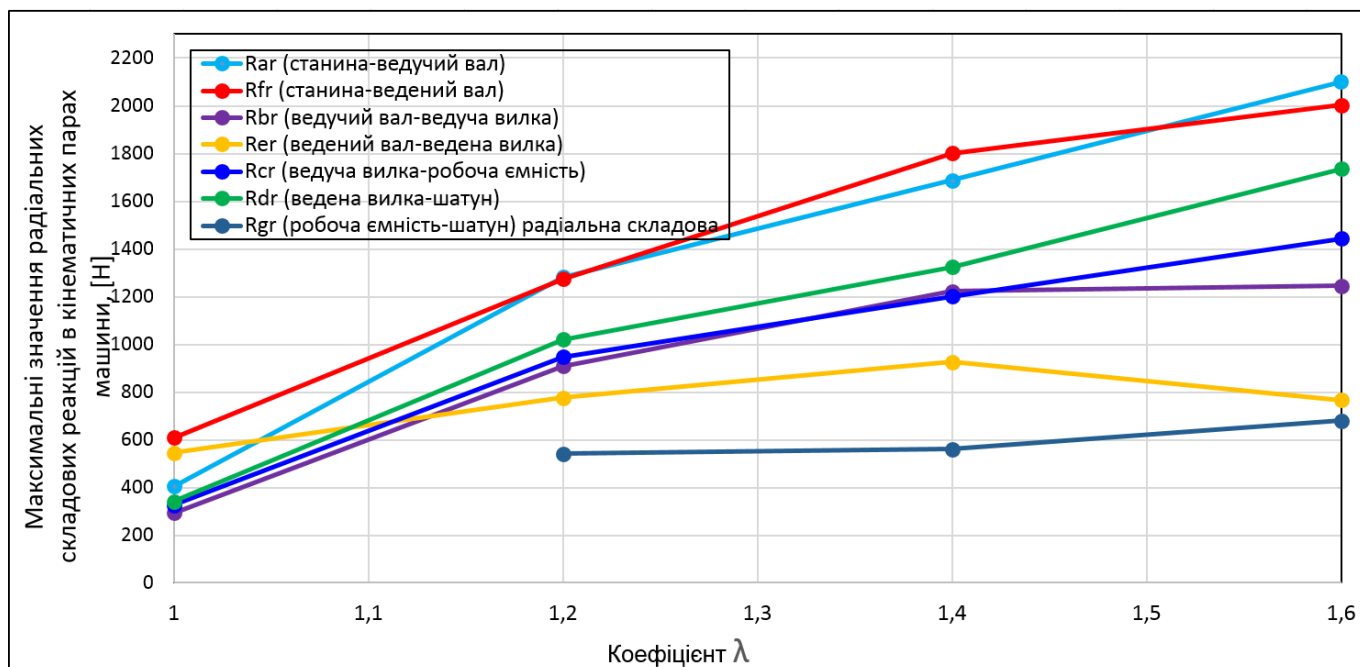


Рис. 3.71. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари від зміни коефіцієнту  $\lambda$

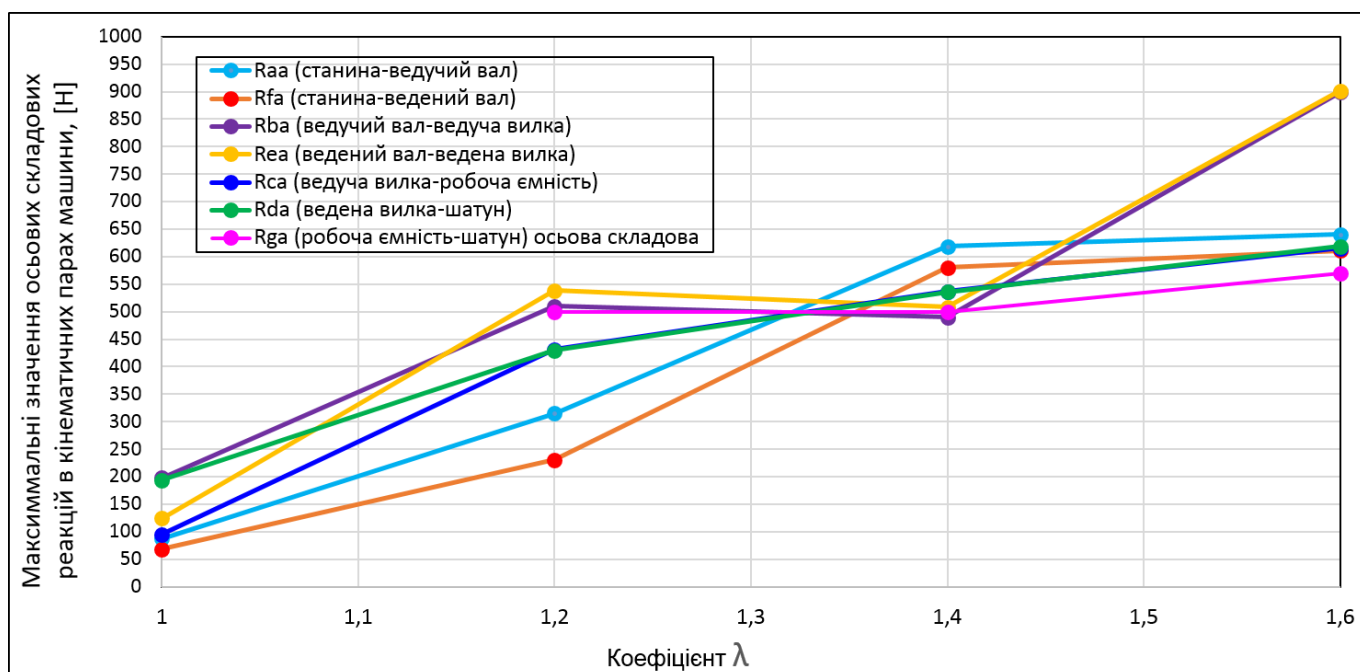


Рис. 3.72. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари від зміни коефіцієнту  $\lambda$

На основі аналізу отриманих даних, з урахуванням нерівностей (3.1) та (3.2), а також лінійної інтерполяції максимальних значень реакцій, був зроблений висновок, що конструкцію машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари, найбільш раціонально використовувати лише в межах зміни коефіцієнту  $\lambda = [1,0 - 1,1]$ .

### 3.10. Силові дослідження розробленої конструкції машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою

Конструкція галтувальної машини з двома робочими ємностями, з'єднаними обертальною кінематичною парою [175] представлено на рис. 3.73.

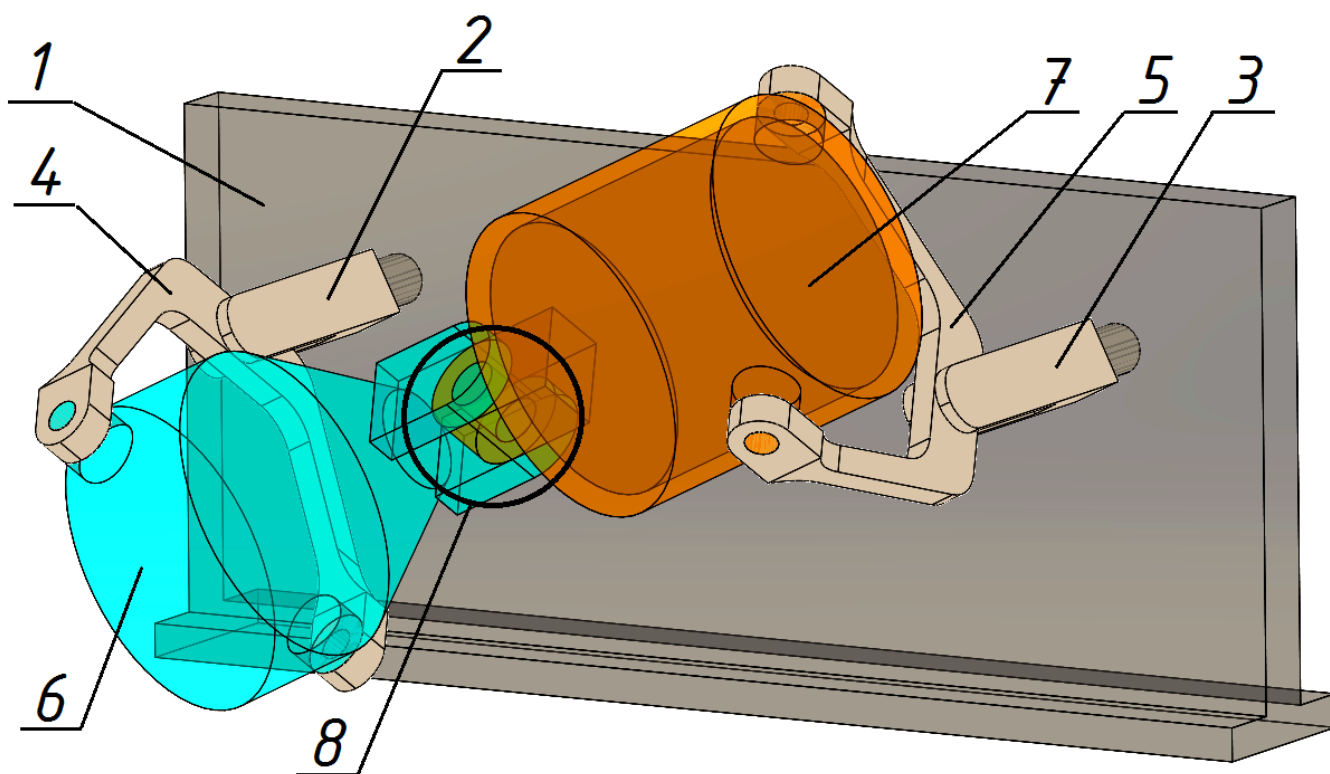


Рис. 3.73. Модель галтувальної машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою

На рис. 3.73 представлено: 1 – станина, 2 – ведучий вал, 3 – ведений вал, 4 – ведуча вилка, 5 – ведена вилка, 6 – перша робоча ємність, 7 – друга робоча ємність, 8 – обертальна кінематична пара.

Під час експлуатації даної машини також виникає необхідність змінювати довжину робочих ємностей. Коефіцієнт  $\lambda$  розраховувався як відношення відстані між взаємоперпендикулярними геометричними осями робочих ємностей  $l_{PC(MAX)}$ , яка утворюється, коли повздовжні осі обох ємностей співпадають між собою в одну пряму, до міжосьової відстані вилки машини  $l_B$  (ведучої чи веденої):

$$\lambda = l_{PC(MAX)} / l_B. \quad (3.8)$$

Далі, за допомогою САПР SolidWorks, було проведено силове дослідження конструкції машини з двома робочими ємностями, при її роботі на холостому ході, при зміні геометричних параметрів, які характеризуються коефіцієнтом  $\lambda$ . Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою, представлено на рис. 3.74.

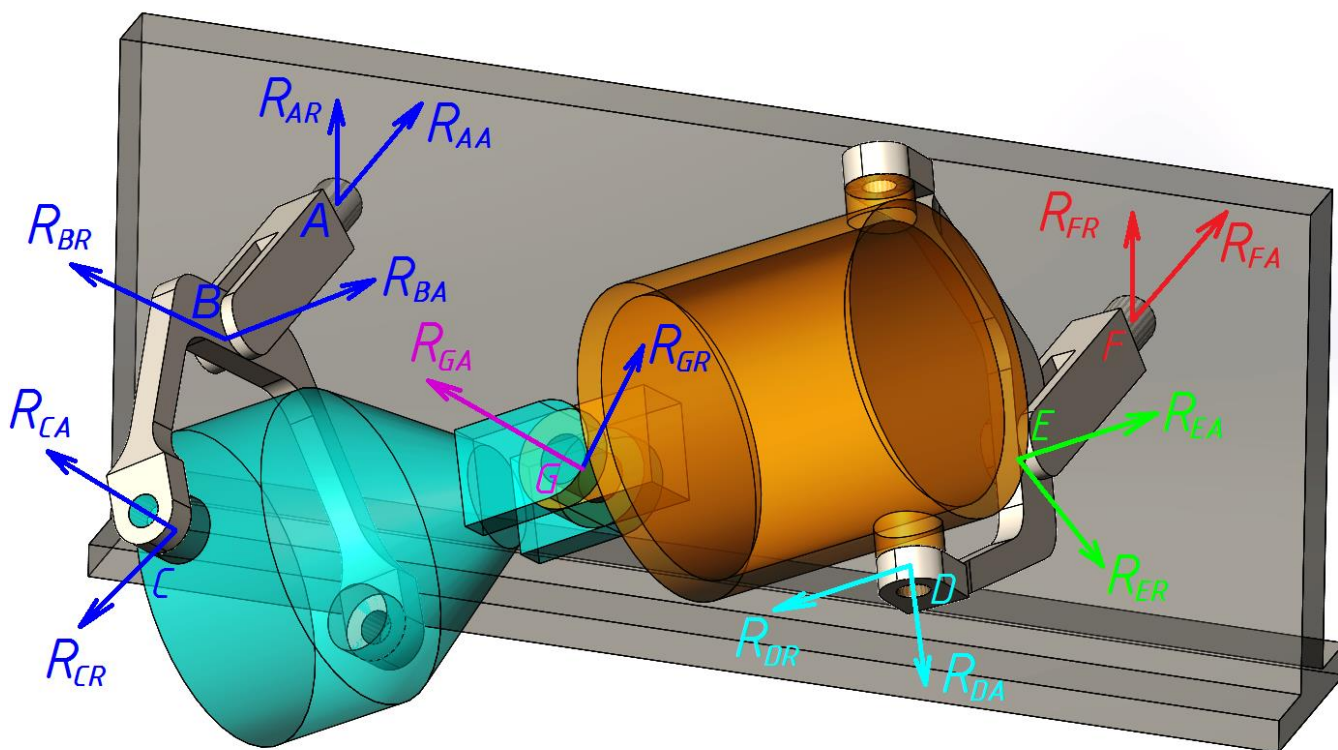


Рис. 3.74. Розрахункова схема для визначення реакцій в кінематичних парах просторового механізму галтувальної машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою

Визначали максимальні значення осьових та радіальних складових повних реакцій  $R$  в усіх обертальних кінематичних парах п'ятого класу  $A, B, C, D, E, F$  та  $G$ :  $R_{AA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{AR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «станина – ведучий вал»;  $R_{BA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{BR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведучий вал – ведуча вилка»;  $R_{CA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – перша робоча ємність»;  $R_{CR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведуча вилка – перша робоча ємність»;  $R_{DA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – друга робоча ємність»;  $R_{DR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – друга робоча ємність»;  $R_{EA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{ER}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведена вилка – ведений вал»;  $R_{FA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{FR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «ведений вал – станина»;  $R_{GA}$  – осьова складова реакції в кінематичній парі «перша робоча ємність – друга робоча ємність»;  $R_{GR}$  – радіальна складова реакції в кінематичній парі «перша робоча ємність – друга робоча ємність».

На рис. 3.75 – рис. 3.78 представлено у вигляді графіків залежності реакцій у відповідних кінематичних парах просторового механізму досліджуваної конструкції машини від кута повороту ведучого валу машини при роботі на холостому ході для різних значень коефіцієнту  $\lambda$ . У таблиці 3.10 представлено максимальні значення реакцій в кінематичних парах машини.



Рис. 3.75. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою, при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  (а, в, д – радіальні складові реакцій; б, г, е – осьові складові реакцій; е – реакція в обертальній КП)



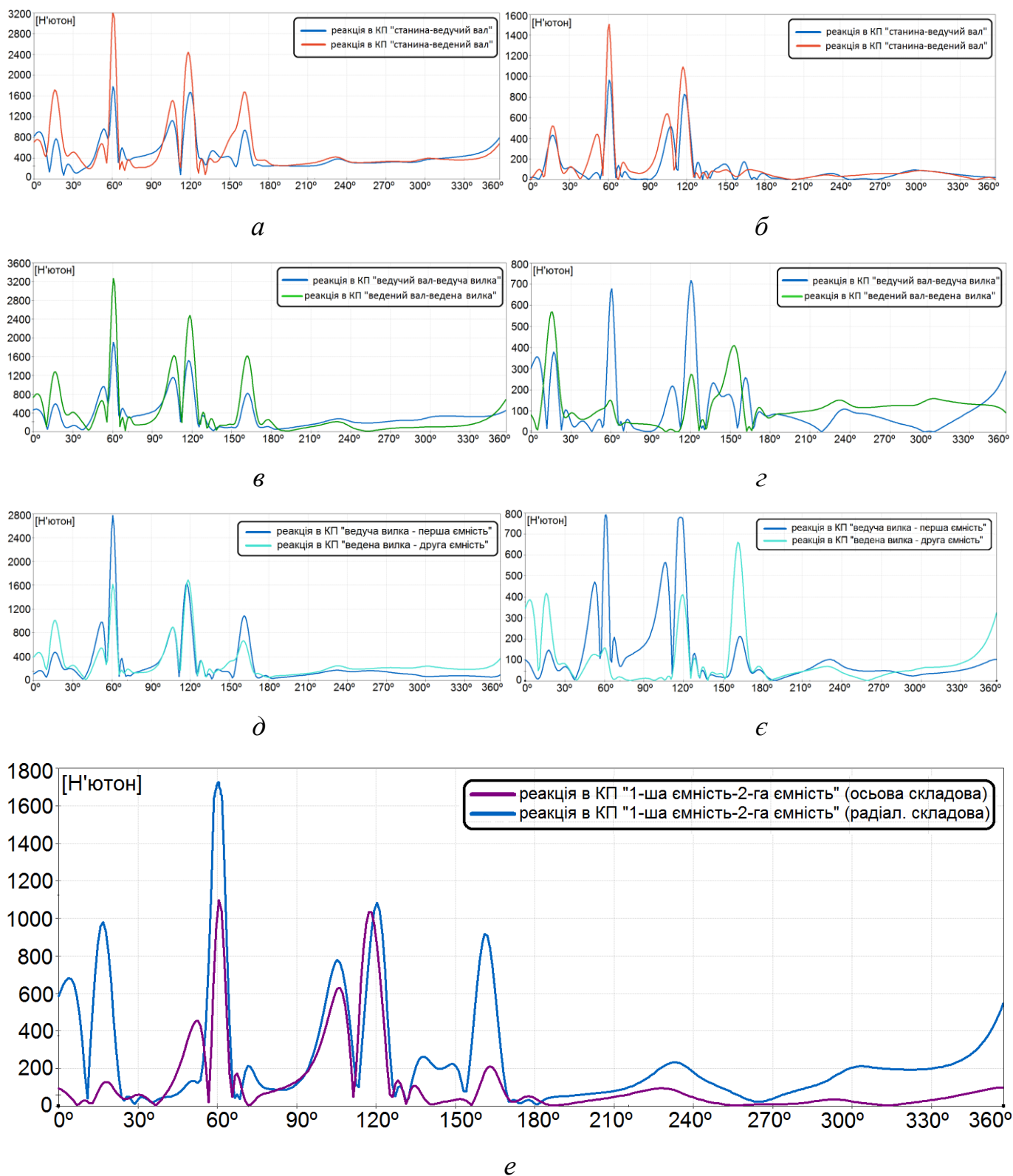


Рис. 3.76. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою оберальною кінематичною парою, при коефіцієнті  $\lambda=1,4$  (*a*, *в*, *д* – радіальні складові реакцій; *б*, *г*, *е* – осьові складові реакцій; *e* – реакція в оберальній КП)

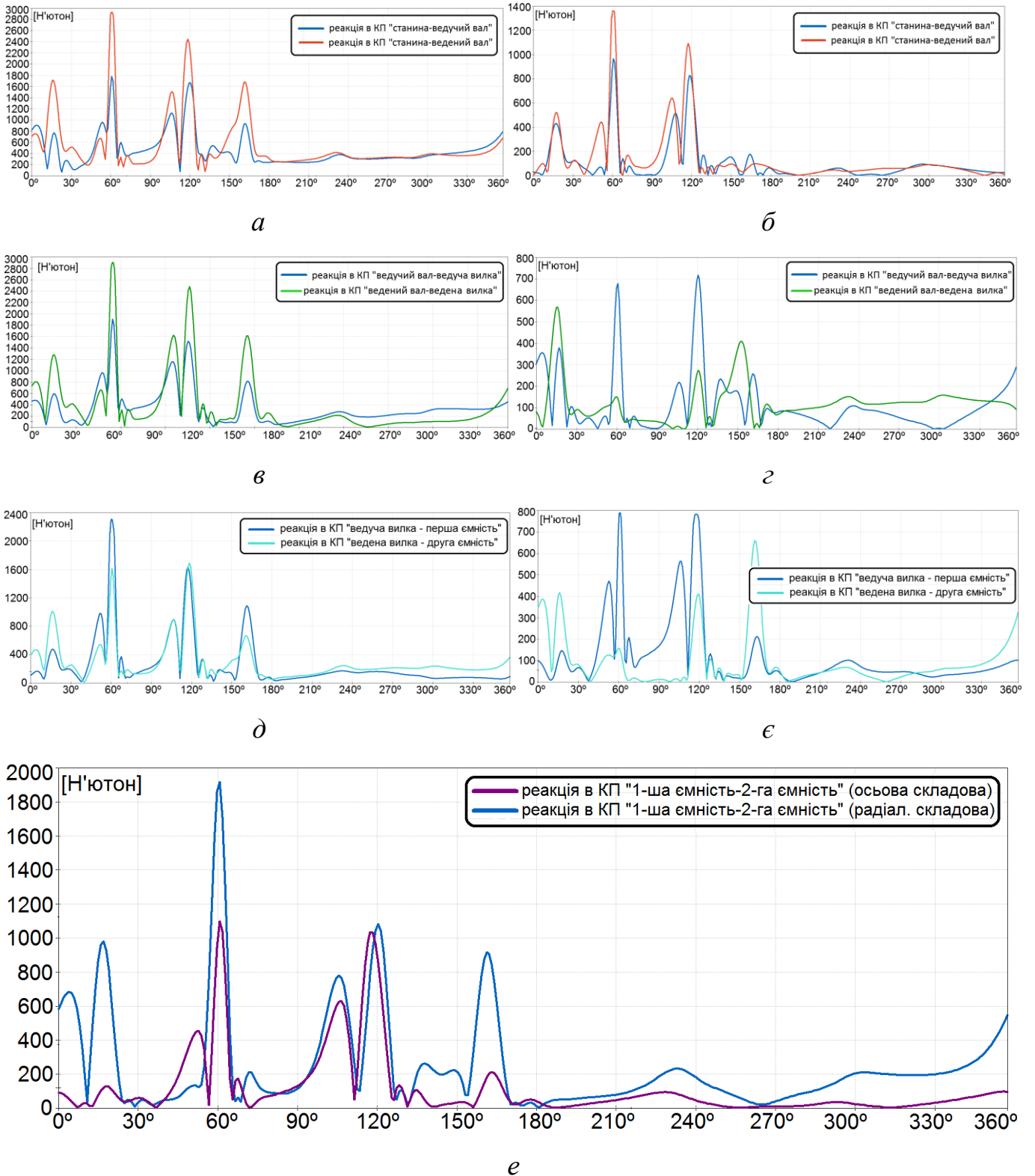


Рис. 3.77. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою, при коефіцієнті  $\lambda=1,6$  (а, в, д – радіальні складові реакцій; б, г, е – осьові складові реакцій; е – реакція в обертальній КП)



Рис. 3.78. Залежності реакцій від кута повороту ведучого валу машини з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою оберальною кінематичною парою, при коефіцієнті  $\lambda=1,8$  (а, в, д – радіальні складові реакцій; б, г, е – осьові складові реакцій; е – реакція в оберальній КП)

Таблиця 3.10

|   |                | Коефіцієнт $\lambda$ , що характеризує відношення $l_{PC(MIN)} / l_B$ |        |       |       |       |
|---|----------------|---|--------|-------|-------|-------|
|   |                | 1,0   | 1,2    | 1,4   | 1,6   | 1,8   |
| Значення реакцій в кінематичних парах машини, при її роботі на холостому ході | $R_{AA}$ , [Н] | 88  | 3505↑  | 970↑  | 945↑  | 1200↑ |
|   | $R_{FA}$ , [Н] | 68  | 3688↑  | 1505↑ | 1378↑ | 2202↑ |
|   | $R_{AR}$ , [Н] | 405   | 13960↑ | 1777↑ | 1780↑ | 2895↑ |
|   | $R_{FR}$ , [Н] | 608   | 13847↑ | 3198↑ | 3945↑ | 5000↑ |
|   | $R_{BA}$ , [Н] | 198   | 4200↑  | 710↑  | 705↑  | 1123↑ |
|   | $R_{EA}$ , [Н] | 124   | 3880↑  | 565↑  | 559↑  | 585↑  |
|   | $R_{BR}$ , [Н] | 294   | 13568↑ | 1900↑ | 1900↑ | 5000↑ |
|   | $R_{ER}$ , [Н] | 545   | 11899↑ | 3223↑ | 2912↑ | 3003↑ |
|   | $R_{CA}$ , [Н] | 95  | 2000↑  | 790↑  | 795↑  | 1355↑ |
|   | $R_{DA}$ , [Н] | 194   | 5812↑  | 666↑  | 670↑  | 634↑  |
|   | $R_{CR}$ , [Н] | 325   | 10788↑ | 2800↑ | 2316↑ | 4465↑ |
|   | $R_{DR}$ , [Н] | 342   | 7955↑  | 1683↑ | 1683↑ | 2490↑ |
|   | $R_{GA}$ , [Н] | -----   | 13000  | 1780↑ | 1922↑ | 2901↑ |
|   | $R_{GR}$ , [Н] | -----   | 2798   | 1055↑ | 1111↑ | 1798↑ |

На основі представлених у таблиці 3.10 максимальних значень реакцій у кінематичних парах були побудовані відповідні графічні залежності, які показані на рис. 3.79 (радіальні складові реакцій) та рис. 3.80 (осьові складові реакцій).

Результати силового дослідження даної конструкції машини показали такі результати: при досягненні коефіцієнту  $\lambda=1,2$  максимальні значення реакцій в усіх, без виключення, кінематичних парах розробленої конструкції машини перевищили вже в десятки разів максимальні значення реакцій у «базовій» конструкції машини. Середньоарифметичне значення екстремумів реакцій по відношенню до середньоарифметичного значення екстремумів реакцій у «базовій» конструкції машини збільшилося у 28,9 разів, реакція  $R_{FA}$  по відношенню до реакції у «базовій» конструкції машини збільшилася у 54,2 рази.

Характер зміни екстремумів реакцій в кінематичних парах машини в залежності від коефіцієнту  $\lambda$  кардинально відрізнявся від характеру зміни екстремумів реакцій у інших досліджуваних галтувальних машинах. Екстремальні значення осьових та радіальних складових реакції при коефіцієнті  $\lambda=1,2$  досягнули свого максимуму.

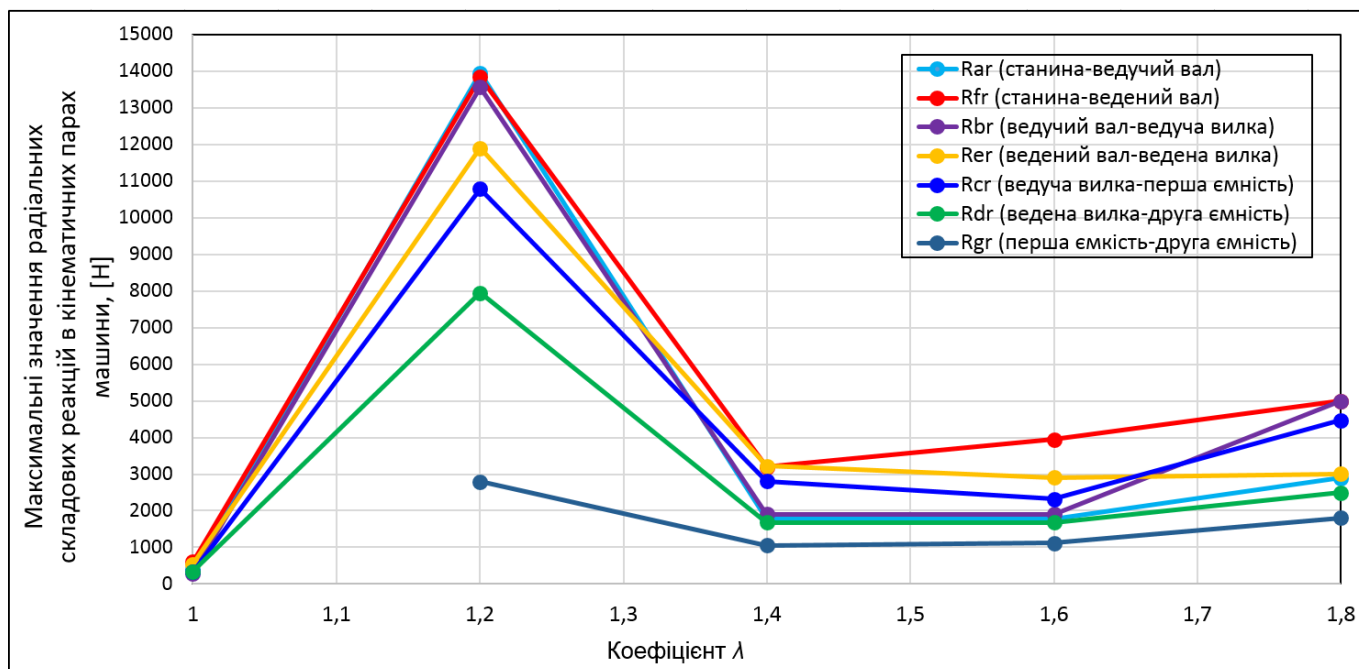


Рис. 3.79. Залежність максимальних значень радіальних складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою від зміни коефіцієнту  $\lambda$

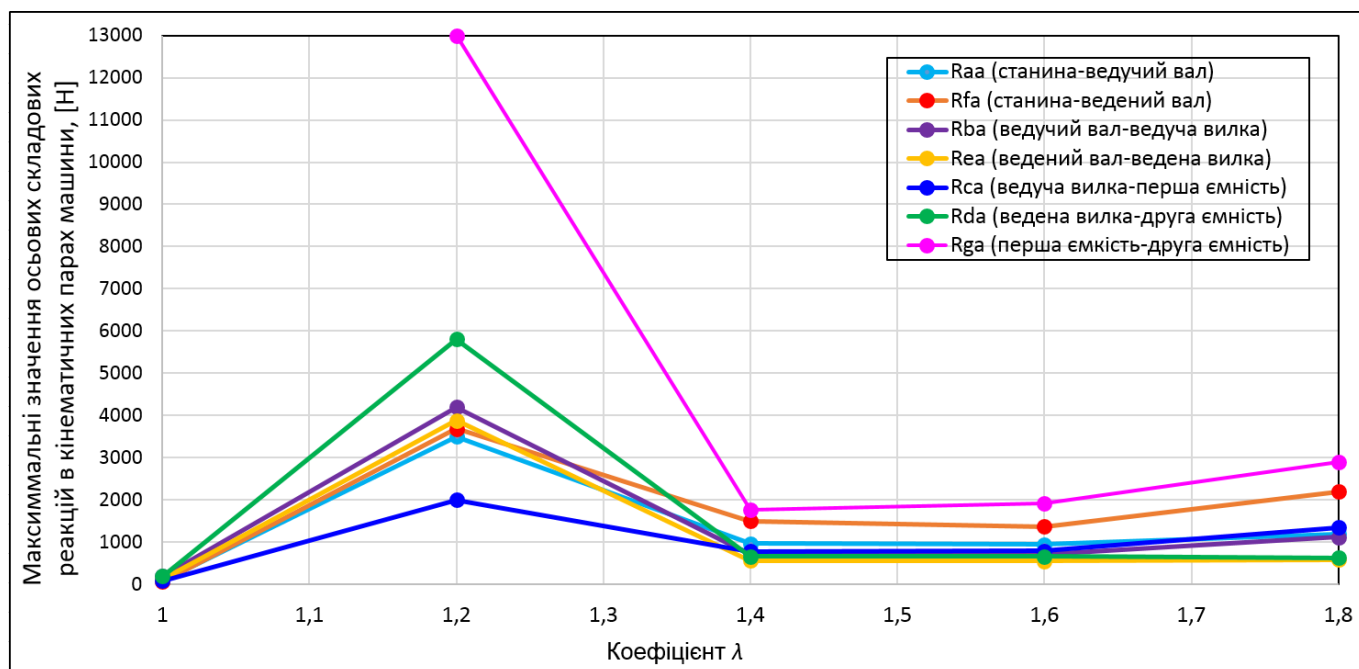


Рис. 3.80. Залежність максимальних значень осьових складових реакцій в кінематичних парах просторового механізму конструкції машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою від зміни коефіцієнту  $\lambda$

Однак, вже при коефіцієнті  $\lambda=1,4$ , максимальні значення реакцій знову значно зменшилися. Відношення середньоарифметичного значення екстремумів реакцій при коефіцієнті  $\lambda=1,4$  до середньоарифметичного значення екстремумів реакцій у «базовій» конструкції склало 6 до 1-го разів, реакція  $R_{FA}$  по відношенню до реакції у «базовій» конструкції машини стала більшою у 22,1 разів. Далі екстремуми реакцій збільшувалися поступово, при цьому, залишаючись значно більшими за екстремальні реакції «базової» конструкції машини.

Приймаючи до уваги, отримані результати дослідження, дану конструкцію машини не слід розглядати, як альтернативу до «базової» конструкції машини взагалі. Значне збільшення реакцій у кінематичних парах такої галтувальної машини нівелює усунення й самого пасивного зв'язку з кінематичного ланцюга давньої галтувальної машини.

### **3.11. Систематизація та узагальнення результатів силового дослідження**

Для усіх розроблених конструкцій галтувальних машин без наявності пасивних зв'язків у їх кінематичних ланцюгах було проведено силове дослідження з метою визначення реакцій у кінематичних парах машин в залежності від зміни коефіцієнту  $\lambda$ , яким вдалося об'єднати усі розроблені конструкції та, який, в цілому, характеризував вплив величини міжосьової відстані робочої ємності на зміну реакцій в кінематичних парх машин. В результаті такого дослідження було отримано, для кожної конструкції машини, діапазони зміни коефіцієнтів  $\lambda$ , що визначає раціональні межі зміни міжосьової відстані робочої ємності.

У деяких розроблених конструкціях галтувальних машин, при відповідних значеннях коефіцієнту  $\lambda$ , максимальні значення реакцій у кінематичних парах були значно меншими за максимальні значення реакцій у «базовій» конструкції машини.

Таким чином, у таблиці 3.11 представлено зведені результати досліджень із зазначеними діапазонами зміни коефіцієнту  $\lambda$ , при яких забезпечується раціональне використання розроблених конструкцій машин без посилення міцності та надійності рухомих вузлів, із забезпеченням довговічності її роботи, яка, як мінімум, не менша ніж довговічність роботи «базової» конструкції машини.

Таблиця 3.11

| № | Назва розробленої конструкції галтувальної машини   | Діапазон $\lambda$ , при якому сумарне значення реакцій у кінематичних парах розробленої конструкції машини не більш ніж на 10% перевищує сумарне значення реакцій у «базовій» конструкції машини | Діапазон $\lambda$ , при якому будь-яка одна взята реакція у кінематичній парі розробленої конструкції машини не більш ніж на 50% перевищує реакцію у тій само кінематичній парі «базової» конструкції машини. | Вираз для визначення $\lambda$ |
|---|---|---|--|--------------------------------|
| 1 | Машина з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має вертикальну вісь обертання                    | 1,0 – 1,9   | 1,1 – 1,6  | $\lambda = l_{PC} / l_B$       |
| 2 | Машина з додатковою рухомою ланкою коромислом, що має горизонтальну вісь обертання                  | 1,0 – 1,8   | 1,1 – 1,5  | $\lambda = l_{PC} / l_B$       |
| 3 | Машина з додатковою рухомою ланкою повзуном   | 1,0 – 1,6   | 1,1 – 1,3  | $\lambda = l_{PC} / l_B$       |
| 4 | Машина, у якій ведена вилка та робоча ємність утворюють кінематичну пару 4-го класу                 | 1,0 – 1,5   | 1,1 – 1,3  | $\lambda = l_{BB(MAX)} / l_B$  |
| 5 | Машина з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить обертальну та поступальну кінематичні пари | 1,0 – 1,3   | 1,1 – 1,1  | $\lambda = l_{PC+ДРЛ} / l_B$   |
| 6 | Машини з двома ємностями, що з'єднані поступальною кінематичною парою                               | 1,0 – 1,3   | -----  | $\lambda = l_{PC(MIN)} / l_B$  |
| 7 | Машина з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари            | 1,0 – 1,1   | -----  | $\lambda = l_{PC+ДРЛ} / l_B$   |
| 8 | Машини з двома ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінемат. парою                          | -----   | -----  | $\lambda = l_{PC(MAX)} / l_B$  |

Таким чином, на основі вищесказаного, а також результатів силового дослідження, які представлені у таблиці 3.11 можна стверджувати, що розроблена конструкція машини з двома ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою є найбільш «невдалою» з точки зору величини реакцій, які будуть виникати під час її експлуатації в обертальних кінематичних парх. Незважаючи на те, що даний просторовий механізм звільнено від пасивного зв'язку, використовувати дану конструкцію галтувальної машини у промислових цілях не

рекомендується у зв'язку з необхідністю виготовлення таких рухомих вузлів, які здатні були б витримувати значні реактивні навантаження. Окрім того, значні реакції у кінематичних парах будуть призводити до скорочення терміну експлуатації такої конструкції машини.

У той само час, найбільш «вдалими» будуть розроблені конструкції машин з додатковими рухомими ланками коромислами (з вертикальною та горизонтальною віссю обертання), а також з додатковою рухомою ланкою повзуном. Дані конструкції машин, при дотриманні відповідних діапазонів зміни коефіцієнту  $\lambda$ , з точки зору реактивних навантажень у кінематичних парах, є більш раціональними у використанні за «базову» конструкцію машини, оскільки реакції у більшості кінематичних пар таких розроблених конструкцій машин будуть значно меншими за значення реакцій у відповідних кінематичних парах «базової» конструкції машини.

### **3.12. Дослідження зміни режимів руху робочого масиву у ємностях розроблених конструкцій галтувальних машин**

Відомо [95, 215], що в середині галтувальних робочих ємностей можна реалізувати такі режими руху робочого масиву – каскадний, змішаний, водоспадний та закритичний режим руху. Останній характерний лише для обертових барабанів та не придатний для виконання жодної галтувальної технологічної операції.

Як зазначалося раніше у роботах [94, 95], при каскадному режимі руху інтенсивність переміщення робочого масиву найменш інтенсивна, під час руху, частинки робочого масиву проковзують по внутрішніх стінках робочої ємності. Водоспадний режим руху є найбільш інтенсивним [100], робочий масив, при переміщенні між протилежними торцями ємності, перебуває у стані вільного польоту. У випадку змішаного режиму рух, частина робочого масиву проковзує по внутрішніх стінках ємності, а інша його частина перебуває у стані вільного руху, описуючи певну траєкторію.

Кожен режим руху робочого масиву відповідає певному типу галтувальної технологічної операції. Наприклад, у роботі [68] встановлено, що для реалізації



галтувальних технологічних процесів шліфування та полірування поверхні полімерних виробів найбільш раціонально застосовувати змішаний режим руху.

Ілюстрація відтворення відповідних режимів руху робочого масиву в середині ємності, яка виконує складний просторовий рух представлено на рис. 1.9, рис. 3.81 та рис. 3.82.

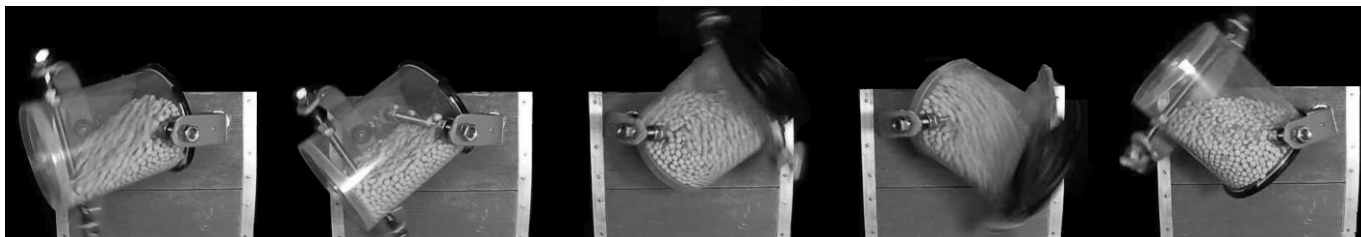


Рис. 3.81. Каскадний режим руху



Рис. 3.82. Водоспадний режим руху

Реалізація того чи іншого режиму руху залежить від кутової швидкості ведучого валу машини. Попередніми дослідженням у роботах [10, 12] було встановлено залежності між значенням кутової швидкості ведучого валу галтувальної машини та зміною режимів руху робочого масиву в середині ємності, яка виконує складний просторовий рух.

Дані залежності були отримані для трьох типів галтувальних машин типу «Turbula», зокрема: для «базової» конструкції машини [95], конструкції машини, у якій ведучий вал обертається за законом зміни кутової швидкості [99], а також для конструкції машини з видовженою робочою ємністю, де в кінематичному ланцюзі застосовується додаткова рухома ланка повзун [10] (лише для одного сталого коефіцієнту  $\lambda$ , який характеризував співвідношення міжосьової довжини робочої ємності до міжосьової довжини вилок).

У 2-му розділі розроблено цілий ряд галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей, які мають відмінні конструктивні особливості. Таким чином, для даних розроблених конструкцій галтувальних машин неможливо застосувати

отримані попередніми дослідженнями, які детально представлені у роботі [10], залежності для визначення кутової швидкості обертання ведучого валу машини, яка буде забезпечувати реалізацію відповідного режиму руху робочого масиву в середині ємності.

З урахуванням узагальнення результатів силового дослідження, які представлені у попередньому підрозділі, встановлювали залежності між значенням кутової швидкості ведучого валу галтувальної машини та зміною режимів руху робочого масиву в середині ємності для таких розроблених галтувальних конструкцій машин: з додатковою рухомою ланкою коромислом з вертикальною віссю обертання; з додатковою рухомою ланкою коромислом з горизонтальною віссю обертання; з додатковою рухомою ланкою повзуном.

### **3.12.1. Дослідження зміни режимів руху у ємності машини з додатковою рухомою ланкою коромислом з вертикальною віссю обертання**

Попередніми дослідженнями у роботі [10] були представлено аналітичні засади дослідження характеру та режимів руху робочого масиву в середині ємності, яка виконує складний просторовий рух. Було встановлено, що інтенсивність та характер переміщення робочого масиву в середині ємності залежить від кутової швидкості ведучого валу машини та відповідно від максимальних значень повних прискорень,  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  точок А та В, які співпадають з центрами основ ємності.

Аналітичним шляхом у роботах [10, 11, 153] були отримані базові нерівності, що визначають умови переходу від каскадного до водоспадного режиму:

$$g > a; \quad (3.9)$$

$$a > g, \quad (3.10)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;  $a$  – максимальне значення повного прискорення торця робочої ємності.

Зокрема, у роботах [10, 95] зазначалося, що перехід до вільного польоту частинок робочого масиву буде розпочинатися у той момент, коли максимальне прискорення відповідного торця ємності, де сконцентрований робочий масив, стане перевищувати прискорення вільного падіння  $g$ .

Відомо [10, 95], що максимальні значення прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  торців ємності будуть відрізнятися не лише від кутової швидкості ведучого валу, масштабного типорозміру конструкції галтувальної машини, але й також від значення коефіцієнту  $\lambda$ . Таким чином, виконували подальші аналітичні дослідження [216] з комплексним урахуванням цих трьох параметрів.

Зокрема, виконувалося [216] кінематичне дослідження п'яти масштабних типорозмірів ( $n=1; 1,5; 2; 3,5; 4$ ) конструкцій галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою коромислом з вертикальною віссю обертання, враховуючи зміну коефіцієнту  $\lambda$  ( $\lambda=1,4; 1,6; 1,8; 2,0$ ), із застосуванням САПР SolidWorks. За «базовий типорозмір» (масштабний коефіцієнт  $n=1$ ,  $\lambda=1,0$ ) було прийнято машину з наступними геометричними параметрами: відстань між осями кріплення вилок та міжосьова відстань робочої ємності – 0,077 м, діаметр ємності – 0,095 м.

У таблицях 3.12 – 3.15 представлено максимальні значення повних прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  для 5-ти типорозмірів галтувальної машини при різних значеннях кутових швидкостей ведучого валу та з урахуванням зміни коефіцієнту  $\lambda$ .

Отримані максимальні значення повних прискорень торців ємності було апроксимовано у вигляді графічних залежностей квадратичної функції. На рис. 3.83 – рис. 3.86 представлено відповідні графічні залежності.

Проаналізувавши отримані дані та представлені на рис. 3.83 – рис. 3.86 графічні залежності встановлено, що приріст прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  від кутової швидкості ведучого валу  $\omega$  машини відбувається за квадратичною залежністю, за допомогою Microsoft Excel було отримано відповідні функції (рис. 3.82). При чому, прискорення  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  також будуть залежати від зміни коефіцієнту  $\lambda$ . У конструкції машини при коефіцієнту  $\lambda=1,4$  різниця між максимальними значеннями прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  протилежних торців ємності буде найменшою, однак, зі збільшенням коефіцієнту  $\lambda$  буде спостерігатися приріст цієї різниці. Також, виходячи з представлених вище даних, було встановлено залежність між значеннями прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  та коефіцієнту  $\lambda$ .

Таким чином, було отримані загальні математичні вирази для визначення максимальних прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  в залежності від зміни масштабного

коефіцієнту  $n$  та коефіцієнту  $\lambda$  для конструкції галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою коромислом з вертикальною віссю обертання:

$$a_{\max A} = 0,26n\omega_{\text{ведуча}}^2 (\lambda - 0,4)^{1,5}; \quad (3.11)$$

Таблиця 3.12. Максимальні значення повних прискорень  $a_{\max A}$  та  $a_{\max B}$  при  $\lambda=1,4$

| $\omega_{\text{ведуча}}$ [рад/с] | Масштабний коефіцієнт $n$                           |                 |                   |                   |                 |                 |                   |                   |                 |                 |
|----------------------------------|---|-----------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|
|                                  | $n=1$   |                 | $n=1,5$           |                   | $n=2$           |                 | $n=3,5$           |                   | $n=4$           |                 |
|                                  | $a_{\max A(1)}$                                     | $a_{\max B(1)}$ | $a_{\max A(1,5)}$ | $a_{\max B(1,5)}$ | $a_{\max A(2)}$ | $a_{\max B(2)}$ | $a_{\max A(3,5)}$ | $a_{\max B(3,5)}$ | $a_{\max A(4)}$ | $a_{\max B(4)}$ |
|                                  | Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |                 |                   |                   |                 |                 |                   |                   |                 |                 |
| 1,1                              | 0,3   | 0,3             | 0,5               | 0,5               | 0,6             | 0,6             | 1                 | 1,1               | 1,2             | 1,3             |
| 2,1                              | 1,2   | 1,3             | 1,9               | 2                 | 2,4             | 2,6             | 4,2               | 4,5               | 4,8             | 5,2             |
| 3,2                              | 2,6   | 2,8             | 3,9               | 4,2               | 5,2             | 5,7             | 9,1               | 9,9               | 10,4            | 11,3            |
| 4,2                              | 4,7   | 5,1             | 7,1               | 7,7               | 9,4             | 10,2            | 16,6              | 17,9              | 19              | 20,4            |
| 5,3                              | 7,3   | 7,9             | 11                | 12                | 14,5            | 15,8            | 25,8              | 27,7              | 29,5            | 31,8            |
| 6,3                              | 10,5  | 11,4            | 15,8              | 17,1              | 21              | 22,7            | 36,8              | 40                | 42,6            | 46              |
| 7,4                              | 14,3  | 15,5            | 21,5              | 23,3              | 28,6            | 31,1            | 50,1              | 54,3              | 57,2            | 63              |

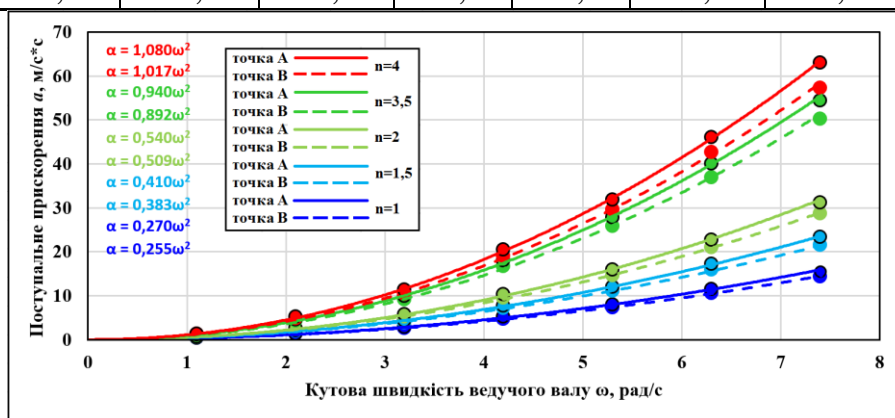


Рис. 3.83. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{\max A}$  та  $a_{\max B}$  від кутової швидкості  $\omega_{\text{ведуч}}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=1,4$

Таблиця 3.13. Максимальні значення повних прискорень  $a_{\max A}$  та  $a_{\max B}$  при  $\lambda=1,6$

| $\omega_{\text{ведуча}}$ [рад/с] | Масштабний коефіцієнт $n$                           |                 |                   |                   |                 |                 |                   |                   |                 |                 |
|----------------------------------|---|-----------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|
|                                  | $n=1$   |                 | $n=1,5$           |                   | $n=2$           |                 | $n=3,5$           |                   | $n=4$           |                 |
|                                  | $a_{\max A(1)}$                                     | $a_{\max B(1)}$ | $a_{\max A(1,5)}$ | $a_{\max B(1,5)}$ | $a_{\max A(2)}$ | $a_{\max B(2)}$ | $a_{\max A(3,5)}$ | $a_{\max B(3,5)}$ | $a_{\max A(4)}$ | $a_{\max B(4)}$ |
|                                  | Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |                 |                   |                   |                 |                 |                   |                   |                 |                 |
| 1,1                              | 0,4   | 0,4             | 0,6               | 0,6               | 0,8             | 0,9             | 1,3               | 1,5               | 1,5             | 1,9             |
| 2,1                              | 1,5   | 1,9             | 2,5               | 2,8               | 3,1             | 3,7             | 5,4               | 6,2               | 6,2             | 7,3             |
| 3,2                              | 3,6   | 4               | 5,1               | 6,1               | 6,7             | 8,2             | 11,7              | 14,1              | 13,4            | 16,7            |
| 4,2                              | 6,2   | 7,3             | 9,2               | 11,1              | 12,2            | 14,6            | 21,4              | 25,3              | 24,5            | 30,3            |
| 5,3                              | 9,4   | 11,4            | 14,2              | 17,3              | 18,7            | 22,7            | 33,3              | 41,2              | 38,1            | 47,5            |
| 6,3                              | 13,7  | 16,4            | 20,4              | 24,6              | 27,1            | 32,6            | 47,5              | 60,8              | 55              | 72              |
| 7,4                              | 18,6  | 22,3            | 27,8              | 33,6              | 36,9            | 44,7            | 65,7              | 84,4              | 73,8            | 101             |

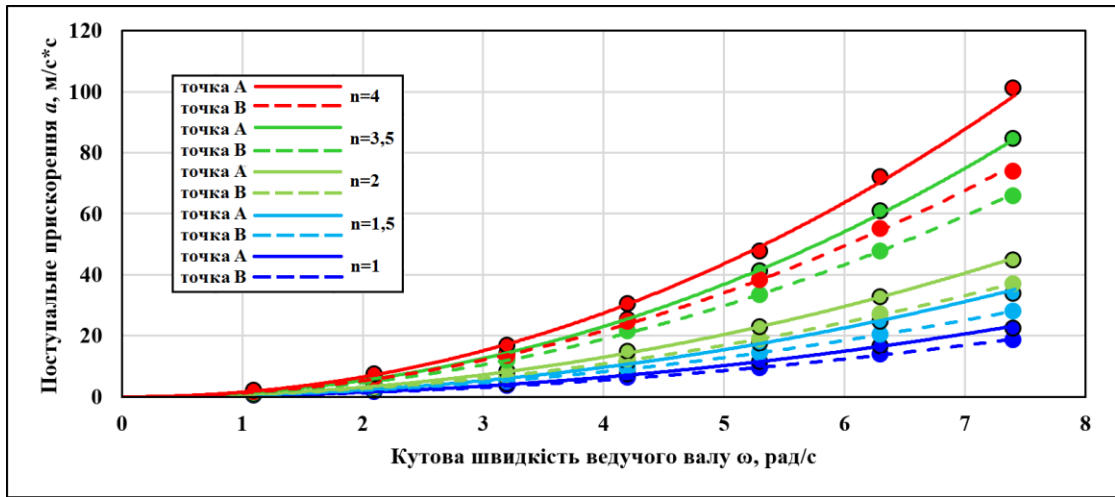


Рис. 3.84. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  від кутової швидкості  $\omega_{ведуч}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=1,6$

Таблиця 3.14. Максимальні значення повних прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  при  $\lambda=1,8$

| $\omega_{ведуч}$ , [рад/с] | Масштабний коефіцієнт $n$                           |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
|----------------------------|---|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|
|                            | $n=1$   |               | $n=1,5$         |                 | $n=2$         |               | $n=3,5$         |                 | $n=4$         |               |
|                            | $a_{maxA(1)}$                                       | $a_{maxB(1)}$ | $a_{maxA(1,5)}$ | $a_{maxB(1,5)}$ | $a_{maxA(2)}$ | $a_{maxB(2)}$ | $a_{maxA(3,5)}$ | $a_{maxB(3,5)}$ | $a_{maxA(4)}$ | $a_{maxB(4)}$ |
|                            | Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
| 1,1                        | 0,5   | 0,6           | 0,7             | 0,8             | 1             | 1,1           | 1,7             | 1,9             | 1,9           | 2,2           |
| 2,1                        | 1,9   | 2,5           | 3               | 3,9             | 4             | 5,1           | 6,7             | 8,6             | 7,7           | 9,1           |
| 3,2                        | 4,2   | 5,5           | 6,2             | 8,2             | 8,3           | 11,2          | 14,6            | 19,8            | 16,8          | 21,8          |
| 4,2                        | 7,5   | 10            | 11,4            | 15,1            | 15,1          | 19,9          | 26,6            | 35              | 30,4          | 40,7          |
| 5,3                        | 11,7  | 15,5          | 17,6            | 23,5            | 23,2          | 30,9          | 41,3            | 55,9            | 47,3          | 65,6          |
| 6,3                        | 16,8  | 22,3          | 25,3            | 33,5            | 33,6          | 44,5          | 59              | 82,2            | 68,3          | 97,6          |
| 7,4                        | 23  | 30,4          | 35,4            | 46,7            | 45,8          | 62,3          | 82,1            | 114,5           | 93,2          | 138           |

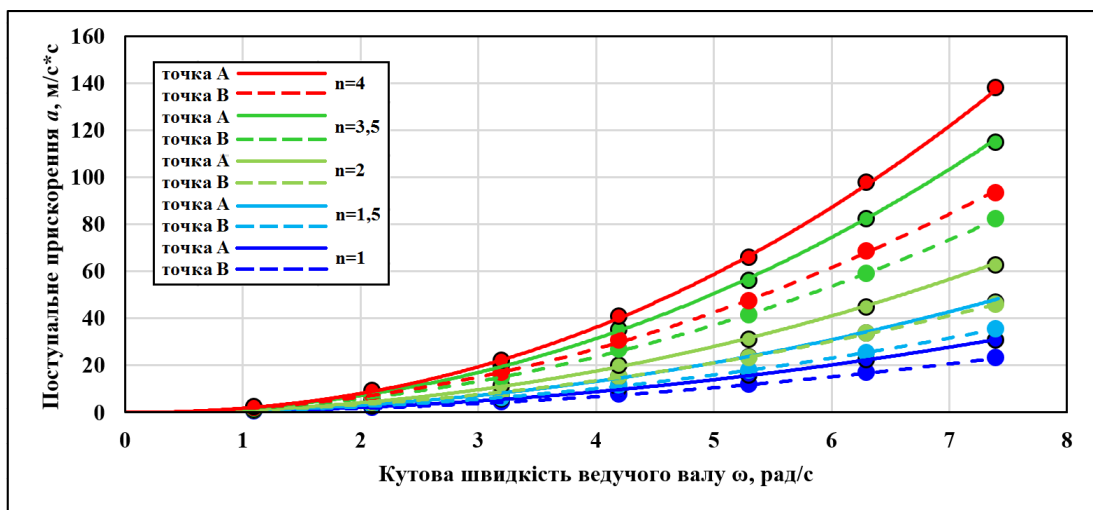
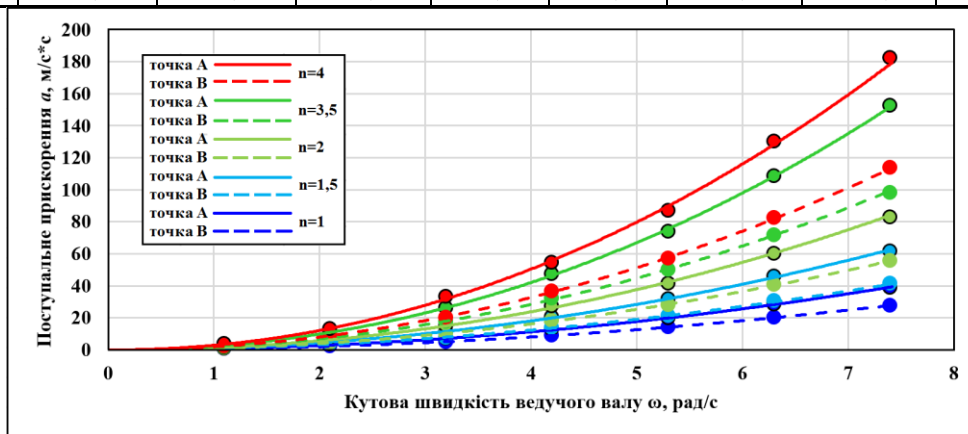


Рис. 3.85. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  від кутової швидкості  $\omega_{ведуч}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=1,8$

Таблиця 3.15. Максимальні значення повних прискорень  $a_{\max A}$  та  $a_{\max B}$  при  $\lambda=2,0$ 

| $\omega_{\text{ведуч.}}$ [рад/с] | Масштабний коефіцієнт $n$                           |                 |                   |                   |                 |                 |                   |                   |                 |                 |
|----------------------------------|---|-----------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|
|                                  | $n=1$   |                 | $n=1,5$           |                   | $n=2$           |                 | $n=3,5$           |                   | $n=4$           |                 |
|                                  | $a_{\max A(1)}$                                     | $a_{\max B(1)}$ | $a_{\max A(1,5)}$ | $a_{\max B(1,5)}$ | $a_{\max A(2)}$ | $a_{\max B(2)}$ | $a_{\max A(3,5)}$ | $a_{\max B(3,5)}$ | $a_{\max A(4)}$ | $a_{\max B(4)}$ |
|                                  | Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |                 |                   |                   |                 |                 |                   |                   |                 |                 |
| 1,1                              | 0,6   | 0,8             | 1                 | 1,3               | 1,2             | 1,6             | 2                 | 2,8               | 2,4             | 3,6             |
| 2,1                              | 2,3   | 3,2             | 3,7               | 5,3               | 4,6             | 6,9             | 8,1               | 11,4              | 9,3             | 13,1            |
| 3,2                              | 5   | 7,2             | 7,5               | 11,2              | 10              | 14,9            | 17,7              | 26,1              | 20,1            | 33,2            |
| 4,2                              | 9,1   | 12,6            | 13,7              | 20,4              | 18,2            | 27,1            | 32,1              | 47,3              | 36,7            | 54,5            |
| 5,3                              | 14,1  | 19,7            | 21,2              | 31,6              | 28,1            | 41,5            | 49,9              | 73,7              | 57              | 86,8            |
| 6,3                              | 20,3  | 28,3            | 30,5              | 45,7              | 40,6            | 60,1            | 71,6              | 108,6             | 82,3            | 130             |
| 7,4                              | 27,6  | 38,8            | 41,5              | 61,6              | 55,5            | 82,6            | 98,2              | 152,4             | 113,5           | 182,3           |

Рис. 3.86. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{\max A}$  та  $a_{\max B}$  від кутової швидкості  $\omega_{\text{ведуч.}}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=2,0$ 

$$a_{\max B} = 0,28n\omega_{\text{ведуч}B}^2 (\lambda - 0,4)^{2,2}. \quad (3.12)$$

Для можливості визначення відповідного режиму руху робочого масиву, що буде утворюватися в середині ємності, виразимо із (3.11) та (3.12) значення  $\omega$ :

$$\omega_{\text{ведуч}A} = \sqrt{\frac{a_{\max A}}{0,26n(\lambda - 0,4)^{1,5}}}; \quad (3.13)$$

$$\omega_{\text{ведуч}B} = \sqrt{\frac{a_{\max B}}{0,28n(\lambda - 0,4)^{2,2}}}. \quad (3.14)$$

Попередніми дослідженнями у роботі [10] зазначено умови, що відповідають зміні режимів руху робочого масиву в середині ємності. Зокрема, – це умови, які описують нерівності (3.9) та (3.10). Запишемо вирази (3.13) та (3.14) з урахуванням цих умов:

$$\omega_{ведучА} = \sqrt{\xi \frac{g}{0,26n(\lambda - 0,4)^{1,5}}}; \quad (3.15)$$

$$\omega_{ведучВ} = \sqrt{\xi \frac{g}{0,28n(\lambda - 0,4)^{2,2}}}, \quad (3.16)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт, який відповідає частині робочого масиву, який зможе перейти до стану вільного польоту.

При  $\xi=0,5$  перейти до стану вільного польоту зможе приблизно половина робочого масиву, відповідно, за виразами (3.15), (3.16) можна буде розрахувати граничне значення кутової швидкості ведучого валу, при якому в середині ємності почнуть реалізуватися перші ознаки змішаного режиму руху. При  $\xi=1$  весь робочий масив зможе перейти до стану вільного польоту. Таким чином, за виразами (3.15) та (3.16) можна буде розрахувати граничне значення кутової швидкості ведучого валу, при якому в середині ємності почнуть реалізуватися перші ознаки водоспадного режиму руху.

Із застосуванням виразів (3.15) та (3.16) розраховано граничні значення кутової швидкості ведучого валу машини, що відповідають зміні режимів руху робочого масиву в середині ємностей машин із відповідним коефіцієнтом  $\lambda$ . Розраховані граничні значення кутової швидкості ведучого валу представлено у таблицях 3.16 – 3.19.

Таблиця 3.16. Граничні значення кутової швидкості ведучого валу при  $\lambda=1,4$

| $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=1$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=1,5$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=2$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=3,5$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|--------------------------------------|--|--------------------------------------|--|--------------------------------------|----------------------------|
| 0 – 4,2                              | 0 – 3,3                                | 0 – 2,9                              | 0 – 2,1                                | 0 – 2                                | Каскадний                  |
| 4,2 – 6,1                            | 3,4 – 5                                | 3 – 4,3                              | 2,2-3,3                                | 2,1-3,1                              | Змішаний                   |
| 6,2<                                 | 5,1<                                   | 4,4<                                 | 3,4<                                   | 3,2<                                 | Водоспадний                |

Таблиця 3.17. Граничні значення кутової швидкості ведучого валу при  $\lambda=1,6$

| $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=1$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=1,5$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=2$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=3,5$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|--------------------------------------|--|--------------------------------------|--|--------------------------------------|----------------------------|
| 0 – 3,3                              | 0 – 2,7                                | 0 – 2,3                              | 0 – 1,7                                | 0 – 1,6                              | Каскадний                  |
| 3,4 – 5,4                            | 2,8 – 4,4                              | 2,4 – 3,8                            | 1,8 – 2,9                              | 1,7 – 2,7                            | Змішаний                   |
| 5,5<                                 | 4,5<                                   | 3,9<                                 | 3<                                     | 2,8<                                 | Водоспадний                |

Таблиця 3.18. Граничні значення кутової швидкості ведучого вали при  $\lambda=1,8$ 

| $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=1$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=1,5$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=2$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=3,5$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|--------------------------------------|--|--------------------------------------|--|--------------------------------------|----------------------------|
| 0 – 2,8                              | 0 – 2,3                                | 0 – 1,9                              | 0 – 1,4                                | 0 – 1,3                              | Каскадний                  |
| 2,9 – 4,8                            | 2,4 – 3,9                              | 2 – 3,4                              | 1,5 – 2,6                              | 1,4 – 2,4                            | Змішаний                   |
| 4,9<                                 | 4<                                     | 3,5<                                 | 2,7<                                   | 2,5<                                 | Водоспадний                |

Таблиця 3.19. Граничні значення кутової швидкості ведучого вали при  $\lambda=2,0$ 

| $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=1$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=1,5$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=2$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=3,5$ | $\omega_{ведуч}$<br>[рад/с]<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|--------------------------------------|--|--------------------------------------|--|--------------------------------------|----------------------------|
| 0 – 2,4                              | 0 – 1,9                                | 0 – 1,7                              | 0 – 1,2                                | 0 – 1,1                              | Каскадний                  |
| 2,5 – 4,3                            | 2 – 3,5                                | 1,8 – 3,1                            | 1,3 – 2,3                              | 1,2 – 2,2                            | Змішаний                   |
| 4,4<                                 | 3,6<                                   | 3,2<                                 | 2,4<                                   | 2,3<                                 | Водоспадний                |

Підтверджено, що зміна режимів руху робочого масиву залежить від трьох факторів – масштабного типорозміру галтувальної машини, кутової швидкості ведучого валу та відношення міжосьової відстані ємності до міжосьової відстані вилок, що характеризується коефіцієнтом  $\lambda$ . Окрім того, встановлено, що прискорення  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  будуть залежати від зміни коефіцієнту  $\lambda$ , таким чином, зі збільшенням коефіцієнту  $\lambda$ , при постійній кутовій швидкості ведучого валу, буде спостерігатися збільшення нерівномірності між переміщенням робочого масиву між протилежними торцями ємності у зустрічних напрямках.

### 3.12.2. Дослідження зміни режимів руху у ємності машини з додатковою рухомою ланкою коромислом з горизонтальною віссю обертання

Аналогічно до попередньої частини 3.12.1 виконували кінематичне дослідження п'яти масштабних типорозмірів ( $n=1; 1,5; 2; 3,5; 4$ ) конструкцій галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою коромислом з горизонтальною віссю обертання, враховуючи зміну коефіцієнту  $\lambda$  ( $\lambda=1,4; 1,6; 1,8; 2,0$ ), із застосуванням САПР SolidWorks. За «базовий типорозмір» (масштабний коефіцієнт  $n=1, \lambda=1,0$ ) було прийнято машину з тими само геометричними параметрами, які представлені у частині 3.12.1.



Відповідно, у таблицях 3.20 – 3.23 представлено максимальні значення повних прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  для 5-ти типорозмірів галтувальної машини при різних значеннях кутових швидкостей ведучого валу та з урахуванням зміни коефіцієнту  $\lambda$ .

Отримані максимальні значення повних прискорень торців ємності було апроксимовано у вигляді графічних залежностей квадратичної функції. На рис. 3.87 – рис. 3.90 представлено відповідні графічні залежності.

Проаналізувавши отримані дані та представлені на рис. 3.87 – рис. 3.90 графіки встановлено схожий характер залежності між прискореннями  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$ , кутовою швидкістю ведучого валу  $\omega_{ведуч}$  та коефіцієнтом  $\lambda$ , як і у частині 3.12.1.

Таблиця 3.20. Максимальні значення повних прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  при  $\lambda=1,4$

| $\omega_{ведуч}$ , [рад/с] | Масштабний коефіцієнт $n$                           |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
|----------------------------|---|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|
|                            | $n=1$   |               | $n=1,5$         |                 | $n=2$         |               | $n=3,5$         |                 | $n=4$         |               |
|                            | $a_{maxA(1)}$                                       | $a_{maxB(1)}$ | $a_{maxA(1,5)}$ | $a_{maxB(1,5)}$ | $a_{maxA(2)}$ | $a_{maxB(2)}$ | $a_{maxA(3,5)}$ | $a_{maxB(3,5)}$ | $a_{maxA(4)}$ | $a_{maxB(4)}$ |
|                            | Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
| 1,1                        | 0,3   | 0,4           | 0,4             | 0,6             | 0,6           | 0,8           | 1               | 1,4             | 1,2           | 1,6           |
| 2,1                        | 1,16  | 1,6           | 1,7             | 2,5             | 2,3           | 3,3           | 4,1             | 5,9             | 4,7           | 6,7           |
| 3,2                        | 2,6   | 3,7           | 3,9             | 5,5             | 5,2           | 7,4           | 9,3             | 13,4            | 10,8          | 15,7          |
| 4,2                        | 4,6   | 6,5           | 6,9             | 9,8             | 9,2           | 13,1          | 16,8            | 24,5            | 19,5          | 28,8          |
| 5,3                        | 7,2   | 10,1          | 10,8            | 15,2            | 14,5          | 20,4          | 26,6            | 39              | 30,8          | 48,9          |
| 6,3                        | 10,4  | 14,6          | 15,7            | 22              | 20,9          | 29,6          | 38,9            | 57              | 45,4          | 72,6          |
| 7,4                        | 14,2  | 19,8          | 21,3            | 30              | 28,5          | 40,4          | 53,5            | 78,7            | 62,5          | 102           |

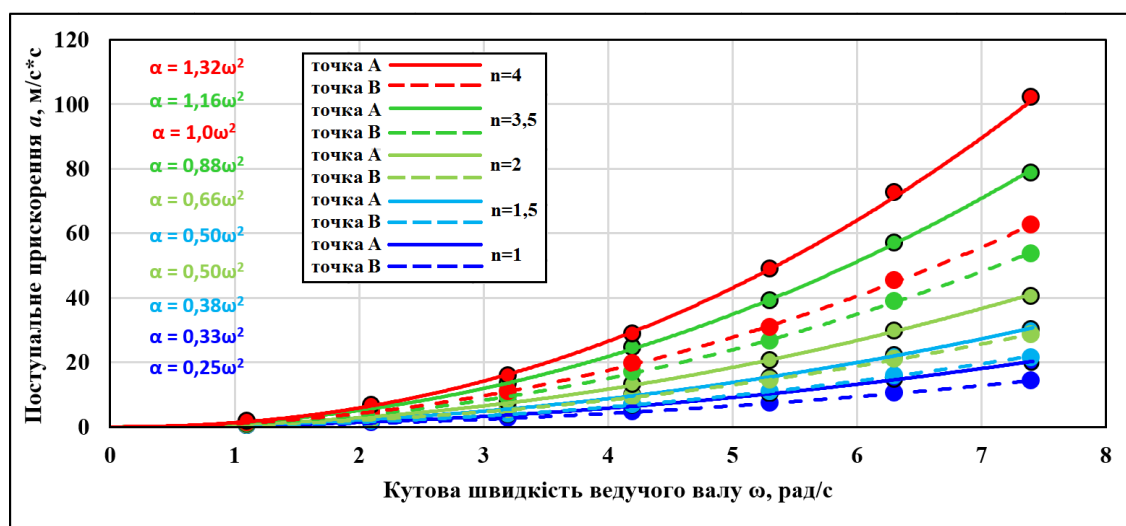
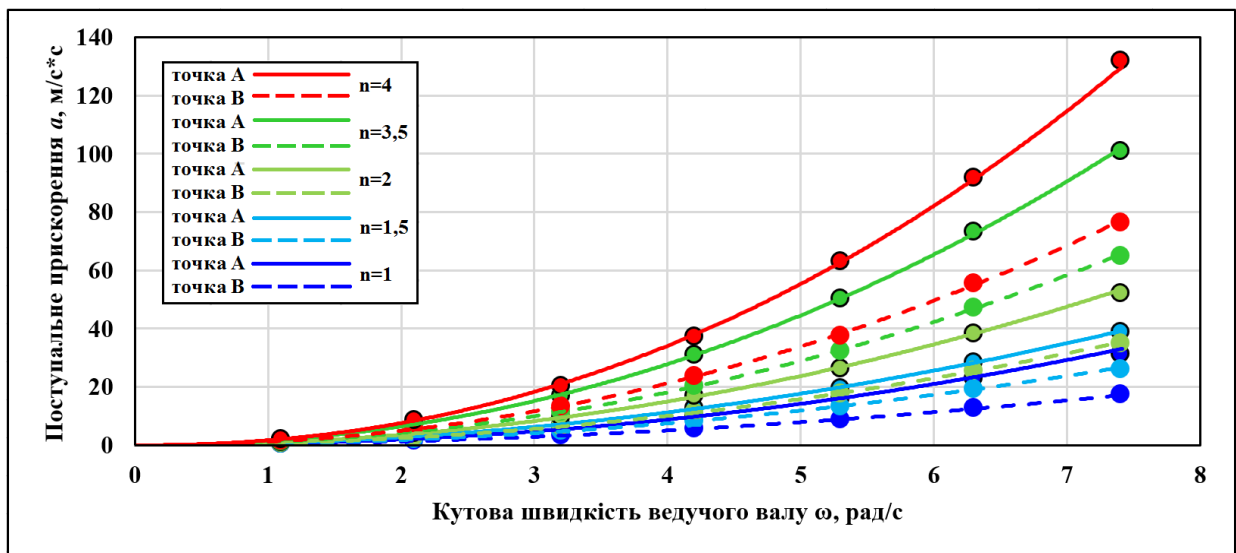


Рис. 3.87. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  від кутової швидкості  $\omega_{ведуч}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=1,4$

Таблиця 3.21. Максимальні значення повних прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  при  $\lambda=1,6$ 

| $\omega_{ведуч},$ [рад/с]                           | Масштабний коефіцієнт $n$ |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
|---|---------------------------|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|
|   | $n=1$                     |               | $n=1,5$         |                 | $n=2$         |               | $n=3,5$         |                 | $n=4$         |               |
|   | $a_{maxA(1)}$             | $a_{maxB(1)}$ | $a_{maxA(1,5)}$ | $a_{maxB(1,5)}$ | $a_{maxA(2)}$ | $a_{maxB(2)}$ | $a_{maxA(3,5)}$ | $a_{maxB(3,5)}$ | $a_{maxA(4)}$ | $a_{maxB(4)}$ |
| Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |                           |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
| 1,1   | 0,4                       | 0,5           | 0,5             | 0,8             | 0,7           | 1             | 1,2             | 1,8             | 1,4           | 2,1           |
| 2,1   | 1,4                       | 2,5           | 2,1             | 3,2             | 2,8           | 4,2           | 4,9             | 7,5             | 5,7           | 8,6           |
| 3,2   | 3,2                       | 5,6           | 4,8             | 7,1             | 6,4           | 9,6           | 11,3            | 16,8            | 13,2          | 20,3          |
| 4,2   | 5,6                       | 10,1          | 8,4             | 12,6            | 11,2          | 16,9          | 20,3            | 31,1            | 23,8          | 37,2          |
| 5,3   | 8,8                       | 15,9          | 13,2            | 19,6            | 17,7          | 26,3          | 32,2            | 50,3            | 37,6          | 63,1          |
| 6,3   | 12,6                      | 23            | 19,2            | 28,4            | 25,5          | 38,2          | 47,1            | 73,2            | 55,5          | 91,7          |
| 7,4   | 17,3                      | 31,2          | 26              | 38,7            | 34,8          | 52,1          | 65              | 101             | 76,4          | 132           |

Рис. 3.88. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  від кутової швидкості  $\omega_{ведуч}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=1,6$ Таблиця 3.22. Максимальні значення повних прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  при  $\lambda=1,8$ 

| $\omega_{ведуч},$ [рад/с]                           | Масштабний коефіцієнт $n$ |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
|---|---------------------------|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|
|   | $n=1$                     |               | $n=1,5$         |                 | $n=2$         |               | $n=3,5$         |                 | $n=4$         |               |
|   | $a_{maxA(1)}$             | $a_{maxB(1)}$ | $a_{maxA(1,5)}$ | $a_{maxB(1,5)}$ | $a_{maxA(2)}$ | $a_{maxB(2)}$ | $a_{maxA(3,5)}$ | $a_{maxB(3,5)}$ | $a_{maxA(4)}$ | $a_{maxB(4)}$ |
| Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |                           |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
| 1,1   | 0,4                       | 0,6           | 0,6             | 1               | 0,8           | 1,2           | 1,4             | 2,2             | 1,9           | 2,6           |
| 2,1   | 1,6                       | 2,6           | 2,5             | 4,1             | 3,4           | 4,9           | 5,4             | 8,1             | 7,5           | 10,7          |
| 3,2   | 3,8                       | 5,8           | 5,6             | 9,2             | 7,5           | 11,2          | 11,8            | 17,8            | 17,3          | 25,1          |
| 4,2   | 6,7                       | 10,4          | 10              | 16,3            | 13,3          | 19,8          | 21,5            | 32,5            | 31,2          | 46,1          |
| 5,3   | 10,5                      | 16,2          | 15,6            | 25,3            | 21            | 30,6          | 33,6            | 51,8            | 49,3          | 78,3          |
| 6,3   | 15,1                      | 23,4          | 22,7            | 36,7            | 30,3          | 44,3          | 49,2            | 74,6            | 72,7          | 116,3         |
| 7,4   | 20,6                      | 31,7          | 30,8            | 50              | 41,3          | 60,6          | 68,4            | 103,6           | 100,1         | 163,4         |

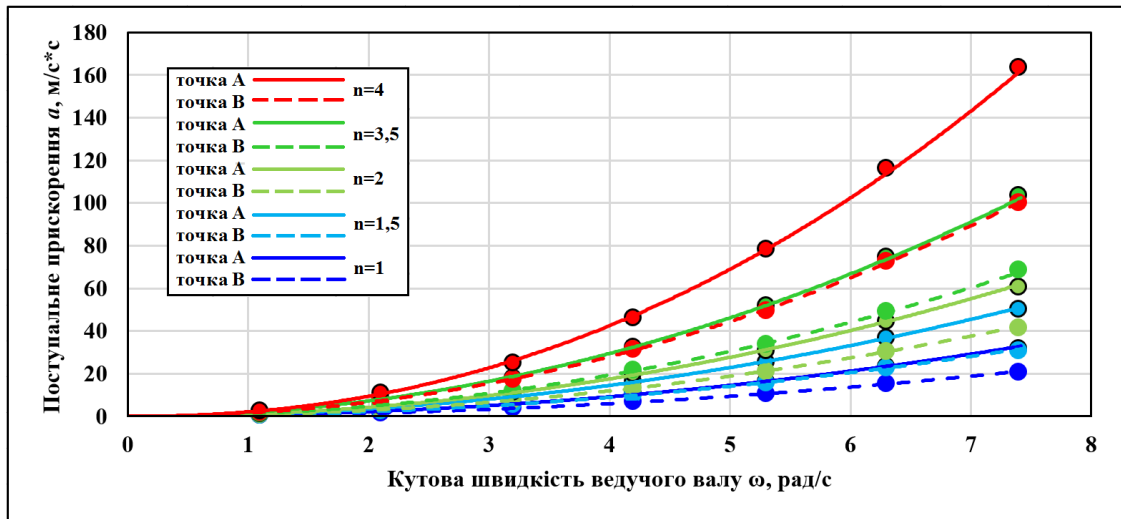


Рис. 3.89. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  від кутової швидкості  $\omega_{ведуч}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=1,8$

Таблиця 3.23. Максимальні значення повних прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  при  $\lambda=2,0$

| $\omega_{ведуч}$ , [рад/с] | Масштабний коефіцієнт $n$                           |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
|----------------------------|---|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|
|                            | $n=1$   |               | $n=1,5$         |                 | $n=2$         |               | $n=3,5$         |                 | $n=4$         |               |
|                            | $a_{maxA(1)}$                                       | $a_{maxB(1)}$ | $a_{maxA(1,5)}$ | $a_{maxB(1,5)}$ | $a_{maxA(2)}$ | $a_{maxB(2)}$ | $a_{maxA(3,5)}$ | $a_{maxB(3,5)}$ | $a_{maxA(4)}$ | $a_{maxB(4)}$ |
|                            | Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
| 1,1                        | 0,5   | 0,8           | 0,7             | 1,9             | 1             | 1,6           | 1,8             | 2,9             | 1,9           | 3,1           |
| 2,1                        | 2   | 3,3           | 2,9             | 8               | 4             | 6,7           | 7               | 12,3            | 8             | 13,1          |
| 3,2                        | 4,5   | 7,2           | 6,5             | 17,9            | 8,9           | 14,8          | 16,1            | 27,1            | 18,6          | 30,3          |
| 4,2                        | 7,9   | 12,9          | 12,1            | 32,5            | 16            | 26,3          | 29              | 50,3            | 33,5          | 56,8          |
| 5,3                        | 12,5  | 20,1          | 18,9            | 49,5            | 25,1          | 40,4          | 44,9            | 78,7            | 52,9          | 95,4          |
| 6,3                        | 18  | 29            | 27,1            | 72,6            | 35,3          | 59,2          | 66,3            | 115,5           | 78,2          | 142           |
| 7,4                        | 24,1  | 39,1          | 36,7            | 99,5            | 47,8          | 80,1          | 90,8            | 157,5           | 107,9         | 199           |

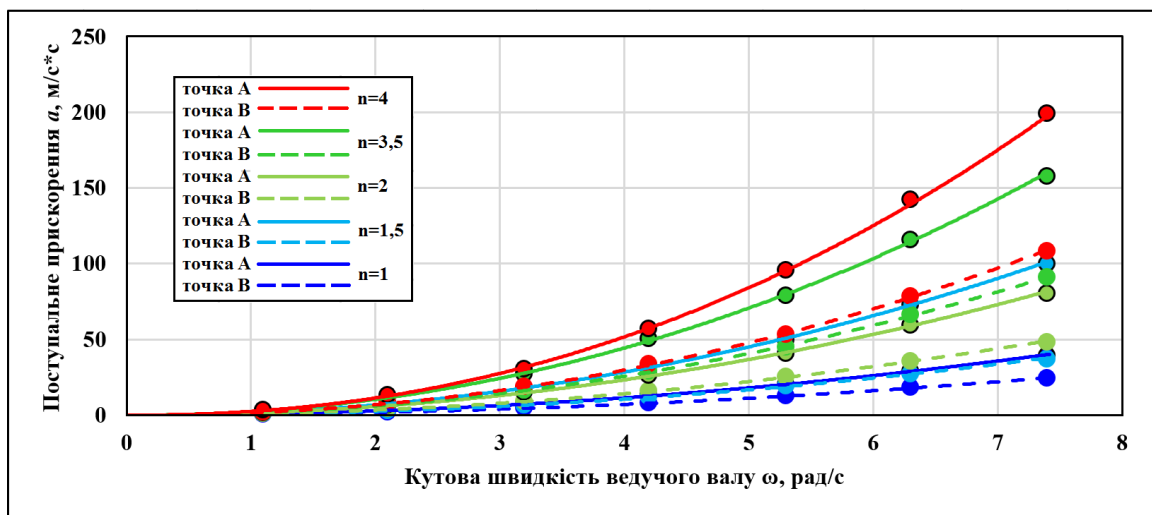


Рис. 3.90. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  від кутової швидкості  $\omega_{ведуч}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=2,0$

За аналогічним принципом було отримані загальні математичні вирази для визначення максимальних прискорень  $a_{\max A}$  та  $a_{\max B}$  в залежності від зміни масштабного коефіцієнту  $n$  та коефіцієнту  $\lambda$  для конструкції галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою коромислом з горизонтальною віссю обертання:

$$a_{\max A} = 0,25n\omega_{\text{ведуч}A}^2 (\lambda - 0,4)^{1,4}; \quad (3.17)$$

$$a_{\max B} = 0,33n\omega_{\text{ведуч}B}^2 (\lambda - 0,4)^2. \quad (3.18)$$

Далі, з рівнянь (3.17) та (3.18) виражено значення  $\omega$  з урахуванням раніше отриманих умов [10], що відповідають зміні режимів руху робочого масиву в середині ємності, які описуються нерівностями (3.9) та (3.10):

$$\omega_{\text{ведуч}A} = \sqrt{\xi \frac{g}{0,25n(\lambda - 0,4)^{1,4}}}; \quad (3.19)$$

$$\omega_{\text{ведуч}B} = \sqrt{\xi \frac{g}{0,33n(\lambda - 0,4)^2}}; \quad (3.20)$$

Із застосуванням виразів (3.19) та (3.20) розраховано граничні значення кутової швидкості ведучого валу машини, що відповідають зміні режимів руху робочого масиву в середині ємностей машин із відповідним коефіцієнтом  $\lambda$ . Розраховані граничні значення кутової швидкості ведучого валу представлено у таблицях 3.24 – 3.27.

Таблиця 3.24. Граничні значення кутової швидкості ведучого валу при  $\lambda=1,4$

| $\omega_{\text{ведуч}}$<br>[рад/с]<br>$n=1$ | $\omega_{\text{ведуч}}$<br>[рад/с]<br>$n=1,5$ | $\omega_{\text{ведуч}}$<br>[рад/с]<br>$n=2$ | $\omega_{\text{ведуч}}$<br>[рад/с]<br>$n=3,5$ | $\omega_{\text{ведуч}}$<br>[рад/с]<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|---|---|---|---|---|----------------------------|
| 0 – 3,8                                     | 0 – 3   | 0 – 2,6                                     | 0 – 2   | 0 – 1,8                                     | Каскадний                  |
| 3,9 – 6,3                                   | 3,1 – 5,1                                     | 2,7 – 4,4                                   | 2,1 – 3,3                                     | 1,9 – 3,1                                   | Змішаний                   |
| 6,4 <                                       | 5,2 <   | 4,5 <                                       | 3,4 <   | 3,2 <                                       | Водоспадний                |

Таблиця 3.25. Граничні значення кутової швидкості ведучого вали при  $\lambda=1,6$ 

| $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=2$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=3,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|--|--|--|--|--|----------------------------|
| 0 – 3,1                                  | 0 – 2,5                                    | 0 – 2,2                                  | 0 – 1,6                                    | 0 – 1,5                                  | Каскадний                  |
| 3,2 – 5,5                                | 2,6 – 4,5                                  | 2,3 – 3,9                                | 1,7 – 2,9                                  | 1,6 – 2,8                                | Змішаний                   |
| 5,6<                                     | 4,6<                                       | 4<                                       | 3<   | 2,9<                                     | Водоспадний                |

Таблиця 3.26. Граничні значення кутової швидкості ведучого вали при  $\lambda=1,8$ 

| $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=2$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=3,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|--|--|--|--|--|----------------------------|
| 0 – 2,7                                  | 0 – 2,1                                    | 0 – 1,8                                  | 0 – 1,4                                    | 0 – 1,3                                  | Каскадний                  |
| 2,8 – 4,9                                | 2,2 – 4                                    | 1,9 – 3,5                                | 1,5 – 2,6                                  | 1,4 – 2,5                                | Змішаний                   |
| 5<                                       | 4,1<                                       | 3,6<                                     | 2,7<                                       | 2,6<                                     | Водоспадний                |

Таблиця 3.27. Граничні значення кутової швидкості ведучого вали при  $\lambda=2,0$ 

| $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=2$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=3,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|--|--|--|--|--|----------------------------|
| 0 – 2,3                                  | 0 – 1,9                                    | 0 – 1,6                                  | 0 – 1,2                                    | 0 – 1,1                                  | Каскадний                  |
| 2,4 – 4,5                                | 2 – 3,7                                    | 1,7 – 3,2                                | 1,3 – 2,4                                  | 1,2 – 2,3                                | Змішаний                   |
| 4,6<                                     | 3,8<                                       | 3,3<                                     | 2,5<                                       | 2,4<                                     | Водоспадний                |

Аналогічно до попередньої частини встановлено, що зміна режимів руху робочого масиву залежить від масштабного типорозміру галтувальної машини, кутової швидкості ведучого валу та відношення міжосьової відстані ємності до міжосьової відстані вилок, що характеризується коефіцієнтом  $\lambda$ . Отримані залежності, які дають можливість розрахувати кутову швидкість ведучого валу машини, що відповідає реалізації необхідного режиму руху робочого масиву.

### 3.12.3. Дослідження зміни режимів руху у ємності машини з додатковою рухомою ланкою повзуном

Аналогічно до попередніх частин 3.12.1, 3.12.2 виконували кінематичне дослідження [217] п'яти масштабних типорозмірів ( $n=1; 1,5; 2; 3,5; 4$ ) конструкцій галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою повзуном, враховуючи зміну

коефіцієнту  $\lambda$  ( $\lambda=1,4; 1,6; 1,8; 2,0$ ), із застосуванням САПР SolidWorks. За «базовий типорозмір» (масштабний коефіцієнт  $n=1$ ,  $\lambda=1,0$ ) було прийнято машину з тими само геометричними параметрами, які представлені у частині 3.12.1.

Відповідно, у таблицях 3.28 – 3.31 представлено максимальні значення повних прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  для 5-ти типорозмірів галтувальної машини при різних значеннях кутових швидкостей ведучого валу та з урахуванням зміни коефіцієнту  $\lambda$ .

Отримані [217] максимальні значення повних прискорень торців ємності було апроксимовано у вигляді графічних залежностей квадратичної функції. На рис. 3.91 – рис. 3.94 представлено відповідні графічні залежності.

Після аналізу отриманих даних, які представлені у таблицях 3.25 – 3.28 та на рис. 3.87 – рис. 3.90 встановлено залежності між прискореннями  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$ , кутовою швидкістю ведучого валу  $\omega_{ведуч}$  та коефіцієнтом  $\lambda$ .

Таблиця 3.28. Максимальні значення повних прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  при  $\lambda=1,4$

| $\omega_{ведуч}$ , [рад/с] | Масштабний коефіцієнт $n$                           |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
|----------------------------|---|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|
|                            | $n=1$   |               | $n=1,5$         |                 | $n=2$         |               | $n=3,5$         |                 | $n=4$         |               |
|                            | $a_{maxA(1)}$                                       | $a_{maxB(1)}$ | $a_{maxA(1,5)}$ | $a_{maxB(1,5)}$ | $a_{maxA(2)}$ | $a_{maxB(2)}$ | $a_{maxA(3,5)}$ | $a_{maxB(3,5)}$ | $a_{maxA(4)}$ | $a_{maxB(4)}$ |
|                            | Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
| 1,1                        | 0,27  | 0,38          | 0,4             | 0,6             | 0,6           | 0,8           | 1               | 1,3             | 1,1           | 1,5           |
| 2,1                        | 1,1   | 1,5           | 1,7             | 2,2             | 2,3           | 3             | 4               | 5,3             | 4,6           | 6             |
| 3,2                        | 2,6   | 3,4           | 3,9             | 5,1             | 5,1           | 6,8           | 9,1             | 11,9            | 10,3          | 13,5          |
| 4,2                        | 4,6   | 6             | 6,9             | 9               | 9,1           | 12            | 16,1            | 21,2            | 18,3          | 24            |
| 5,3                        | 7,2   | 9,4           | 10,7            | 14,1            | 14,3          | 18,8          | 25,2            | 33,2            | 28,7          | 37,6          |
| 6,3                        | 9,8   | 13,5          | 15,4            | 20,3            | 20,6          | 27            | 36,3            | 47,8            | 41,4          | 54,1          |
| 7,4                        | 14  | 18,9          | 21              | 27,7            | 28            | 36,9          | 49,4            | 65              | 56            | 73,8          |

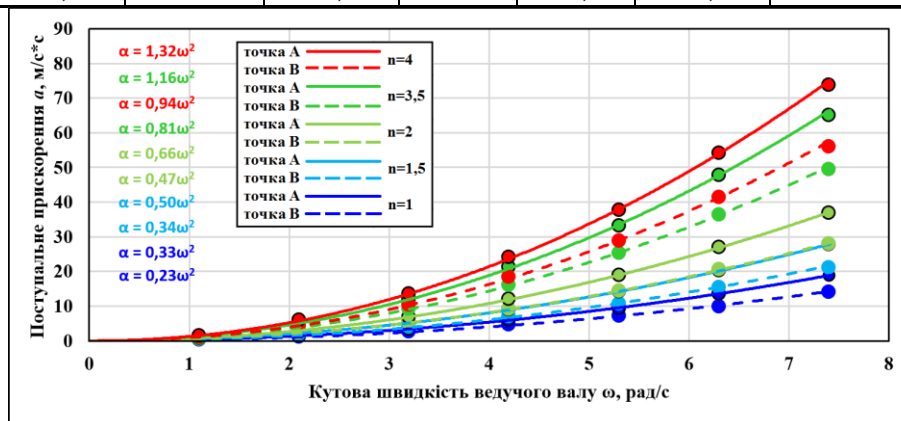
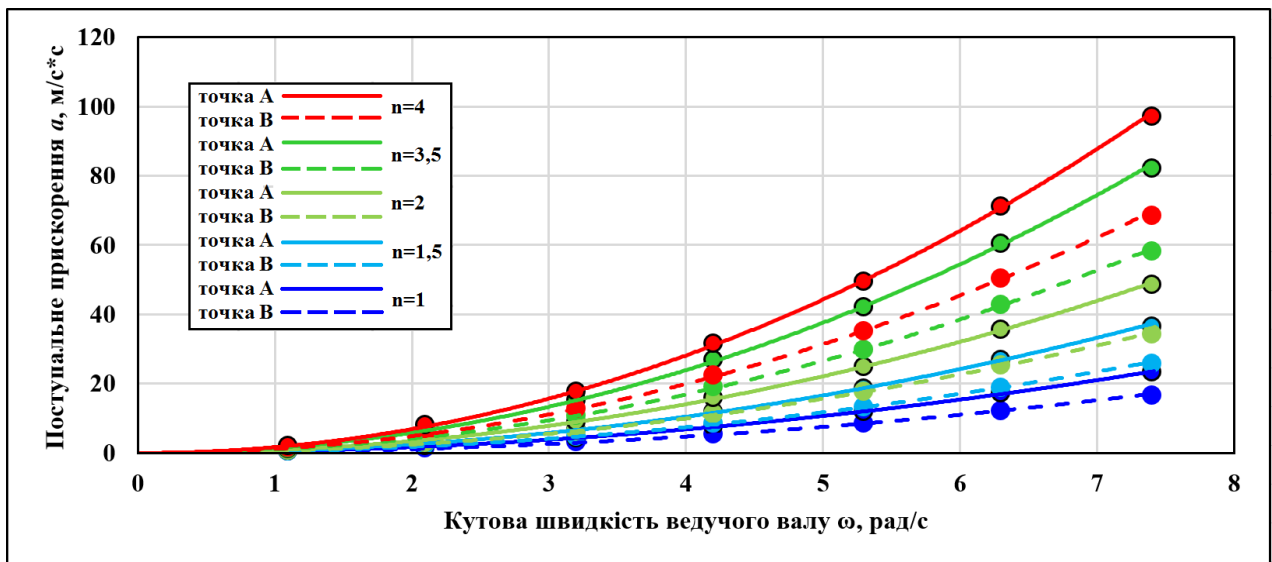


Рис. 3.91. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  від кутової швидкості  $\omega_{ведуч}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=1,4$

Таблиця 3.29. Максимальні значення повних прискорень  $a_{\max A}$  та  $a_{\max B}$  при  $\lambda=1,6$ 

| $\omega_{\text{ведуч.}}$ [рад/с]                    | Масштабний коефіцієнт $n$ |                 |                   |                   |                 |                 |                   |                   |                 |                 |
|---|---------------------------|-----------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|
|   | $n=1$                     |                 | $n=1,5$           |                   | $n=2$           |                 | $n=3,5$           |                   | $n=4$           |                 |
|   | $a_{\max A(1)}$           | $a_{\max B(1)}$ | $a_{\max A(1,5)}$ | $a_{\max B(1,5)}$ | $a_{\max A(2)}$ | $a_{\max B(2)}$ | $a_{\max A(3,5)}$ | $a_{\max B(3,5)}$ | $a_{\max A(4)}$ | $a_{\max B(4)}$ |
| Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |                           |                 |                   |                   |                 |                 |                   |                   |                 |                 |
| 1,1   | 0,3                       | 0,5             | 0,5               | 0,7               | 0,7             | 1               | 1,2               | 1,7               | 1,4             | 2               |
| 2,1   | 1,3                       | 1,9             | 2,1               | 2,9               | 2,8             | 3,9             | 4,7               | 6,7               | 5,6             | 7,9             |
| 3,2   | 3                         | 4,3             | 4,7               | 6,7               | 6,2             | 8,9             | 10,7              | 15,1              | 12,6            | 17,7            |
| 4,2   | 5,4                       | 7,6             | 8,4               | 11,8              | 11,1            | 15,8            | 19                | 26,8              | 22,4            | 31,5            |
| 5,3   | 8,4                       | 11,9            | 13,1              | 18,5              | 17,5            | 24,7            | 29,6              | 41,9              | 35,1            | 49,4            |
| 6,3   | 12,1                      | 17,1            | 18,8              | 26,7              | 25,2            | 35,5            | 42,7              | 60,4              | 50,2            | 71,1            |
| 7,4   | 16,5                      | 23,3            | 25,7              | 36,4              | 34,2            | 48,5            | 58,1              | 82,1              | 68,4            | 97              |

Рис. 3.92. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{\max A}$  та  $a_{\max B}$  від кутової швидкості  $\omega_{\text{ведуч}}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=1,6$ Таблиця 3.30. Максимальні значення повних прискорень  $a_{\max A}$  та  $a_{\max B}$  при  $\lambda=1,8$ 

| $\omega_{\text{ведуч.}}$ [рад/с]                    | Масштабний коефіцієнт $n$ |                 |                   |                   |                 |                 |                   |                   |                 |                 |
|---|---------------------------|-----------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|-------------------|-------------------|-----------------|-----------------|
|   | $n=1$                     |                 | $n=1,5$           |                   | $n=2$           |                 | $n=3,5$           |                   | $n=4$           |                 |
|   | $a_{\max A(1)}$           | $a_{\max B(1)}$ | $a_{\max A(1,5)}$ | $a_{\max B(1,5)}$ | $a_{\max A(2)}$ | $a_{\max B(2)}$ | $a_{\max A(3,5)}$ | $a_{\max B(3,5)}$ | $a_{\max A(4)}$ | $a_{\max B(4)}$ |
| Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |                           |                 |                   |                   |                 |                 |                   |                   |                 |                 |
| 1,1   | 0,4                       | 0,6             | 0,6               | 0,9               | 0,8             | 1,2             | 1,4               | 2,2               | 1,6             | 2,5             |
| 2,1   | 1,7                       | 2,4             | 2,5               | 3,6               | 3,3             | 5               | 5,7               | 8,7               | 6,7             | 9,9             |
| 3,2   | 3,8                       | 5,5             | 5,6               | 8,4               | 7,4             | 11,3            | 12,8              | 19,6              | 14,9            | 22,4            |
| 4,2   | 6,7                       | 9,8             | 10                | 14,9              | 13,2            | 19,9            | 22,8              | 34,9              | 24,5            | 39,8            |
| 5,3   | 10,4                      | 15,5            | 15,5              | 23,4              | 20,7            | 31,1            | 35,6              | 54,5              | 41,6            | 62,3            |
| 6,3   | 14,9                      | 22,3            | 22,3              | 33,6              | 29,8            | 44,7            | 51,2              | 78,5              | 59,5            | 89,6            |
| 7,4   | 20,3                      | 30,4            | 30,4              | 45,9              | 40,5            | 61,1            | 69,7              | 106,9             | 81,1            | 122,2           |

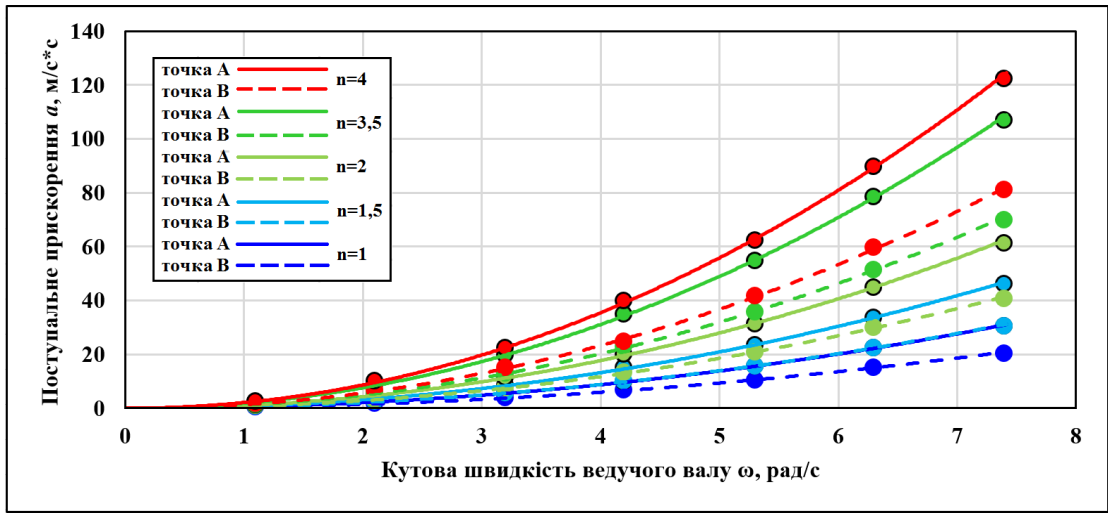


Рис. 3.93. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  від кутової швидкості  $\omega_{ведуч}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=1,8$

Таблиця 3.31. Максимальні значення повних прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  при  $\lambda=2,0$

| $\omega_{ведуч}$ [рад/с] | Масштабний коефіцієнт $n$                           |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
|--------------------------|---|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|---------------|---------------|
|                          | $n=1$   |               | $n=1,5$         |                 | $n=2$         |               | $n=3,5$         |                 | $n=4$         |               |
|                          | $a_{maxA(1)}$                                       | $a_{maxB(1)}$ | $a_{maxA(1,5)}$ | $a_{maxB(1,5)}$ | $a_{maxA(2)}$ | $a_{maxB(2)}$ | $a_{maxA(3,5)}$ | $a_{maxB(3,5)}$ | $a_{maxA(4)}$ | $a_{maxB(4)}$ |
|                          | Максимальні значення прискорень [м/с <sup>2</sup> ] |               |                 |                 |               |               |                 |                 |               |               |
| 1,1                      | 0,5   | 0,8           | 0,7             | 1,1             | 1             | 1,5           | 1,7             | 2,8             | 1,9           | 3             |
| 2,1                      | 1,9   | 3,2           | 2,9             | 4,5             | 3,9           | 6,1           | 6,8             | 11,2            | 7,7           | 12,1          |
| 3,2                      | 4,3   | 7,1           | 6,5             | 10,3            | 8,6           | 13,8          | 15,3            | 25,2            | 17,3          | 27,3          |
| 4,2                      | 7,7   | 12,7          | 11,6            | 18,2            | 15,3          | 24,3          | 27,2            | 44,7            | 30,7          | 48,6          |
| 5,3                      | 12,1  | 19,8          | 17,9            | 28,5            | 24            | 38            | 42,5            | 69,9            | 48,1          | 76,1          |
| 6,3                      | 17,3  | 28,5          | 25,8            | 41,1            | 34,5          | 54,6          | 61,2            | 100,4           | 68,9          | 109,5         |
| 7,4                      | 23,6  | 38,8          | 35,2            | 56,1            | 47            | 74,7          | 83,3            | 137             | 93,9          | 149,4         |

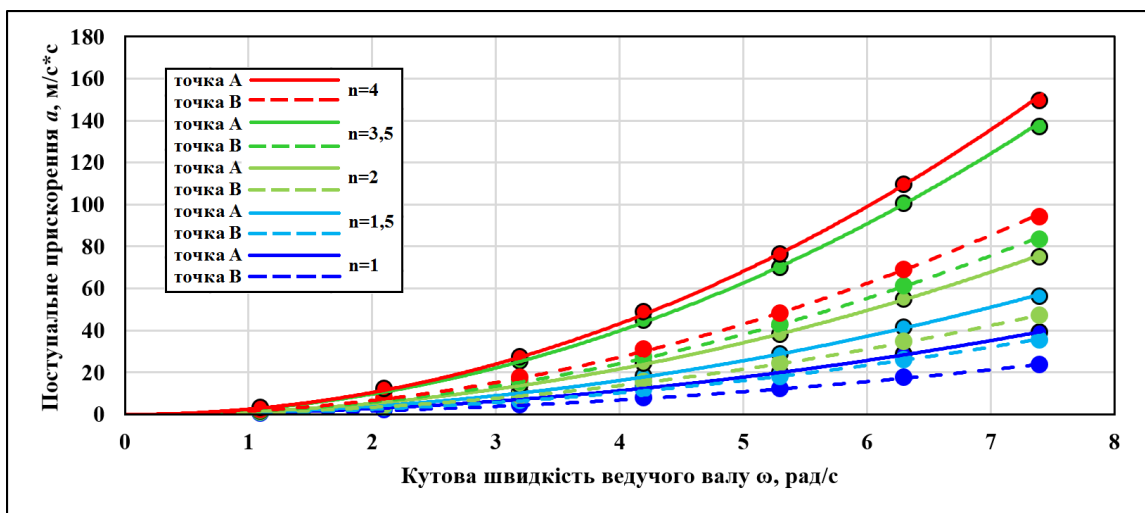


Рис. 3.94. Графік залежності максимальних значень прискорень  $a_{maxA}$  та  $a_{maxB}$  від кутової швидкості  $\omega_{ведуч}$  ведучого валу машини при коефіцієнті  $\lambda=2,0$



За аналогічним до попередніх частин принципом, було отримані загальні вирази для визначення максимальних прискорень  $a_{\max A}$  та  $a_{\max B}$  в залежності від зміни масштабного коефіцієнту  $n$  та коефіцієнту  $\lambda$  для конструкції галтувальної машини з додатковою рухомою ланкою повзуном:

$$a_{\max A} = 0,23n\omega_{\text{ведучА}}^2 (\lambda - 0,4)^{1,1}; \quad (3.21)$$

$$a_{\max B} = 0,33n\omega_{\text{ведучВ}}^2 (\lambda - 0,4)^{1,5}. \quad (3.22)$$

Далі, з рівнянь (3.21) та (3.22) виражено значення  $\omega_{\text{ведуч}}$  з урахуванням раніше отриманих умов [10], що відповідають зміні режимів руху робочого масиву в середині ємності, які описуються нерівностями (3.9) та (3.10):

$$\omega_{\text{ведучА}} = \sqrt{\xi \frac{g}{0,23n(\lambda - 0,4)^{1,1}}}; \quad (3.23)$$

$$\omega_{\text{ведучВ}} = \sqrt{\xi \frac{g}{0,33n(\lambda - 0,4)^{1,5}}}, \quad (3.24)$$

Із застосуванням виразів (3.23) та (3.24) розраховано граничні значення кутової швидкості ведучого валу машини, що відповідають зміні режимів руху робочого масиву в середині ємностей машин із відповідним коефіцієнтом  $\lambda$ . Розраховані граничні значення кутової швидкості ведучого валу представлено у таблицях 3.32 – 3.35.

Таблиця 3.32. Граничні значення кутової швидкості ведучого вали при  $\lambda=1,4$

| $\omega_{\text{ведуч}}$<br>[рад/с]<br>$n=1$ | $\omega_{\text{ведуч}}$<br>[рад/с]<br>$n=1,5$ | $\omega_{\text{ведуч}}$<br>[рад/с]<br>$n=2$ | $\omega_{\text{ведуч}}$<br>[рад/с]<br>$n=3,5$ | $\omega_{\text{ведуч}}$<br>[рад/с]<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|---|---|---|---|---|----------------------------|
| 0 – 3,8                                     | 0 – 3   | 0 – 2,6                                     | 0 – 2   | 0 – 1,8                                     | Каскадний                  |
| 3,9 – 6,5                                   | 3,1 – 5,3                                     | 2,7 – 4,6                                   | 2,1 – 3,5                                     | 1,9 – 3,3                                   | Змішаний                   |
| 6,6 <                                       | 5,4 <   | 4,7 <                                       | 3,6 <   | 3,4 <                                       | Водоспадний                |

Таблиця 3.33. Граничні значення кутової швидкості ведучого вали при  $\lambda=1,6$ 

| $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=2$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=3,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|--|--|--|--|--|----------------------------|
| 0 – 3,3                                  | 0 – 2,6                                    | 0 – 2,3                                  | 0 – 1,7                                    | 0 – 1,5                                  | Каскадний                  |
| 3,4 – 5,9                                | 2,7 – 4,8                                  | 2,4 – 4,2                                | 1,8 – 3,2                                  | 1,6 – 3                                  | Змішаний                   |
| 6<                                       | 4,9<                                       | 4,3<                                     | 3,3<                                       | 3,1<                                     | Водоспадний                |

Таблиця 3.34. Граничні значення кутової швидкості ведучого вали при  $\lambda=1,8$ 

| $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=2$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=3,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|--|--|--|--|--|----------------------------|
| 0 – 2,9                                  | 0 – 2,3                                    | 0 – 2                                    | 0 – 1,5                                    | 0 – 1,4                                  | Каскадний                  |
| 3 – 5,4                                  | 2,4 – 4,4                                  | 2,1 – 3,8                                | 1,6 – 2,9                                  | 1,5 – 2,7                                | Змішаний                   |
| 5,5<                                     | 4,5<                                       | 3,9<                                     | 3<   | 2,8<                                     | Водоспадний                |

Таблиця 3.35. Граничні значення кутової швидкості ведучого вали при  $\lambda=2,0$ 

| $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=1,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=2$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=3,5$ | $\omega_{\text{ведуч}} [рад/с]$<br>$n=4$ | Режим руху робочого масиву |
|--|--|--|--|--|----------------------------|
| 0 – 2,6                                  | 0 – 2,1                                    | 0 – 1,8                                  | 0 – 1,3                                    | 0 – 1,3                                  | Каскадний                  |
| 2,7 – 5                                  | 2,2 – 4,1                                  | 1,9 – 3,6                                | 1,4 – 2,7                                  | 1,4 – 2,5                                | Змішаний                   |
| 5,1<                                     | 4,2<                                       | 3,7<                                     | 2,8<                                       | 2,6<                                     | Водоспадний                |

### 3.13. Узагальнення конструктивних особливостей розроблених галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей

Усі синтезовані конструкції просторових статично визначених шарнірних механізмів галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей були систематизовані та узагальнені з точки зору особливостей раціонального розрахунку їх конструктивних особливостей, обмежень щодо діапазонів зміни геометричних параметрів відповідних рухомих ланок, а також деяких технологічних особливостей.

Структурна схема даних механізмів з представленням зазначених вище їх конструктивних та технологічних особливостей, які попередньо отримані у 2-му та 3-му розділах, представлена на рис. 3.95.

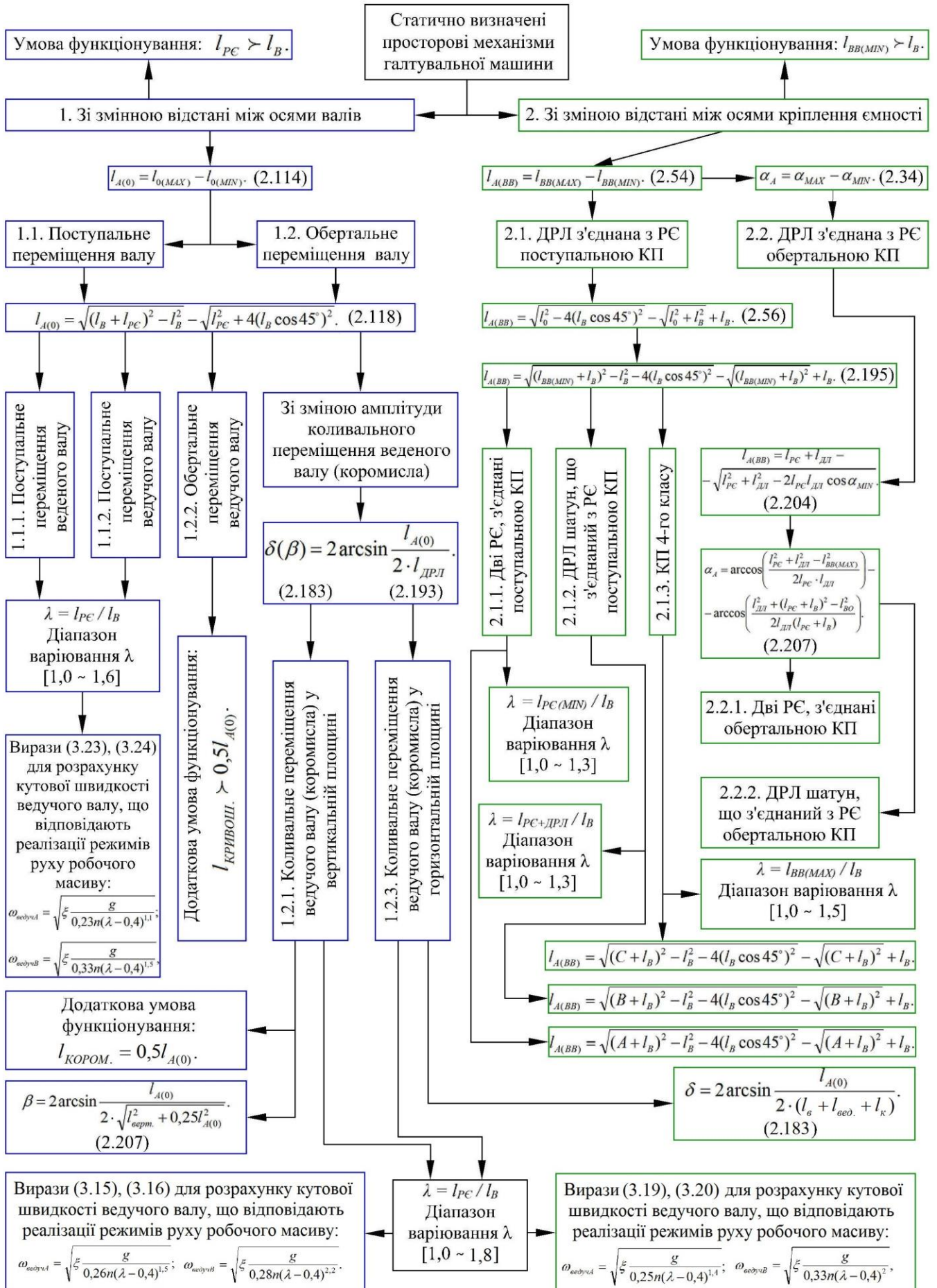


Рис. 3.95. Структурна схема синтезованих механізмів галтувальних машин

### **Висновки до 3-го розділу**

1. Виконані силові дослідження ряду галтувальних машин типу «Turbula» зі складним рухом робочих ємностей з точки зору визначення реакцій в усіх кінематичних парах машин в залежності від зміни деяких геометричних параметрів рухомих ланок.

2. Проведено силове дослідження на холостому та робочому ході «базової» конструкції галтувальної машини, прототипом якої є промисловий змішувач «Turbula T10B».

3. Встановлено, що загальний характер та закономірності зміни реакцій у кінематичних парх «базової» конструкції машини співставні між собою при її роботі, як на робочому, так і холостому ході.

4. Виконано силове дослідження розроблених конструкцій галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей без пасивних зв'язків у їх кінематичних ланцюгах, отримані графічні закономірності максимальних значень реакцій в усіх кінематичних парах галтувальних машин в залежності від зміни відповідних геометричних параметрів рухомих ланок.

5. Систематизовано та узагальнено результати силового дослідження, внаслідок яких встановлені раціональні межі варіювання відповідними геометричними параметрами для усіх розроблених конструкцій галтувальних машин при яких значення реакцій у кінематичних парах не перевищують встановлені межі.

6. Встановлені діапазони зміни відповідних геометричних параметрів розроблених конструкцій галтувальних машин при яких максимальні значення реакцій у більшості кінематичних пар не будуть перевищувати максимальні значення реакцій у «базовій» конструкції машини.

7. Встановлено, що розроблену конструкцію машини з двома ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою не раціонально використовувати у промисловості із-за найбільших, серед розроблених конструкцій галтувальних машин, значень реакцій в усіх кінематичних парах.

8. Визначені конструкції галтувальних машин, у яких реакції у кінематичних парах будуть мінімальними. Такі конструкції машин найбільш раціонально

використовувати у промисловості – це машини з додатковою рухомою ланкою коромислом (з вертикальною чи горизонтальною віссю обертання), а також з додатковою рухомою ланкою повзуном.

9. Встановлено, що на реалізацію та зміну відповідних режимів руху робочого масиву в середині ємності впливають – кутова швидкість ведучого валу, масштабний типорозмір машини, а також міжосьова довжина ємності. Встановлено взаємозв'язок між цими факторами. Отримано вирази, які описують такі залежності для розроблених конструкцій галтувальних машин з додатковими рухомими ланками коромислами та повзуном.

10. Узагальнено конструктивні особливості розроблених галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей.

## РОЗДІЛ 4

### ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВІДДІЛЕННЯ МЕТАЛЕВИХ ДЕТАЛЕЙ ВІД ЛИВНИКІВ

Одним із видів фінішних галтувальних технологічних операцій [218] є відділення деталей від ливників. Для деталей та виробів легкої промисловості такий тип обробки зазвичай реалізується для деталей фурнітури, зокрема, для деталей замка «блискавка». Деталі замка «блискавка» мають надзвичайно широке розповсюдження в майже усіх типах одягу та взуття, випускаються у величезних промислових об'ємах та мають відмінну геометричну форму відливок. Окрім того, аналітичний огляд літературних джерел у 1-му розділі показав, що, в цілому, практично відсутні настанови та рекомендації щодо виконання галтувальних технологічних операцій відділення деталей від ливників у машинах, робочі ємності яких виконують складний просторовий рух.

Таким чином, у даному розділі виконані аналітичні та експериментальні дослідження процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників, встановлено основні фактори, які впливають на інтенсивність виконання даної технологічної операції із використанням машин, у яких робочі ємності виконують складний просторовий рух, отримані настанови, які дають можливість прогнозувати технологічний результат на стадії проектування.

#### **4.1. Аналітичне визначення повного прискорення торця ємності, яке забезпечує реалізацію відділення деталей від ливників**

Процес відділення металевих деталей від ливників відбувається при їх відносному переміщенні в середині робочих ємностей з різним характером руху. Відливки, переміщаючись в середині робочої ємності, стикаються з її стінками, внаслідок чого відбувається руйнування відливок у тих місцях, де вони утворюють найменший поперечний переріз. Такий поперечний переріз відливок утворюється в межах з'єднання деталі та ливника.

Відомо [93, 153], що у машині, ємність якої виконує складний просторовий рух, робочий масив (оброблювані деталі), найбільш інтенсивно переміщається вздовж осі ємності. Робочий масив, рухаючись вздовж осі ємності  $X$ , між її протилежними торцями, переміщається чотири рази за один оберт ведучого валу машини та має найбільшу амплітуду переміщення. Натомість, при русі відносно інших взаємно перпендикулярних осей  $Y$  та  $Z$ , прямі та зворотні переміщення робочого масиву розділені в двічі більшими періодами спокою, переміщення відбувалося лише один раз за один оберт ведучого валу. При переміщенні вздовж осі ємності  $X$  робочий масив зі значною швидкістю почергово стикається із протилежними торцями ємності, що може забезпечувати інтенсивне відділення деталей від ливників. У зв'язку з цим доцільно буде розглядати переміщення робочого масиву лише вздовж осі  $X$  робочої ємності.

Відділення деталей від ливників буде відбуватися в той час, коли робочий масив, рухаючись вздовж осі ємності  $X$ , стикатиметься з одним із торців ємності, який розташований нижче по відношенню до протилежного.

Можна припустити, що для реалізації відділення деталей від ливників найкращим буде саме водоспадний режим руху робочого масиву. Адже при водоспадному режимові руху реалізується вільний політ робочого масиву між протилежними торцями ємності, тобто фактично повністю виключається вплив сили тертя, яка неминуче буде виникати при каскадному та змішаному режимах руху. При каскадному та змішаному режимах руху інтенсивність переміщення робочого масиву між протилежними торцями ємності буде зменшена за рахунок виникнення сили тертя між робочим масивом та стінками ємності, по яких масив буде повністю чи частково проковзувати.

На рис. 4.1 представлено переміщення робочого масиву між протилежними торцями ємності експериментального стенду в зустрічних напрямках при реалізації водоспадного режиму руху.

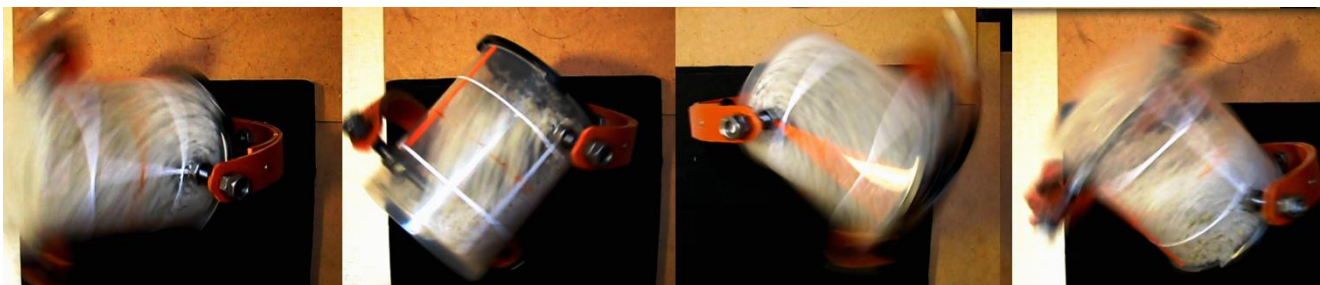


Рис. 4.1 Переміщення робочого масиву між протилежними торцями ємності експериментального стенду в зустрічних напрямках при реалізації водоспадного режиму руху

Розглянемо переміщення робочого масиву між протилежними торцями ємності при реалізації різних режимів руху. При водоспадному режимі руху деталі будуть знаходитися у стані вільного польоту. Оброблювані деталі, при їх вільному польоті вздовж осі ємності  $X$ , будуть переміщатися, як єдиний масив фактично під дією двох сил – сили інерції  $F_{in}$  та сили тяжіння  $F_G$ . При каскадному режимі руху буде виникати ще й сила тертя  $F_{mp}$  при проковзуванні робочого масиву по внутрішній стінці робочої ємності.

Для визначення напрямку векторів сил, які діють на робочий масив [219], розглянемо відповідне положення ємності. Розрахункова схема для визначення сил, що діють на робочий масив представлена на рис. 4.2 (рис. 4.2 (а) – при реалізації водоспадного режиму, рис. 4.2 (б) – при реалізації каскадного режиму руху).

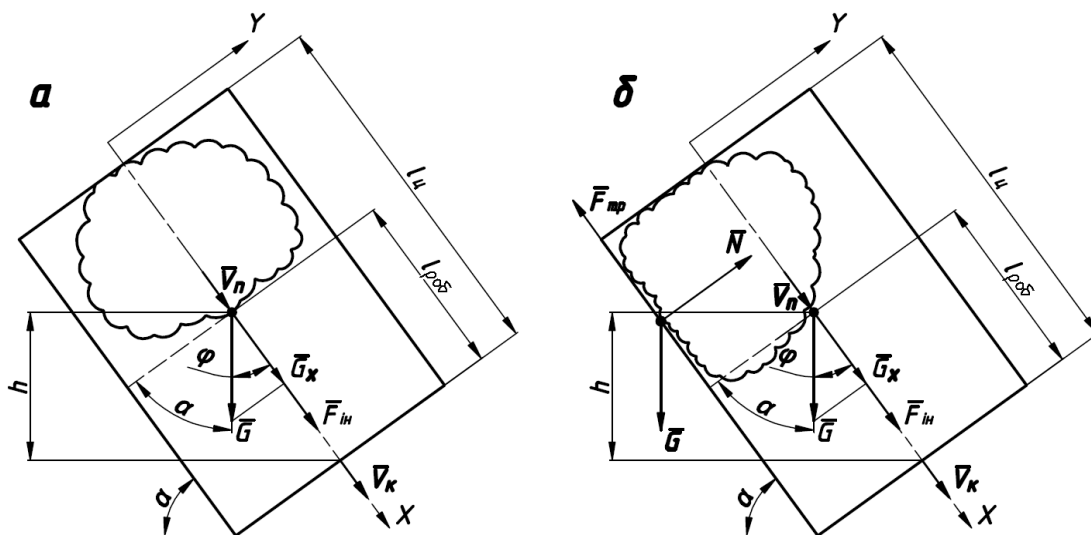


Рис. 4.2. Розрахункова схема для визначення сил, що діють на робочий масив: а – при реалізації водоспадного режиму, б – при реалізації каскадного режиму руху)



Раніше було встановлено [93, 95, 220], що найінтенсивніше вздовжосьове переміщення робочого масиву в середині ємності відбувається в тому випадку, коли утворюється максимальний кут нахилу  $\alpha$  осі робочої ємності до горизонтальної площини. В базовій конструкції машини [50] кут  $\alpha$  становить  $54^\circ$ . Саме перед досягненням такого положення робочої ємності, центр її торця, де сконцентрований увесь робочий масив, рухаючись вгору, починає різко сповільнятися та дуже швидко змінює своє положення, в результаті чого, робочий масив, під дією сили інерції, починає рухатися вниз, вздовж осі ємності  $X$ , до протилежного її торця. Протилежний торець ємності, в цей час, так само швидко змінює своє розташування та опиняється вже в крайньому нижньому положенні. Таким чином, фактично відбувається вільний політ робочого масиву від верхнього торця до нижнього під дією сили інерції  $F_{in}$  та доповнюється силою тяжіння  $F_G$ . Будемо вважати, що напрям сили інерції співпадає з віссю  $X$  робочої ємності, відповідно напрям сили тяжіння направлений вертикально вниз. Між напрямки цих сил утворюється кут  $\varphi$ .

Запишемо теорему про зміну кінетичної енергії матеріальної точки [221], розглянувши переміщення робочого масиву, як єдине ціле, в момент перед зіткненням з нижнім торцем робочої ємності:

$$\frac{m_x V_{k.x}^2}{2} - \frac{m_x V_{n.x}^2}{2} = \sum A_{i.x}, \quad (4.1)$$

де  $m_x$  – маса однієї відливки,  $V_{k.x}$  – кінцева швидкість відливок у момент зіткнення з торцем робочої ємності,  $V_{n.x}$  – початкова швидкість відливок у момент початку їх переміщення  $V_{n.x}=0$ ,  $A_i$  – роботи всіх сил, що діють на відливки під час їх переміщення, нижній індекс  $x$  відповідає кількості деталей, що закріплені на відливці відповідного типу.

При подальших дослідженнях використовували три типи відливок: з двома, вісьмома та шістнадцятьома закріпленими деталями, відповідно, позначалися вони наступним чином:  $x=2$ ;  $x=8$ ;  $x=16$ .

У свою чергу, запишемо векторний вираз для визначення роботи всіх сил, що діють на робочий масив:

$$\sum \bar{A}_{i.x} = \bar{A}_{F_{in}.x} + \bar{A}_{F_G.x} + \bar{A}_{F_{mp}.x}, \quad (4.2)$$

де  $A_{F_{ин.х}}$  – робота сили інерції,  $A_{FG.х}$  – робота сили тяжіння,  $A_{F_{тр.х}}$  – робота сили тертя.

Вираз для визначення роботи сили інерції буде мати наступний вигляд:

$$A_{F_{ин.х}} = F_{ин.х} \cdot l_{роб.}, \quad (4.3)$$

де  $l_{роб.}$  – траєкторія переміщення робочого масиву вздовж осі ємності.

Вільне переміщення робочого масиву  $l_{роб.}$  в середині ємності вздовж її вісі залежить від ступеня її заповнення. Чим більше заповнення ємності, відповідно, тим на меншу відстань буде переміщатися робоче середовище.

Вираз для раціонального визначення траєкторії переміщення робочого масиву  $l_{роб.}$  вздовж осі ємності, в залежності від ступеня її заповнення, матиме вигляд:

$$l_{роб.} = \frac{(100 - V_{роб.х}) \cdot l_{ц.}}{100}, \quad (4.4)$$

де  $V_{роб.х}$  – об'єм заповнення ємності робочим масивом у %.

Запишемо вираз для визначення сили тяжіння:

$$A_{G.х} = F_G \cdot h, \quad (4.5)$$

де  $h$  – висота, на яку опускається робочий масив:

$$h = l_{роб.} \sin \alpha. \quad (4.6)$$

Вираз (4.5) з урахуванням рівняння (4.6) буде мати вигляд:

$$A_{G.х} = F_{G.х} l_{роб.} \sin \alpha. \quad (4.7)$$

Силу інерції та силу тяжіння можна визначити наступним чином:

$$F_{ин.х} = ma, \quad (4.8)$$

де  $a$  – максимальне прискорення, з яким переміщався центр торця ємності безпосередньо перед різким його сповільненням, в той час, як робочий масив безпосередньо контактував з ним.

$$F_{G.х} = mg, \quad (4.9)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Оскільки розглядаємо переміщення робочого масиву лише вздовж вісі ємності  $X$  і напрям сили тяжіння не співпадає з цією віссю, то будемо приймати до уваги

лише складову сили тяжіння  $G_x$ , яка діє вздовж осі ємності  $X$ . З урахуванням цього запишемо вираз (4.9):

$$F_{G.x} = mg \sin \alpha, \quad (4.10)$$

де  $\alpha$  – максимальний кут нахилу осі робочої ємності до горизонтальної площини.

Підставимо значення виразів (4.10) та (4.9) у рівняння (4.3) та (4.7) відповідно:

$$A_{F_{G.x}} = mal_{роб.} \quad (4.11)$$

$$A_{F_{G.x}} = mgl_{роб.} \sin^2 \alpha. \quad (4.12)$$

Робота сили тертя  $A_{F_{mp.x}}$  буде залежати від реалізації відповідного режиму руху робочого масиву. Відомо [222], що при реалізації водоспадного режиму руху фактично відбувається вільний політ робочого масиву між протилежними торцями ємності, в такому випадку вплив роботи сили тертя буде виключений,  $A_{F_{mp.x}}=0$ .

При каскадному режимі рух увесь робочий масив, при переміщенні між торцями, проковзує по стінкам ємності. Робота сили тертя визначатиметься наступним чином:

$$A_{F_{mtx}} = fmg l_{роб.} \cos \alpha, \quad (4.13)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання, який було встановлено експериментальним шляхом  $f \approx 0,38$ .

При змішаному режимі руху [94, 95] приблизно половина робочого масиву буде знаходитися у стані вільного польоту, а інша половина буде переміщатися між торцями, проковзуючи по внутрішній поверхні робочої ємності.

В зв'язку з цим, у вираз (4.13) додамо коефіцієнт  $\mu$  відповідності режиму руху робочого масиву. Для водоспадного режиму рух –  $\mu=0$ , для каскадного –  $\mu=1$ , для змішаного –  $\mu=0,5$ . Запишемо вираз (4.13) з урахуванням коефіцієнту  $\mu$ :

$$A_{F_{mtx}} = \mu fmg l_{роб.} \cos \alpha. \quad (4.14)$$

Запишемо рівняння (4.1) з урахуванням (4.11), (4.12) та (4.14):

$$\frac{m_x V_{к.х}^2}{2} = mal_{роб.} + mgl_{роб.} \sin^2 \alpha - \mu fmg l_{роб.} \cos \alpha. \quad (4.15)$$

Виконавши арифметичні та тригонометричні перетворення, виразимо  $a$  з рівняння (4.15):

$$a = \frac{0,5V_{к.х}^2 - gl_{роб} + gl_{роб} \cos 2\alpha + \mu f gl_{роб} \cos \alpha}{l_{роб}}. \quad (4.16)$$

Таким чином, за виразом (4.16) можна визначити необхідне повне прискорення торця ємності  $a$ , яке забезпечує реалізацію відділення деталей від ливників. Для розрахунку необхідного повного прискорення торця ємності  $a$  потрібно задаватися геометричними параметрами робочої ємності, а також знати значення кінцевої лінійної швидкості  $V_{к.х}$  переміщення робочого масиву в момент зіткнення зі стінкою ємності для забезпечення відділення деталі від ливника. Далі були проведені додаткові експериментальне дослідження щодо визначення  $V_{к.х}$ .

#### **4.2. Експериментальне визначення енергії необхідної для відділення металевих деталей від ливників**

Як зазначалося у розділі 4.1, основним переміщенням робочого масиву в середині ємності, в результаті якого відбувається відділення деталей від ливників, є його переміщення вздовж осі ємності  $X$  між протилежними її торцями. Априорі зрозуміло, що на інтенсивність відділення деталей від ливників впливає швидкість переміщення робочого масиву між торцями ємності (швидкість в момент удару об торець ємності), а відповідно і прискорення з яким переміщається робоча ємність за яким можна розрахувати кутову швидкість ведучого валу машини. Однак, окрім загальних закономірностей переміщення робочого масиву в середині ємності, неможливо отримати більш точних детермінованих моделей переміщення кожної окремої відливки. Адже, в процесі переміщення, відливки займають абсолютно різні положення, контактують між собою, цим само, постійно змінюють своє положення в просторі. Одна відливка кожного разу стикається зі стінками ємності з випадковою імовірністю під абсолютно різним кутом.

У даному експерименті слід вирішити наступні задачі:

1. Дослідити вплив кінцевої лінійної швидкості  $V_{к.х}$  переміщення відливок (у момент зіткнення зі торцем ємності) та їх кінетичної енергії  $E_{к.х}$  на інтенсивність відділення деталей від ливників;

2. Після апроксимації експериментальних даних отримати математичні залежності кількості падінь до повного відділення деталей від ливників в залежності від висоти падіння.

Для встановлення значення  $V_{к.х}$  було проведено додаткове експериментальне дослідження [223], суть якого полягала у визначенні необхідної кінцевої швидкості переміщення окремої відливки, яка необхідна для того, щоб відбувалася реалізація інтенсивного відділення деталей від ливника. Таким чином, було реалізовано зіткнення відливок з жорстко закріпленою металевою опорною поверхнею при падінні їх з різної висоти. При цьому, підраховувалося кількість падінь окремої відливки до відділення першої та останньої деталі. Після чого, аналітично визначалася кінцева швидкість  $V_{к.х}$  падіння відливки та її кінетична енергія  $E_{к.х}$  в момент зіткнення з опорною поверхнею.

У ході проведення експерименту використовувалися 3 типи відливок замка «блискавка», зокрема: відливка з двома закріпленими деталями-корпусами (маса відливки  $m_2=13г=0,013кг$ ); відливка з вісьмома закріпленими деталями-корпусами (маса відливки  $m_8=36г=0,036кг$ ); відливка з шістнадцятьма закріпленими деталями-закріпками (маса відливки  $m_{16}=14г=0,014кг$ );

Вищеописані типи відливок замка «блискавка» представлені на рис. 4.3.



Рис. 4.3. Відливки замка «блискавка», що використовувалися у експерименті

У ході проведення експерименту [224] задавалися такими вихідними даними:  
 $V_{n,x}=0$  – початкова лінійна швидкість відливки у момент початку падіння, [м/с];  
 $g=9,81$  – прискорення вільного падіння, [м/с<sup>2</sup>];  $h_x=inv$  – висота падіння відливки, [м];

Розрахункова схема для проведення експерименту представлена на рис. 4.4.

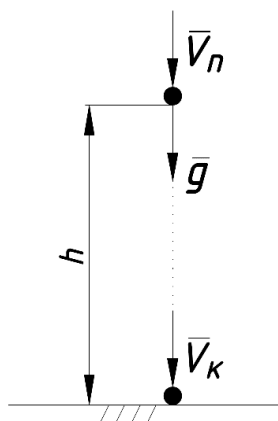


Рис. 4.4. Розрахункова схема для проведення експерименту

Для достовірності отриманих результатів були проведені 5 паралельних вимірювань (експериментальних досліджень) [225], тобто, необхідна кількість падінь з однакової відповідної висоти  $h_x$  визначалася, як середнє арифметичне для 5-ти відливок кожного типу. Така кількість паралельних вимірювань була прийнята [226, 227] для отримання допустимої випадкової помилки (в залежності від систематичної) при довірчій вірогідності 90%.

Результати експериментальних досліджень для відливок з 2-ма закріпленими деталями-корпусами представлені в таблиці 4.1, результати експериментальних досліджень для відливок з 8-ма закріпленими деталями-корпусами – у таблиці 4.2, результати експериментальних досліджень для відливок з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами – у таблиці 4.3.

У таблицях 4.1 – 4.3, для кожної висоти, з якої падала відливка, було розраховано кінцеву швидкість її падіння та кінетичну енергію в момент зіткнення з опорною поверхнею із використанням теореми про зміну кінетичної енергії матеріальної точки (4.1).

Таблиця 4.1

| Відливки з 2-ма закріпленими деталями-корпусами |                  |  |    |    |    |    |                                      |   |    |    |    |    |                              |                                   |                                     |
|---|------------------|--|----|----|----|----|--------------------------------------|---|----|----|----|----|------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|
| №<br>п/п  | Висота $h_2$ , м | Кількість падінь до<br>відділення 1-ї деталі |    |    |    |    | Середнє<br>арифметичне<br>$n_{2(I)}$ | $n_2$<br>Кількість падінь до<br>відділення 2-ї деталі |    |    |    |    | Середнє<br>арифметичне $n_2$ | Кінцева швидк.,<br>$V_{к2}$ , м/с | Кінетична<br>енергія, $E_{к2}$ , Дж |
|   |                  | 1  | 2  | 3  | 4  | 5  |                                      | 1   | 2  | 3  | 4  | 5  |                              |                                   |                                     |
| 1   | 0,2              | 44   | 33 | 36 | 39 | 40 | 38,4                                 | 45  | 33 | 41 | 40 | 44 | 40,6                         | 2,43                              | 0,025                               |
| 2   | 0,3              | 20   | 22 | 20 | 21 | 19 | 20,4                                 | 24  | 23 | 22 | 22 | 21 | 22,4                         | 2,8                               | 0,038                               |
| 3   | 0,4              | 9  | 16 | 10 | 12 | 14 | 12,2                                 | 13  | 18 | 12 | 15 | 15 | 14,6                         | 3,12                              | 0,051                               |
| 4   | 0,5              | 8  | 7  | 6  | 10 | 7  | 7,6                                  | 10  | 12 | 9  | 13 | 11 | 11                           | 3,43                              | 0,063                               |
| 5   | 0,6              | 5  | 6  | 4  | 8  | 7  | 6                                    | 8   | 9  | 10 | 11 | 10 | 9,6                          | 3,71                              | 0,076                               |
| 6   | 0,7              | 7  | 4  | 5  | 6  | 7  | 5,8                                  | 7   | 6  | 6  | 8  | 9  | 7,2                          | 3,96                              | 0,089                               |
| 7   | 0,8              | 5  | 4  | 6  | 6  | 5  | 5,2                                  | 9   | 5  | 9  | 7  | 7  | 7,4                          | 4,2                               | 0,102                               |
| 8   | 0,9              | 3  | 4  | 5  | 4  | 4  | 4                                    | 8   | 5  | 6  | 5  | 8  | 6,4                          | 4,43                              | 0,115                               |
| 9   | 1                | 4  | 3  | 4  | 4  | 3  | 3,6                                  | 5   | 4  | 8  | 6  | 5  | 5,6                          | 4,65                              | 0,128                               |
| 10  | 1,1              | 2  | 2  | 2  | 3  | 3  | 2,4                                  | 4   | 3  | 3  | 3  | 5  | 3,6                          | 4,85                              | 0,141                               |
| 11  | 1,2              | 3  | 2  | 3  | 2  | 2  | 2,4                                  | 5   | 4  | 5  | 4  | 3  | 4,2                          | 5,05                              | 0,153                               |
| 12  | 1,3              | 3  | 2  | 2  | 2  | 2  | 2,2                                  | 4   | 3  | 2  | 3  | 4  | 3,2                          | 5,24                              | 0,166                               |
| 13  | 1,4              | 3  | 2  | 3  | 2  | 2  | 2,4                                  | 3   | 2  | 3  | 4  | 4  | 3,2                          | 5,42                              | 0,178                               |
| 14  | 1,5              | 1  | 1  | 2  | 3  | 2  | 1,8                                  | 3   | 3  | 3  | 4  | 4  | 3,4                          | 5,6                               | 0,191                               |
| 15  | 1,6              | 2  | 4  | 2  | 2  | 1  | 2,2                                  | 2   | 4  | 4  | 2  | 2  | 2,8                          | 5,78                              | 0,204                               |
| 16  | 1,7              | 3  | 1  | 2  | 1  | 3  | 2                                    | 4   | 3  | 3  | 2  | 4  | 3,2                          | 5,94                              | 0,217                               |
| 17  | 1,8              | 2  | 3  | 2  | 2  | 1  | 2                                    | 3   | 3  | 3  | 3  | 3  | 3                            | 6,11                              | 0,229                               |
| 18  | 1,9              | 2  | 1  | 2  | 1  | 2  | 1,6                                  | 4   | 4  | 3  | 2  | 2  | 3                            | 6,26                              | 0,243                               |
| 19  | 2                | 1  | 1  | 2  | 1  | 2  | 1,4                                  | 2   | 2  | 3  | 2  | 3  | 2,4                          | 6,42                              | 0,255                               |
| 20  | 2,1              | 1  | 1  | 2  | 1  | 2  | 1,4                                  | 2   | 2  | 2  | 2  | 2  | 2                            | 6,57                              | 0,268                               |
| 21  | 2,2              | 1  | 1  | 1  | 2  | 1  | 1,2                                  | 2   | 2  | 2  | 2  | 2  | 2                            | 6,72                              | 0,281                               |
| 22  | 2,3              | 2  | 1  | 1  | 1  | 2  | 1,4                                  | 2   | 1  | 2  | 2  | 2  | 1,8                          | 6,86                              | 0,294                               |
| 23  | 2,4              | 2  | 1  | 1  | 1  | 1  | 1,2                                  | 2   | 2  | 2  | 3  | 2  | 2,2                          | 7                                 | 0,306                               |
| 24  | 2,5              | 1  | 1  | 2  | 1  | 1  | 1,2                                  | 2   | 1  | 2  | 3  | 2  | 2                            | 7,14                              | 0,319                               |
| 25  | 2,6              | 1  | 2  | 1  | 1  | 1  | 1,2                                  | 1   | 2  | 2  | 2  | 2  | 1,8                          | 1,98                              | 0,331                               |

Таблиця 4.2

| Відливки з 8-ма закріпленими деталями-корпусами |                  |  |    |    |    |    |                              |   |    |    |    |    |                              |                                   |                                     |
|---|------------------|--|----|----|----|----|------------------------------|---|----|----|----|----|------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|
| №<br>п/п  | Висота $h_8$ , м | Кількість падінь до<br>відділення 1-ї деталі |    |    |    |    | Середнє<br>арифметичне $n_8$ | $n_8$<br>Кількість падінь до<br>відділення 8-ї деталі |    |    |    |    | Середнє<br>арифметичне $n_8$ | Кінцева швидк.,<br>$V_{к8}$ , м/с | Кінетична<br>енергія, $E_{к8}$ , Дж |
|   |                  | 1  | 2  | 3  | 4  | 5  |                              | 1   | 2  | 3  | 4  | 5  |                              |                                   |                                     |
| 1   | 0,2              | 13   | 10 | 18 | 12 | 18 | 14,2                         | 37  | 40 | 35 | 36 | 31 | 35,8                         | 1,98                              | 0,071                               |
| 2   | 0,4              | 5  | 8  | 4  | 6  | 7  | 6                            | 12  | 13 | 12 | 10 | 13 | 12                           | 2,8                               | 0,141                               |
| 3   | 0,6              | 4  | 5  | 5  | 7  | 4  | 5                            | 9   | 9  | 10 | 8  | 7  | 8,6                          | 3,43                              | 0,212                               |
| 4   | 0,8              | 2  | 4  | 3  | 3  | 3  | 3                            | 7   | 6  | 7  | 7  | 5  | 6,4                          | 3,96                              | 0,282                               |
| 5   | 1                | 2  | 3  | 2  | 2  | 2  | 2,2                          | 4   | 6  | 5  | 4  | 4  | 4,6                          | 4,43                              | 0,353                               |
| 6   | 1,2              | 2  | 2  | 1  | 1  | 2  | 1,6                          | 4   | 3  | 3  | 4  | 5  | 3,8                          | 4,85                              | 0,423                               |
| 7   | 1,4              | 1  | 1  | 2  | 2  | 1  | 1,4                          | 3   | 3  | 4  | 4  | 3  | 3,4                          | 5,24                              | 0,494                               |
| 8   | 1,6              | 1  | 2  | 1  | 1  | 1  | 1,2                          | 2   | 3  | 3  | 4  | 4  | 3,2                          | 5,6                               | 0,564                               |
| 9   | 1,8              | 1  | 1  | 1  | 1  | 1  | 1                            | 3   | 4  | 3  | 3  | 3  | 3,2                          | 5,94                              | 0,635                               |
| 10  | 2                | 1  | 1  | 1  | 1  | 1  | 1                            | 3   | 3  | 3  | 3  | 3  | 3                            | 6,26                              | 0,705                               |
| 11  | 2,2              | 1  | 1  | 1  | 1  | 1  | 1                            | 3   | 3  | 4  | 2  | 3  | 3                            | 6,57                              | 0,777                               |
| 12  | 2,4              | 1  | 1  | 1  | 1  | 1  | 1                            | 3   | 2  | 3  | 3  | 3  | 2,8                          | 6,86                              | 0,847                               |
| 13  | 2,6              | 1  | 1  | 1  | 1  | 1  | 1                            | 3   | 2  | 2  | 3  | 2  | 2,4                          | 7,14                              | 0,918                               |

Таблиця 4.3

| Відливки з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами |                     |  |    |    |    |    |                            |   |     |     |     |     |                            |                                    |                                  |
|--|---------------------|--|----|----|----|----|----------------------------|---|-----|-----|-----|-----|----------------------------|------------------------------------|----------------------------------|
| №<br>п/п   | Висота $h_{16}$ , м | Кількість падінь до<br>відділення 1-ї деталі |    |    |    |    | Середнє<br>арифм. $n_{16}$ | $n_{16}$<br>Кількість падінь до<br>відділення 16-ї деталі |     |     |     |     | Середнє<br>арифм. $n_{16}$ | Кінцев. швидк.,<br>$V_{к16}$ , м/с | Кінет. Енерг.,<br>$E_{к16}$ , Дж |
|  |                     | 1  | 2  | 3  | 4  | 5  |                            | 1   | 2   | 3   | 4   | 5   |                            |                                    |                                  |
| 1  | 0,2                 | 61   | 70 | 70 | 65 | 69 | 67                         | 202   | 193 | 189 | 201 | 206 | 198,2                      | 1,98                               | 0,027                            |
| 2  | 0,4                 | 28   | 22 | 29 | 23 | 30 | 26,4                       | 107   | 96  | 105 | 100 | 109 | 103,4                      | 2,8                                | 0,055                            |
| 3  | 0,6                 | 24   | 17 | 14 | 19 | 18 | 18,4                       | 81  | 75  | 79  | 81  | 70  | 77,2                       | 3,43                               | 0,082                            |
| 4  | 0,8                 | 12   | 14 | 11 | 16 | 13 | 13,2                       | 52  | 58  | 57  | 62  | 60  | 57,8                       | 3,96                               | 0,11                             |
| 5  | 1                   | 8  | 6  | 6  | 12 | 8  | 8                          | 44  | 49  | 45  | 52  | 48  | 47,6                       | 4,43                               | 0,137                            |
| 6  | 1,2                 | 5  | 10 | 7  | 6  | 8  | 7,2                        | 41  | 38  | 40  | 41  | 39  | 39,8                       | 4,85                               | 0,165                            |
| 7  | 1,4                 | 7  | 5  | 3  | 4  | 6  | 5                          | 35  | 32  | 32  | 37  | 37  | 34,6                       | 5,24                               | 0,192                            |
| 8  | 1,6                 | 5  | 6  | 3  | 4  | 5  | 4,6                        | 30  | 32  | 33  | 31  | 35  | 32,2                       | 5,6                                | 0,22                             |
| 9  | 1,8                 | 6  | 5  | 2  | 4  | 4  | 4,2                        | 30  | 26  | 34  | 25  | 32  | 29,4                       | 5,94                               | 0,247                            |
| 10   | 2                   | 4  | 2  | 3  | 2  | 3  | 2,8                        | 26  | 29  | 32  | 28  | 30  | 29                         | 6,26                               | 0,274                            |
| 11   | 2,2                 | 2  | 4  | 5  | 3  | 2  | 3,2                        | 27  | 29  | 30  | 29  | 26  | 28,2                       | 6,57                               | 0,302                            |
| 12   | 2,4                 | 4  | 3  | 2  | 2  | 3  | 2,8                        | 28  | 29  | 30  | 28  | 27  | 28,4                       | 6,86                               | 0,329                            |
| 13   | 2,6                 | 1  | 2  | 3  | 2  | 2  | 2                          | 27  | 26  | 28  | 30  | 29  | 28                         | 7,14                               | 0,357                            |



Оскільки початкова швидкість падіння відливок системи була рівна  $V_{n,x}=0$  та виконувалася лише робота сили тяжіння  $A_{G,x}$  (опір повітря не приймався до уваги), то рівняння (4.1) для даного експериментального дослідження матиме вигляд:

$$\frac{m_x V_{к.х}^2}{2} = m_x g h_x. \quad (4.17)$$

На основі рівняння (4.17) запишемо вирази для визначення кінцевої швидкості падіння відливок та її кінетичної енергії:

$$V_{к.х} = \sqrt{2gh_x}. \quad (4.18)$$

$$E_{к.х} = \frac{m_x V_{к.х}^2}{2}. \quad (4.19)$$

Значення кінцевої швидкості падіння відливок та їх кінетична енергія [221] в момент зіткнення з опорною поверхнею, що розраховані за допомогою виразів (4.18) та (4.19), також представлені у відповідних колонках таблиць 4.1 – 4.3.

На інтенсивність відділення деталей від ливників впливає значна кількість факторів [223, 228], зокрема, форма відливок, геометричне місце розташування деталей відносно ливника, а також площа поперечного перерізу  $S_{III,x}$  відливки за допомогою якої одна деталь з'єднується з ливником. Вплив більшості з перелічених факторів неможливо раціонально спрогнозувати, у зв'язку з тим, що відливки переміщуються у робочій ємності разом з іншими відливками, вже відділеними деталями та ливниками та формують єдиний робочий масив. Неможливо спрогнозувати під яким кутом та яким саме місцем буде відбуватися зіткнення відливки зі стінкою ємності.

Для того, щоб зрозуміти при якій кінцевій швидкості падіння відливок буде реалізовувалося інтенсивне відділення деталей, на основі середньоарифметичного значення кількості падінь при 5-ти паралельних дослідах для кожної відливки за допомогою програми Microsoft Excel-2016 було виконано апроксимацію даних. Таким чином, побудовано графічні залежності кількості падінь відливок від висоти падіння, які представлено на рис. 4.5 – 4.7.

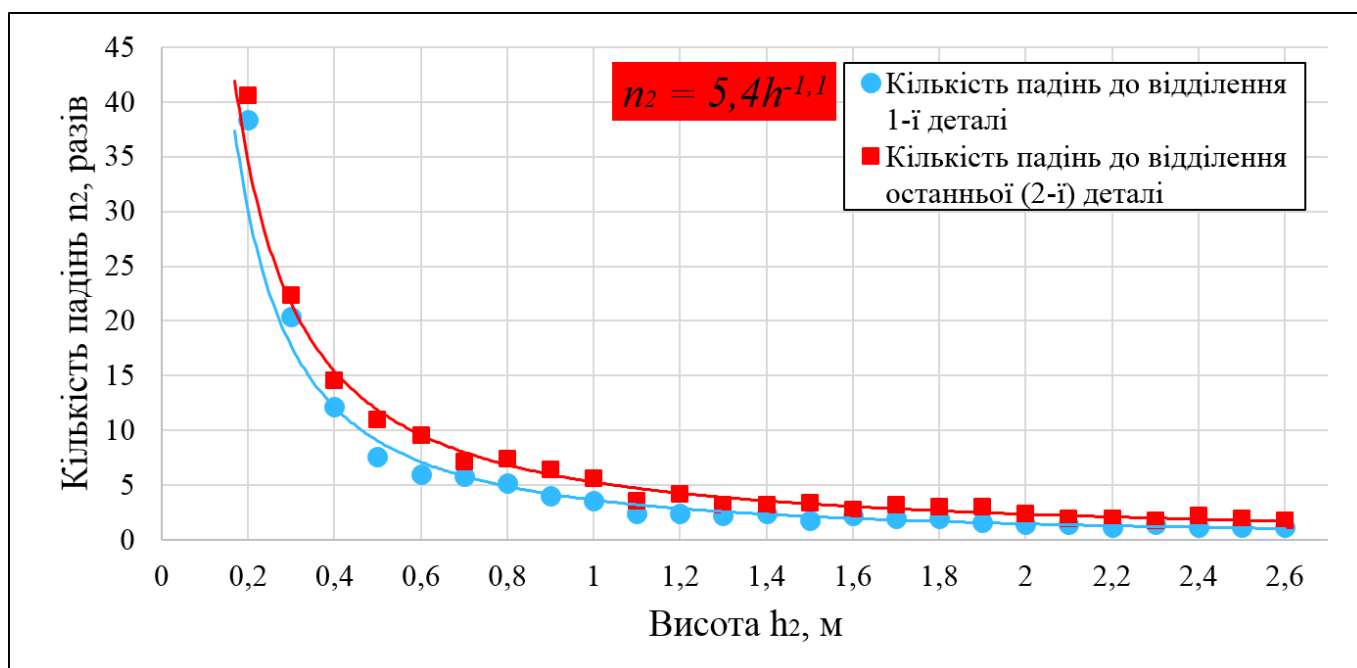


Рис. 4.5. Графік залежності кількості падінь  $n_2$  відливков з 2-ма закріпленими деталями-корпусами до відділення першої та останньої деталі від висоти падіння  $h_2$

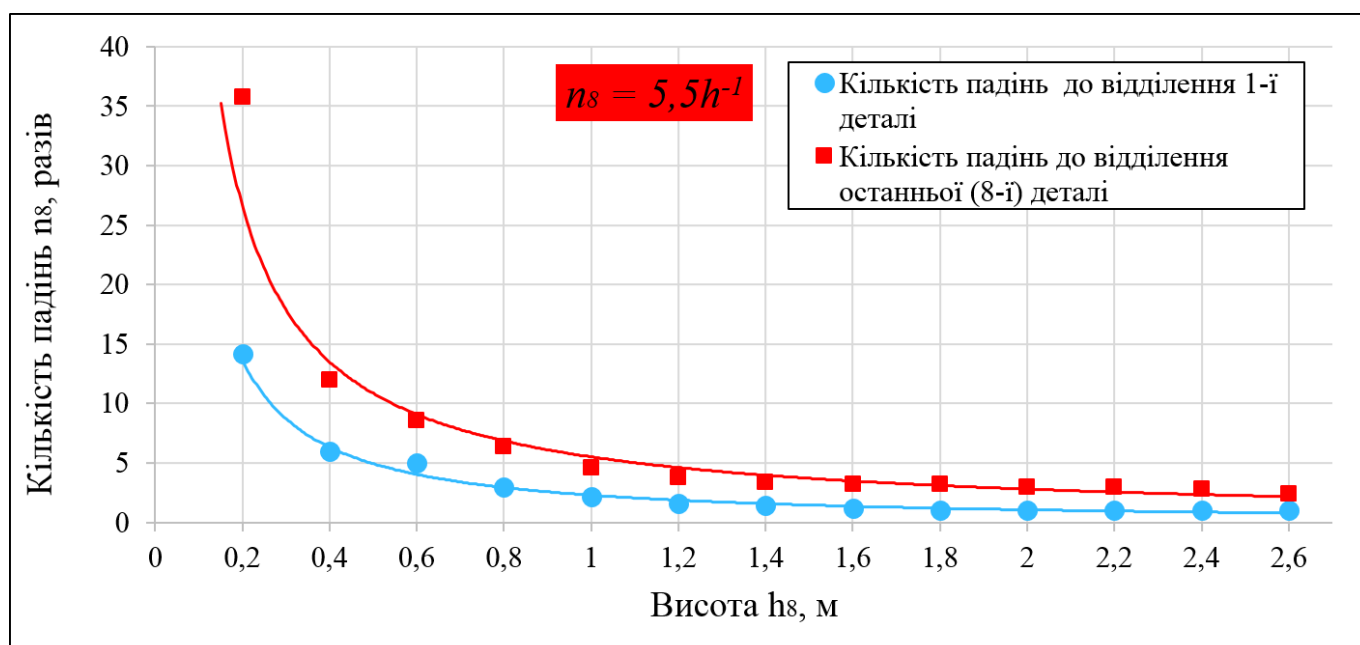


Рис. 4.6. Графік залежності кількості падінь  $n_8$  відливков з 8-ма закріпленими деталями-корпусами до відділення першої та останньої деталі від висоти падіння  $h_8$

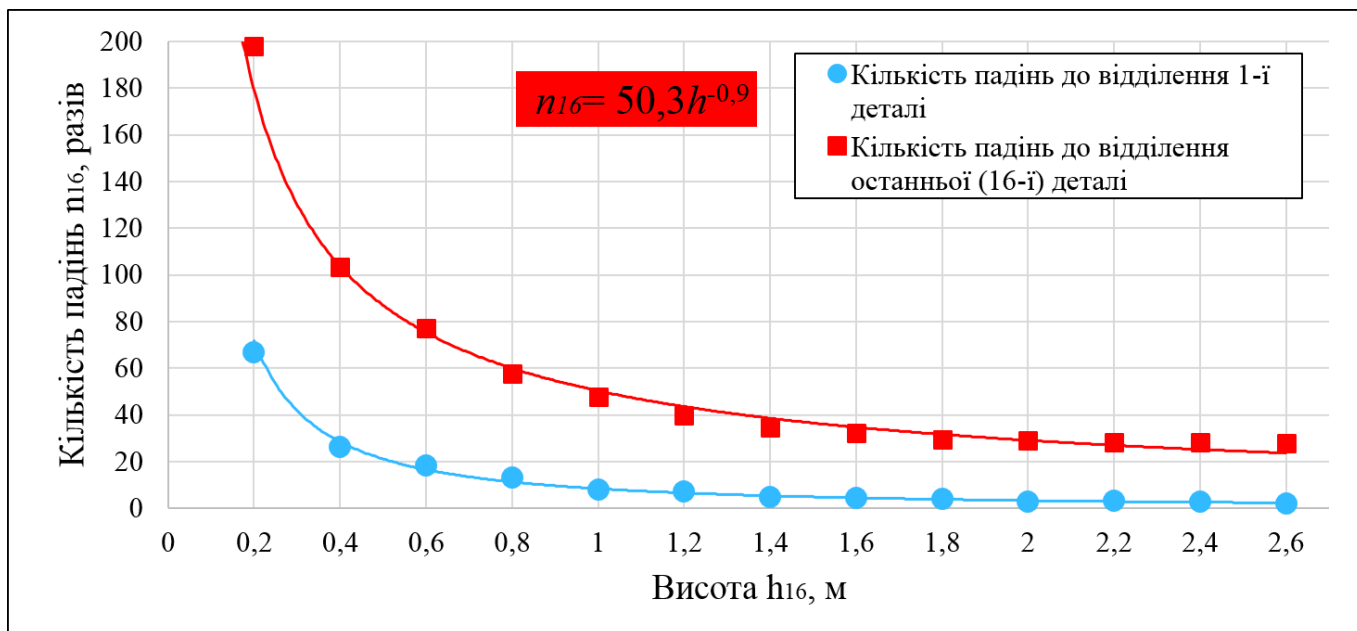


Рис. 4.7. Графік залежності кількості падін  $n_{16}$  відливков з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами до відділення 1-ї та останньої деталі від висоти падіння  $h_{16}$

На основі апроксимації даних на графіках [228], які представлені на рис. 4.5 – 4.7, було утворено криві, що відповідають степеневій функції. Проаналізувавши дані графічні залежності, очевидно, що спочатку, зі збільшенням висоти падіння  $h_x$  відливок, прослідковується стрімке зменшення кількості падін  $n_x$ , які необхідні до відділення усіх деталей. При подальшому збільшенні висоти падіння  $h_x$ , стрімке зменшення кількості падін  $n_x$  вже не прослідковується, воно асимптотично наближається до відповідного сталого значення. Таким чином, для кожного типу відливок  $x$  можна встановити відповідну межу висоти  $h_{гран.x}$ , перевищення якої фактично вже не буде впливати на подальше збільшення інтенсивності відділення деталей. У зв'язку з цим, для кожного типу відливок було визначено дану граничну висоту  $h_{гран.x}$  з розрахунку того, що кількість падін  $n_x$  відливок до відділення усіх деталей при цій висоті  $h_{гран.x}$  зменшиться не більш ніж на 5% від мінімальної кількості падін  $n_{min.x}$  відливок при найбільшій висоті падіння  $h_{max.x}$ . Тобто різниця між кількістю падін  $n_x$  при найбільшій висоті  $h_{max.x}$  і кількістю падін  $n_x$  при граничній висоті  $h_{гран.x}$  не буде перевищувати 5%.

Після проведених арифметичних розрахунків було встановлено граничну висоту  $h_{гран.x}$ , а також відповідну їй кінцеву швидкість падіння  $V_{к.х}$  відливок та їх

кінетичну енергію  $E_{к.х}$  у момент зіткнення з опорною поверхнею: відливки з 2-ма закріпленими деталями-корпусами –  $h_{гран2}=1,32$  м,  $V_{к2}=5,08$  м/с,  $E_{к2}=0,168$  Дж; відливки з 8-ма закріпленими деталями-корпусами –  $h_{гран8}=1,32$  м,  $V_{к8}=5,08$  м/с,  $E_{к8}=0,465$  Дж; відливки з 16-ма закріпленими деталями-закріпками –  $h_{гран16}=1,43$  м,  $V_{к16}=5,3$  м/с,  $E_{к16}=0,197$  Дж.

Для кривих графіків, які представлені на рис. 4.5 – 4.7, запишемо одне загальне рівняння степеневі функції:

$$n_x = n_{x(1)} \cdot h_x^{-1}, \quad (4.20)$$

де  $n_{x(1)}$  – кількість падінь відповідної ливникової системи з висоти 1 м,  $h_x$  – відповідна висота падіння.

Показник степеня  $h_x$  у виразі (4.20) було прийнято рівним одиниці у зв'язку з тим, що для трьох отриманих рівнянь степеневі функції (рис. 4.5 – 4.7) для визначення залежності кількості падінь відливок від висоти падіння він відрізнявся на незначну величину.

Окрім кінетичної енергії відливки  $E_{к.х}$  в момент одного зіткнення з опорною поверхнею слід оцінювати загальну кінетичну енергію  $E_{к.х.загал}$  відливки, як суму усіх кінетичних енергій  $E_{к.х}$  відливки за відповідну кількість падінь  $n_x$ , які необхідні для відділення усіх деталей. Загальну кінетичну енергію визначали наступним чином:

$$E_{к.х.загал} = \sum_{i=1}^{i=n_x} E_{к.х} = E_{к.х} \cdot n_x, \quad (4.21)$$

На всіх трьох типах відливок було виміряно площу поперечного перерізу  $S_{ПП.х}$  у місцях з'єднання ливника з деталлю. Для кожного типу відливок ця площа поперечного перерізу відрізнялася. Також було розраховано загальну площу поперечного перерізу  $S_{ПП.х.загал}$  усієї відливки, яка складається з окремих площ поперечних перерізів, якими деталі з'єднані з ливниками:

$$S_{ПП.х.загал} = S_{ПП.х} \cdot x, \quad (4.22)$$

де  $x$  – загальна кількість деталей, що закріплена на одному ливнику.

Таким чином, для кожного типу відливки було виміряно площу поперечного перерізу  $S_{ПП.х}$ , за виразом (4.22) розраховано загальну площу поперечного перерізу  $S_{ПП.х.загал}$ , визначено кінетичну енергію  $E_{к.х}$  в момент зіткнення з опорною поверхнею при падінні з висоти  $h_x=1$  м, а також визначено загальну кінетичну енергію  $E_{к.х.загал}$  що відповідає кількості падінь  $n_{x(1)}$  для  $h_x=1$  м, які попередньо визначені експериментальним шляхом. Усі дані внесено до таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

|                  |                  | Відливка з 2-ма<br>детальями-корпусами | Відливка з 8-ми<br>детальями-корпусами | Відливка з 16-ма<br>детальями-фіксаторами |
|------------------|------------------|--|--|---|
| $S_{ПП.х}$       |                  | 2,2 мм <sup>2</sup>                    | 1,5 мм <sup>2</sup>                    | 2,73 мм <sup>2</sup>                      |
| $S_{ПП.х.загал}$ |                  | 4,4 мм <sup>2</sup>                    | 12 мм <sup>2</sup>                     | 43,7 мм <sup>2</sup>                      |
| $E_{к.х}$        | при<br>$h_x=1$ м | 0,128 Дж                               | 0,353 Дж                               | 0,137 Дж                                  |
| $E_{к.х.загал}$  |                  | 0,69 Дж                                | 1,94 Дж                                | 6,89 Дж                                   |
| $n_{x(1)}$       |                  | 5,4                                    | 5,5                                    | 50,3                                      |

Далі, на основі аналізу та співставлення між собою експериментальних даних було виявлено прямопропорційну залежність між кінетичною енергією  $E_{к.х}$  відливки, кількістю падінь  $n_x$  з відповідної висоти  $h_x$ , а також загальною площею поперечного перерізу відливки  $S_{ПП.х.загал}$ :

$$E_{к.2.загал} \cdot S_{ПП.х.загал} = E_{к.х.загал} \cdot S_{ПП.2.загал} \quad (4.23)$$

Запишемо вираз (4.23) з урахуванням рівняння (4.21):

$$E_{к.2} \cdot n_2 \cdot S_{ПП.х.загал} = E_{к.х} \cdot n_x \cdot S_{ПП.2.загал} \quad (4.24)$$

Виразимо з рівняння (4.24) кількість падінь  $n_{x(1)}$  відливки  $x$ , при цьому, приймаючи, що падіння відбувалися з висоти 1 м:

$$n_{x(1)} = \frac{E_{к.2} \cdot n_{2(1)} \cdot S_{ПП.х.загал}}{E_{к.х} \cdot S_{ПП.2.загал}}, \quad (4.25)$$

де  $n_{x(1)}$  – кількість падінь відливок з двома закріпленими детальями-корпусами з висоти 1 м.

Підставимо вираз (4.25) в експериментально отриману залежність (4.20):

$$n_x = \frac{E_{к.2} \cdot n_{2(1)} \cdot S_{ПП.х.загал} \cdot h_x^{-1}}{E_{к.х} \cdot S_{ПП.2.загал}} \quad (4.26)$$

Далі підставимо у рівняння (4.26) вираз (4.19) з урахуванням рівняння (4.18):

$$n_x = \frac{m_2 \cdot g \cdot h_2 \cdot n_{2(1)} \cdot S_{\text{ПП.х.загал}} \cdot h_x^{-1}}{m_x \cdot g \cdot h_x \cdot S_{\text{ПП.2.загал}}} \quad (4.27)$$

Оскільки рівняння (4.27) отримане на основі пропорційного співставлення даних, зокрема, щодо кількості падінь двох типів відливок з однакової висоти, то  $h_x = h_2$ . За допомогою рівняння (4.27), на основі пропорційного співставлення даних, можна визначити кількість падінь  $n_x$  необхідних для відділення всіх деталей з відливки відповідного типу з будь-якої обраної висоти  $h_x$ . Рівняння (4.28) отримало остаточний вигляд після того, як у нього було записано відомі дані, отримані експериментальним шляхом, для відливок з двома деталями-корпусами та виконані подальші арифметичні скорочення:

$$n_x = \frac{0,016 \cdot S_{\text{ПП.х.загал}}}{m_x \cdot h_x} \quad (4.28)$$

Подальшою задачею даного розділу було визначення кінцевої швидкості падіння  $V_{к.х}$  відливок, яка необхідна для того, щоб мати можливість розраховувати відповідне повне прискорення торця робочої ємності  $a$ . Таким чином, у вираз (4.16) було підставлено рівняння (4.18):

$$a = \frac{gh_x - gl_{\text{роб}} + gl_{\text{роб}} \cos 2\alpha + \mu fgl_{\text{роб}} \cos \alpha}{l_{\text{роб}}} \quad (4.29)$$

Таким чином, за рівнянням (4.29) можна розрахувати прискорення  $a$  з яким переміщається робочий масив в середині ємності. Якщо у вираз (4.29) замість  $h_x$  підставляти значення граничної висоти падіння  $h_{\text{гран.х}}$  для відповідного типу відливок, то можна розрахувати фактично максимальне прискорення з яким буде переміщатися робочий масив в середині ємності. Перевищення значення цього прискорення фактично не вплине на збільшення інтенсивності відділення деталей від ливників.

Із застосуванням виразу (4.29) можна розрахувати відповідну кутову швидкість ведучого валу машини, що забезпечить реалізацію відділення деталей від ливників у ємностях відповідних конструкцій галтувальних машин. У роботах [94,

95, 153, 165], а також у частині 3.12 отримано вирази, які описують залежність між кутовою швидкістю ведучого валу машини, прискоренням центрів торців робочої ємності, масштабним типорозміром машини, а також міжосьовою довжиною ємності для: «базової» конструкції; машини, у якій ведучий вал обертається за законом зміни кутової швидкості; машин з додатковими рухомими ланками коромислами (з вертикальною та горизонтальною вісями обертання); машини з додатковою рухомою ланкою повзуном.

Запишемо ці, попередньо отримані, вирази.

1. Вирази для визначення постійної кутової швидкості  $\omega_{ведучА}$  та  $\omega_{ведучВ}$  ведучого валу «базової» конструкції машини:

$$\omega_{ведучА} = \sqrt{\frac{a_{\max А}}{n \cdot 0,326}}. \quad (4.30)$$

$$\omega_{ведучВ} = \sqrt{\frac{a_{\max В}}{n}}. \quad (4.31)$$

2. Для конструкції машини, в якій ведучий вал обертається за законом зміни кутової швидкості (вираз для визначення середнього значення закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини):

$$\omega_{ведуч.сеп} = \sqrt{\frac{a_{\max АВ}}{n \cdot 0,39}}. \quad (4.32)$$

4. Вирази (3.13), (3.14) для визначення постійної кутової швидкості  $\omega_{ведучА}$  та  $\omega_{ведучВ}$  ведучого валу конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом з вертикальною віссю обертання:

$$\omega_{ведучА} = \sqrt{\frac{a_{\max А}}{0,26n(\lambda - 0,4)^{1,5}}};$$

$$\omega_{ведучВ} = \sqrt{\frac{a_{\max В}}{0,28n(\lambda - 0,4)^{2,2}}}.$$

5. Вирази (3.17), (3.18) для визначення постійної кутової швидкості  $\omega_{ведучА}$  та  $\omega_{ведучВ}$  ведучого валу конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом з горизонтальною віссю обертання:

$$\omega_{\text{ведучА}} = \sqrt{\frac{a_{\text{max А}}}{0,25n(\lambda - 0,4)^{1,4}}};$$

$$\omega_{\text{ведучВ}} = \sqrt{\frac{a_{\text{max В}}}{0,33n(\lambda - 0,4)^2}},$$

6. Вирази (3.21), (3.22) для визначення постійної кутової швидкості  $\omega_{\text{ведучА}}$  та  $\omega_{\text{ведучВ}}$  ведучого валу конструкції машини з додатковою рухомою ланкою повзуном:

$$\omega_{\text{ведучА}} = \sqrt{\frac{a_{\text{max А}}}{0,23n(\lambda - 0,4)^{1,1}}};$$

$$\omega_{\text{ведучВ}} = \sqrt{\frac{a_{\text{max В}}}{0,33n(\lambda - 0,4)^{1,5}}},$$

У представлених вище виразах  $n$  – це масштабний коефіцієнт машини по відношенню до «базового типорозміру»,  $a_{\text{maxА}}$ ,  $a_{\text{maxВ}}$  – максимальні прискорення точки А, що співпадає з центром торця ємності, який розташований у місці з'єднання з ведучою вилкою та прискоренню точки В, що співпадає з центром торця ємності, який розташований у місці з'єднання з веденою вилкою, відповідно. За базовий типорозмір для «базової» конструкції машини та машини де ведучий вал обертається за законом зміни кутової швидкості, у роботах [94, 95], було прийнято машину з наступними геометричними параметрами: довжина ємності  $l_{\text{ц}}=0,160$  м, діаметр ємності  $D_{\text{PC}}=0,12$  м, об'єм ємності  $V_{\text{PC}}=0,0018$  м<sup>3</sup> (1,8 л), міжосьова довжина ємності  $l_{\text{PC}}=0,1$  м. Базовий типорозмір конструкцій машин з додатковими рухомими ланками зазначений у частині 3.12.

Апріорі відомо, що для реалізації інтенсивного технологічного процесу відділення деталей від ливників раціональним буде забезпечити водоспадний режим руху робочого масиву в середині ємності, вздовж її вісі, в обох зустрічних напрямках. У «базовій» конструкції машини, а також у конструкції машини з видовженою робочою ємністю інтенсивність переміщення робочого масиву між її торцями в протилежних напрямках різна. У зв'язку з цим, розрахунок кутової швидкості ведучого валу машини слід виконувати на основі переміщення робочого масиву вздовж осі ємності у тому напрямку, де інтенсивність переміщення його



менша. Таким чином, актуальними для розрахунку кутової швидкості ведучого валу машини будуть лише рівняння (4.30), (4.32), (3.13), (3.17) та (3.21).

У рівняннях (4.30), (4.32), (3.13), (3.17) та (3.21) застосовано масштабний коефіцієнт  $n$  у відповідності до «базового типорозміру» машини, який представлений у роботах [10, 152]. Даний масштабний коефіцієнт представляє собою пропорційну зміну усіх геометричних розмірів робочої ємності. Однак, зазвичай на практиці, можуть використовуватися машини у яких не всі розміри змінюються пропорційно до масштабного коефіцієнту. Як зазначалося вище, при виконанні технологічного процесу відділення деталей від ливників основним є переміщення робочого масиву вздовж вісі робочої ємності, адже переважна більшість деталей буде відділятися від ливників саме в момент зіткнень їх із торцями ємності. У зв'язку з цим, доцільно у виразах (4.30), (4.32), (3.13), (3.17) та (3.21) замість масштабного коефіцієнту  $n$  ввести відношення довжини робочої ємності  $l_u$ , для якої розраховується кутова швидкість ведучого валу машини  $\omega^{ведуч}$  до довжини робочої ємності «базового типорозміру»  $l_{u,баз.}=0,16$  м ( $l_{u,баз.}=0,1$  м для конструкцій машин з додатковими рухомими ланками), цим самим виключивши вплив такого геометричного параметру, як діаметр робочої ємності. З урахуванням цього, вирази (4.30), (4.32), (3.13), (3.17) та (3.21) будуть мати вигляд:

$$\omega^{ведучA} = \sqrt{\frac{a_{\max A}}{2,04 \cdot l_u}}. \quad (4.33)$$

$$\omega^{ведуч.сер} = \sqrt{\frac{a_{\max A}}{2,44 \cdot l_u}}. \quad (4.34)$$

$$\omega^{ведучA} = \sqrt{\frac{a_{\max A}}{2,6l_u (\lambda - 0,4)^{1,5}}}. \quad (4.35)$$

$$\omega^{ведучA} = \sqrt{\frac{a_{\max A}}{2,5l_u (\lambda - 0,4)^{1,4}}}. \quad (4.36)$$

$$\omega^{ведучA} = \sqrt{\frac{a_{\max A}}{2,3l_u (\lambda - 0,4)^{1,1}}}. \quad (4.37)$$

Далі підставимо вираз (4.29) у рівняння (4.33) – (4.37), відповідно отримаємо:

$$\omega_{ведуча} = \sqrt{\frac{g(h_x - l_{роб} + l_{роб} \cos 2\alpha + \mu fl_{роб} \cos \alpha)}{2,04 \cdot l_{ц} \cdot l_{роб}}}. \quad (4.38)$$

$$\omega_{ведуч.сер} = \sqrt{\frac{g(h_x - l_{роб} + l_{роб} \cos 2\alpha + \mu fl_{роб} \cos \alpha)}{2,44 \cdot l_{ц} \cdot l_{роб}}}. \quad (4.39)$$

$$\omega_{ведуча} = \sqrt{\frac{g(h_x - l_{роб} + l_{роб} \cos 2\alpha + \mu fl_{роб} \cos \alpha)}{2,6 \cdot l_{ц} \cdot l_{роб} (\lambda - 0,4)^{1,5}}}. \quad (4.40)$$

$$\omega_{ведуча} = \sqrt{\frac{g(h_x - l_{роб} + l_{роб} \cos 2\alpha + \mu fl_{роб} \cos \alpha)}{2,5 \cdot l_{ц} \cdot l_{роб} (\lambda - 0,4)^{1,4}}}. \quad (4.41)$$

$$\omega_{ведуча} = \sqrt{\frac{g(h_x - l_{роб} + l_{роб} \cos 2\alpha + \mu fl_{роб} \cos \alpha)}{2,3 \cdot l_{ц} \cdot l_{роб} (\lambda - 0,4)^{1,1}}}. \quad (4.42)$$

Таким чином, отримано вирази (4.38) – (4.42), що дозволяють розрахувати максимальну кутову швидкість ведучого валу для відповідних типів конструкцій галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей для реалізації технологічного процесу відділення металевих деталей «блискавки» на основі цинкових сплавів від ливників.

Для реалізації технологічного процесу відділення металевих деталей від ливників не обов'язково надавати ведучому валу машини такого значення кутової швидкості, яке розраховане за виразами (4.38) – (4.42). Розрахована за виразами (4.38) – (4.42) кутова швидкість ведучого валу машини характеризує максимальну кутову швидкість ведучого валу машини, подальше збільшення якої не вплине на суттєве збільшення інтенсивності виконання даної технологічної операції. Перевищення розрахованої кутової швидкості зможе лише збільшити інтенсивність виконання технологічної операції не більш ніж на 5%. Окрім того, під час реалізації технологічних операцій відділення металевих деталей від ливників, обертання ведучого валу деяких конструкцій машин з кутовою швидкістю, розрахованою за виразами (4.38) – (4.42) може бути неможливим із-за виникнення значних сил інерцій, що будуть діяти на рухомі ланки машини. Тому, більш раціональним є отримання рівняння, яке б на основі значень допустимої кутової швидкості, яка вказана у паспортних даних машини, прискорення торця робочої ємності  $a$  та інших

даних, давало б можливість розрахувати раціональний час виконання технологічної операції відділення металевих деталей від ливників.

#### **4.3. Дослідження аналітичним шляхом раціонального часу виконання технологічної операції відділення деталей від ливників**

Час виконання технологічної операції відділення деталей від ливників залежить від значної кількості факторів [229], певну кількість з яких взагалі неможливо врахувати, наприклад, такі як: положення відливок під час зіткнення зі стінкою робочої ємності, кількість взаємозіткнень відливок між собою, точні закономірності переміщення кожної відливки в середині ємності, відносне переміщення вже самих ливників, від яких відділилися деталі, по відношенню до відливок з деталями тощо. Однак, незважаючи на це, існують основні, більш очевидні фактори, вплив яких, на час виконання технологічних операцій, досить успішно може бути враховано. До таких опосередкованих факторів слід віднести:

1. Об'єм робочого масиву завантаженого до ємності, в тому числі, ущільнення об'єму робочого масиву в ході виконання технологічної операції;
2. Геометричні параметри робочої ємності;
3. Кутова швидкість ведучого валу машини;
4. Максимальна одночасна кількість зіткнень деталей з торцем ємності;
5. Зміна відношення кількості оброблених деталей до загальної кількості завантажених до робочої ємності;

Розглянемо окремо кожен з факторів.

1. Об'єм робочого масиву  $V_{роб.}$  завантаженого до ємності безпосередньо впливає на швидкість виконання технологічної операції. Пропорційно зі збільшенням об'єму робочого масиву завантаженого до ємності, зменшується вільний об'єм ємності, а отже і шлях переміщення робочого масиву, відповідно його кінцева швидкість в момент зіткнення зі стінкою ємності. В той само час, зменшення об'єму робочого масиву завантаженого до ємності, хоч і сприятиме збільшенню кінцевої швидкості відливок в момент зіткнення зі стінкою ємності, однак, при цьому, значно зменшуватиметься продуктивність виконання самої

технологічної операції, адже за один цикл роботи машини буде оброблено меншу кількість деталей. На основі рекомендацій попередніх наукових досліджень [54 – 56, 68] щодо раціонального заповнення робочої ємності під час виконання загальних технологічних операцій галтування було прийнято заповнення робочої ємності в межах 50% від її загального об'єму.

2. Геометричні параметри робочої ємності. Як зазначалося вище, основним переміщенням робочого масиву в середині ємності є його переміщення (падіння) вздовж її осі з подальшим зіткненням об один з торців ємності, при якому відбувається безпосереднє відділення деталей від ливника. За один оберт ведучого валу машини відбувається 4 переміщення (падіння) [93, 207, 219] робочого масиву між протилежними торцями ємності вздовж її вісі. Запишемо, з урахуванням об'єму заповнення робочої ємності (рівняння (4)), вираз для визначення одного переміщення (падіння)  $l_{роб}$  робочого масиву між протилежними торцями ємності вздовж її вісі:

$$l_{роб} = \frac{(100 - V_{роб.х}) \cdot l_{ц}}{100}, \quad (4.43)$$

де  $V_{роб.х}$  – об'єм заповнення робочої ємності у %.

3. Кутова швидкість ведучого валу машини. Зі збільшенням кутової швидкості ведучого валу машини буде збільшуватися прискорення  $a$  з яким переміщається робочий масив в середині ємності [95], відповідно й кінцева швидкість падіння відливки  $V_{к.х}$ . В свою чергу, якщо розглядати вільне падіння робочого масиву (відливки), то для кожного значення  $V_{к.х}$  можна розрахувати висоту падіння  $h_x$ . Тобто, переміщення робочого масиву в середині ємності з прискоренням буде еквівалентне падінню робочого масиву з відповідної висоти  $h_x$ . Таким чином, запишемо вираз для визначення висоти падіння  $h_x$ , що відповідатиме заданій кутовій швидкості ведучого валу машини. Для цього, з рівняння (4.16) виразимо квадрат лінійної швидкості та підставимо значення виразу (4.18):

$$gh_x = l_{роб} a + gl_{роб} - gl_{роб} \cos 2\alpha - \mu f gl_{роб} \cos \alpha. \quad (4.44)$$

Виразимо  $h_x$  з рівняння (4.44):

$$h_x = \frac{l_{роб} a + gl_{роб} - gl_{роб} \cos 2\alpha - \mu fgl_{роб} \cos \alpha}{g}. \quad (4.45)$$

Для того, щоб підставити у рівняння (4.45) прискорення  $a$ , з яким буде переміщатися торець ємності, виразимо його з виразів (4.33) – (4.37):

$$a_{\max A} = 2,04 \cdot l_y \cdot \omega_{ведучА}^2. \quad (4.46)$$

$$a_{\max A} = 2,44 \cdot l_y \cdot \omega_{ведуч.сер}^2. \quad (4.47)$$

$$a_{\max A} = 2,6l_y (\lambda - 0,4)^{1,5} \cdot \omega_{ведучА}^2. \quad (4.48)$$

$$a_{\max A} = 2,5l_y (\lambda - 0,4)^{1,4} \cdot \omega_{ведучА}^2. \quad (4.49)$$

$$a_{\max A} = 2,3l_y (\lambda - 0,4)^{1,1} \cdot \omega_{ведучА}^2. \quad (4.50)$$

За виразами (4.46) – (4.50) можна розрахувати прискорення торця робочої ємності відповідної конструкції машини для обробки деталей. Оскільки у виразах (4.46) – (4.50) змінюватися буде лише числовий коефіцієнт, то запишемо одне загальне рівняння:

$$a = \delta \cdot l_y \cdot \omega_{ведуч}^2, \quad (4.51)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт відповідної конструкції машини для обробки деталей:  $\delta=2,04$  – для «базової» конструкції машини;  $\delta=2,44$  – для конструкції машини, в якій ведучий вал обертається за законом зміни кутової швидкості;  $\delta=2,09$  – для конструкції машини з видовженою робочою ємністю;  $\delta=2,6(\lambda-0,4)^{1,5}$  – для конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом з вертикальною віссю обертання;  $\delta=2,5(\lambda-0,4)^{1,4}$  – для конструкції машини з додатковою рухомою ланкою коромислом з горизонтальною віссю обертання;  $\delta=2,3(\lambda-0,4)^{1,1}$  – для конструкції машини з додатковою рухомою повзуном.

Підставимо значення виразу (4.51) у рівняння (4.44):

$$h_x = \frac{l_{роб} (\delta \cdot l_y \cdot \omega_{ведуч}^2 + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha)}{g}. \quad (4.52)$$

За допомогою виразу (4.52) можна визначити необхідну висоту падіння  $h_x$ , що відповідатиме заданій кутовій швидкості ведучого валу машини. Таким чином, при переміщенні відливок в середині робочої ємності під дією сили інерції, кінцева

швидкість падіння  $V_{к.х.}$  значно зростає і відповідатиме такій висоті падіння  $h_x$ , що еквівалентна падінню відливков під дією лише сили тяжіння.

Для кожної висоти падіння  $h_x$  відповідною є кількість падінь  $n_x$  відливок з цієї висоти, що необхідні для відділення усіх деталей від ливників. Кількість падінь (зіткнень)  $n_x$  відповідної ливникової системи з висоти  $h_x$  можна визначити за попередньо отриманим рівнянням (4.28).

Запишемо вираз (4.28) з урахуванням рівняння (4.52):

$$n_x = \frac{0,016 \cdot S_{\text{ПП.х.загал}} \cdot g}{m_x \cdot l_{\text{роб}} (\delta \cdot l_y \cdot \omega_{\text{ведуч}}^2 + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha)}. \quad (4.53)$$

За виразом (4.53) можна розрахувати кількість зіткнень  $n_x$  відливок з торцями ємності, яка необхідна для відділення деталей від ливника, з урахуванням конструктивних особливостей машини та форми самої відливок.

Як відомо з виразу (4.43), за один оберт ведучого валу машини відбувається 4 зіткнення робочого масиву з торцями ємності. Таким чином, кількість обертів ведучого валу машини  $i_x$ , яка необхідна для відділення однієї відливки від деталей можна визначити наступним чином:

$$i_x = 0,25 \cdot n_x. \quad (4.54)$$

Підставимо рівняння (4.53) у вираз (4.54):

$$i_x = \frac{0,004 \cdot S_{\text{ПП.х.загал}} \cdot g}{m_x \cdot l_{\text{роб}} (\delta \cdot l_y \cdot \omega_{\text{ведуч}}^2 + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha)}. \quad (4.55)$$

4. У процесі роботи машини, при зіткненні відливок з одним із торців ємності, одночасно відділяються від ливників деталі такої кількості ливникових систем, які можуть розміститися на площині торця ємності. Для визначення максимальної одночасної кількості зіткнень відливок  $z_x$  відповідного типу з торцем ємності необхідно встановити, яка кількість цих відливок може розміститися на площині торця ємності  $S_{Т.РС}$ , таким чином, щоб виключити можливість їх контакту між собою. Оскільки відливки мають складну форму і, в залежності від їх положення на поверхні можуть займати різну площину, то точно визначити даний фактор досить таки проблематично. Однак справедливим буде вираз:

$$z_x = \frac{S_{T.PE}}{S_x}, \quad (4.56)$$

де  $S_x$  – площа поверхні, яку займає відливка відповідного типу  $x$ ; Площу поверхні  $S_x$  можна виміряти безпосередньо за контуром відливки на площині, при цьому варто враховувати декілька найбільш можливих положень деталі на опорній поверхні, вирахувавши середнє арифметичне цих площин контурів при різному положенні відливок.

З урахуванням того, що робоча ємність зазвичай має циліндричну форму, вираз (4.52) матиме вигляд:

$$z_x = \frac{\pi R^2}{S_x}, \quad (4.57)$$

де  $R$  – радіус торця робочої ємності.

На основі вищесказаного, розрахована, за виразом (4.55), кількість обертів ведучого валу машини  $i_x$  є достатньою для того, щоб одночасно обробилася така кількість відливок, що відповідає максимальній одночасній кількості зіткнень відливок  $z_x$  відповідного типу з торцем ємності. Таким чином, за  $i_x$  обертів ведучого валу машини обробиться  $z_x$  відливок із загальної кількості  $z_{x.загал}$ , що завантажені до робочої ємності. Відповідно, кількість обертів  $i_{x.тех.проц.}$ , яка необхідна реалізації технологічного процесу, тобто, для обробки усіх відливок, визначається наступним чином:

$$i_{x.тех.проц.} = \frac{i_x \cdot z_{x.загал}}{z_x}, \quad (4.58)$$

Запишемо вираз (4.58) з урахуванням рівняння (4.55):

$$i_{x.тех.проц.} = \frac{0,004 \cdot S_{III.x.загал} \cdot g \cdot z_{x.загал}}{m_x \cdot l_{роб} (\delta \cdot l_{ц} \cdot \omega_{ведуч}^2 + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha) \cdot z_x}. \quad (4.59)$$

5. Зміна відношення кількості оброблених деталей до загальної кількості завантажених до робочої ємності. У процесі виконання технологічних операцій обробки деталей, а саме відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників відбувається зменшення насипного об'єму робочого масиву. Це пов'язано з тим, що при завантаженні робочого масиву, необроблені відливки мають складну

розгалужену форму, що призводить до збільшення об'єму робочого масиву. В процесі подальшого відділення деталей від ливників відбувається ущільнення робочого масиву. Відділені деталі, зазвичай осідають в нижній шар масиву, а ливники, що мають вже не таку виражену розгалужену форму, значно ущільнюються у верхніх шарах робочого масиву. В зв'язку з цим, об'єм робочого масиву до та після обробки відрізняється. Експериментально, вимірюючи об'єм робочого масиву до та після виконання технологічної операції, було встановлено його зміну для досліджуваних типів відливок.

#### 1. Відливка з 2-ма закріпленими деталями-корпусами:

Насипний об'єм робочого масиву до початку обробки  $V_{2.поч.}=4,4 \text{ дм}^3(100\%);$

Насипний об'єм робочого масиву по завершенню обробки  $V_{2.кін.}=2,6 \text{ дм}^3(59,1\%);$

#### 2. Відливка з 8-ма закріпленими деталями-корпусами:

Насипний об'єм робочого масиву до початку обробки  $V_{8.поч.}=4,4 \text{ дм}^3(100\%);$

Насипний об'єм робочого масиву по завершенню обробки  $V_{8.кін.}=3,1 \text{ дм}^3(70,5\%);$

#### 3. Відливка з 16-ма закріпленими деталями-закріпками:

Насипний об'єм робочого масиву до початку обробки  $V_{16.поч.}=4,4 \text{ дм}^3(100\%);$

Насипний об'єм робочого масиву по завершенню обробки  $V_{16.кін.}=2,3 \text{ дм}^3(52,3\%);$

Таким чином, було встановлено, що об'єм робочого масиву після виконання технологічної операції зменшується на 47,7% – 29,5%, в залежності від типу відливок, які обробляються.

Відповідно, зі зменшенням насипного об'єму робочого масиву, одночасно, на ту ж само величину, збільшується вільний об'єм робочої ємності [75, 76]. В той само час, зі зменшенням кількості необроблених відливок, зменшується й максимальна одночасна кількість зіткнень відливок  $z_x$  відповідного типу з торцем ємності. Якщо на початку обробки, одночасно з торцем робочої ємності зіткнуться усі відливки, що можуть розміститися на площині торця ємності  $S_{T.PC}$ , таким чином, щоб унеможливити їх контакт між собою, то ближче до кінця обробки, це значення асимптотично наблизатиметься до нуля. Відповідно в середині процесу обробки, одночасно з торцем робочої ємності зіткнуться приблизно 50% необроблених відливок, інші 50% – це будуть ливники та відділені від них деталі. Саме тому для



визначення мінімального часу, що витрачається на виконання даної технологічної операції, потрібно враховувати, що одночасно зіткнутися з торцем робочої ємності може приблизно 50% необроблених відливок. Таким чином, вираз (4.57) матиме вигляд:

$$z_x = \frac{\pi R^2}{2 \cdot S_x}. \quad (4.60)$$

За аналогічним принципом слід приймати й довжину переміщення (падіння)  $l_{роб.}$  робочого масиву між протилежними торцями ємності вздовж її вісі  $X$  за один повний оберт ведучого валу машини. На початку процесу обробки, коли вільний об'єм робочої ємності буде найменший, довжина переміщення  $l_{роб.}$  також буде найменшою, в кінці обробки значення довжини переміщення  $l_{роб.}$  буде найбільшим. В зв'язку з цим, для визначення сумарної висоти падіння, необхідно приймати таку величину вільного об'єму, що відповідатиме середині процесу обробки. Таким чином, запишемо вираз для визначення об'єму заповнення робочої ємності, що відповідає половині виконаного технологічного процесу обробки деталей:

$$V_{роб.} = \frac{V_{Поч.роб.} + V_{Кін.роб.}}{2}, \quad (4.61)$$

де  $V_{Поч.роб.}$  – об'єм заповнення робочої ємності у % на початку процесу обробки,  $V_{Кін.роб.}$  – об'єм заповнення робочої ємності у % в кінці процесу обробки.

З урахуванням виразу (4.61) рівняння (4.43) матиме вигляд:

$$l_{роб.} = \frac{l_u (200 - V_{Поч.роб.} - V_{Кін.роб.})}{200}. \quad (4.62)$$

Запишемо вираз (4.59) з урахуванням рівнянь (4.60) та (4.62):

$$i_{x.тех.проц} = \frac{1,6 \cdot S_{III.x.загал} \cdot g \cdot z_{x.загал} \cdot S_x}{m_x \cdot l_u (200 - V_{Поч.роб.} - V_{Кін.роб.}) \cdot (\delta \cdot l_u \cdot \omega_{ведуч}^2 + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha) \cdot \pi R^2}, \quad (4.63)$$

Далі, виходячи з відомої кількості обертів, які необхідно виконати ведучому валу машини для реалізації відділення усіх деталей від ливників, а також частоти обертання ведучого валу, запишемо вираз для визначення мінімального часу  $t_{x.min}$ , [хв], який необхідний для виконання технологічної операції відділення деталей від ливників відповідного типу  $x$ :

$$t_{x.\min} = \frac{i_{x.\text{мех.проц}}}{n_{\text{вед.в}}}, [\text{хв}], \quad (4.64)$$

Підставимо рівняння (4.63) у вираз (4.64):

$$t_{x.\min} = \frac{1,6 \cdot S_{\text{ПП.х.загал}} \cdot g \cdot z_{x.\text{загал}} \cdot S_x}{m_x \cdot l_{\text{ц}} (200 - V_{\text{Поч.роб.}} - V_{\text{Кін.роб.}}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_{\text{ц}} \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{вед.в}}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{\text{вед.в}}}, [\text{хв}], \quad (4.65)$$

Окрім того потрібно врахувати час «виходу» машини на робочу потужність, зазвичай для цього потрібно 2 оберти ведучого валу. З урахуванням цього вираз (4.65) матиме вигляд:

$$t_{x.\min} = \frac{1,6 \cdot S_{\text{ПП.х.загал}} \cdot g \cdot z_{x.\text{загал}} \cdot S_x}{m_x \cdot l_{\text{ц}} (200 - V_{\text{Поч.роб.}} - V_{\text{Кін.роб.}}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_{\text{ц}} \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{вед.в}}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{\text{вед.в}}} + \frac{2}{n_{\text{вед.в}}}, [\text{хв}], \quad (4.66)$$

де  $S_{\text{ПП.х.загал}}$  – загальна площа поперечного перерізу відливок у місцях з'єднання деталей з ливником, [мм<sup>2</sup>];  $g$  – прискорення вільного падіння, [мс<sup>-2</sup>];  $z_{x.\text{загал}}$  – загальна кількість відливок відповідного типу, що завантажені до робочої ємності;  $S_x$  – площа поверхні, яку займає відливка відповідного типу на опорній поверхні, [м<sup>2</sup>];  $m_x$  – маса однієї відливки, [кг];  $V_{\text{Поч.роб.}}$  – об'єм заповнення робочої ємності на початку процесу обробки, [%];  $V_{\text{Кін.роб.}}$  – об'єм заповнення робочої ємності в кінці процесу обробки, [%];  $\delta$  – коефіцієнт відповідної конструкції машини для обробки деталей;  $l_{\text{ц}}$  – довжина робочої ємності, [м];  $n_{\text{вед.в}}$  – частота обертання ведучого валу машини, при якій буде виконуватися технологічна операція, [хв<sup>-1</sup>];  $\mu$  – коефіцієнт відповідності режиму руху робочого масиву;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання робочого масиву по внутрішній поверхні робочої ємності ( $f=0,38$ );  $\alpha$  – максимальний кут нахилу осі робочої ємності до горизонтальної площини;  $R$  – радіус торця робочої ємності, [м];

Таким чином, за рівнянням (4.66) можна розрахувати мінімальний час виконання технологічної операції відділення металевих деталей від ливників із використанням машини, робоча ємність якої виконує складний просторовий рух. Розрахунок є універсальним, адже виконується з урахуванням типу відливок, конструктивних особливостей машини зі складним рухом робочої ємності, частоти обертання ведучого валу машини та об'ємного рівня заповнення робочої ємності.

#### **4.4. Експериментальні дослідження раціонального часу виконання технологічної операції відділення деталей від ливників**

##### **4.4.1. Опис експериментальної установки та технологічного процесу**

Для проведення досліджень щодо експериментального визначення раціонального часу, що витрачається на виконання технологічних операцій відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників, було розроблено експериментальну установку машини зі складним рухом робочої ємності [152, 219], фото якої представлено на рис. 4.8, кінематична схема установки – на рис. 4.9.

Установка складається зі станини 1, в якій розміщений електродвигун постійного струму 2, який отримує струм від блоку живлення, ротор електродвигуна виконаний заодно із ведучим шківом 3 клинопасової передачі, ведений шків 4 жорстко з'єднаний з ведучим валом 5. Ведучий 5 та ведений 6 вали закріплені в підшипникових опорах 7 та 8 відповідно, при цьому ведучий вал 5 встановлений в підшипниковій опорі 7 нерухомо, а ведений вал 6 встановлений в підшипниковій опорі 8 з можливістю її додаткового зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 9, таким чином, виключено негативний вплив надлишкового зв'язку. Крім того, ведучий 5 та ведений 6 вали кінематично з'єднані з вилками 10 та 11 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 12 та 13 являються осями кріплення циліндричної ємності 14, яка виконує складний рух.

Експериментальна установка працює наступним чином. При увімкненні електродвигуна 2, котрий розташований у станині 1, постійний обертальний рух через клинопасову передачу, утворену ведучим 3 та веденим 4 шківками передається на ведучий вал 5 встановлений в підшипниковій опорі 7, та вилку 10, котра через вісь 12 обертає циліндричну робочу ємність 14, надаючи їй складного просторового переміщення, поєднуючи одночасне переміщення ємності у трьох взаємно перпендикулярних площинах з обертанням навколо власної осі. Такий рух робочої ємності 14 передається через вісь 13 на вилку 11, від вилки 11, на ведений вал 6, який встановлений в підшипниковій опорі 8. Ведений вал разом з підшипниковою опорою 8 (повзуном) виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення вздовж горизонтальної напрямної 9.



Рис. 4.8. Фото виготовленої експериментальної установки

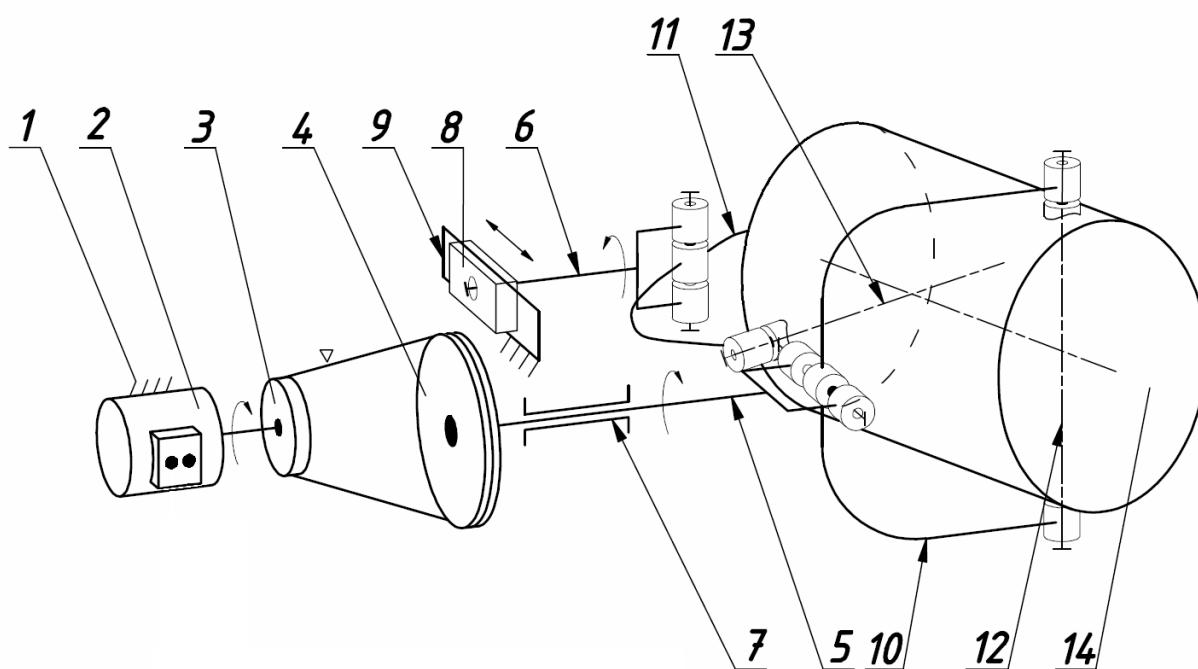


Рис. 4.9. Кінематична схема експериментальної установки

Використання рухомої підшипникової опори 8 з можливістю її зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 9 дає можливість уникнути заклинювання просторового механізму машини, що може бути зумовлене неточним виготовленням деталей.

При проведенні експерименту обробки деталей використовувалися 3 типи відливок, фото яких представлено на рис. 4.3.

Детальна технічна характеристика експериментальної установки, характеристика відливок, що використовувалися під час експерименту та інші необхідні дані для проведення експерименту представлені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5

| <b>Характеристика експериментальної установки</b> |   |  |
|---|---|--|
| 1.  | Форма робочої ємності   | циліндрична  |
| 2.  | Міжосьова відстань робочої ємності  | $l_{PC} = 0,21 \text{ м}$  |
| 3.  | Довжина робочої ємності   | $l_{Ц} = 0,28 \text{ м}$   |
| 4.  | Діаметр робочої ємності   | $d_{PC} = 0,2 \text{ м}$   |
| 5.  | Об'єм робочої ємності   | $V = 0,0088 \text{ м}^3 (8,8 \text{ л})$   |
| 6.  | Площа торця робочої ємності   | $S_{T.PC} = 0,03142 \text{ м}^2$   |
| 7.  | Передаточне відношення клинопасової передачі  | $i = 6,2:1$  |
| 8.  | Максимальний кут нахилу $\alpha$ осі робочої ємності до горизонтальної площини                              | $\alpha = 30^\circ$  |
| 9.  | Кутова швидкість (частота обертання) ведучого валу машини, що відповідає реалізації: каскадного режиму руху | $\omega_{ведуч} = 2,1 \text{ с}^{-1}$<br>$n_{ведуч} = 20 \text{ хв}^{-1}$                |
|   | змішаного режиму руху   | $\omega_{ведуч} = 4,2 \text{ с}^{-1}$<br>$n_{ведуч} = 40 \text{ хв}^{-1}$                |
|   | водоспадного режиму руху  | $\omega_{ведуч} = 6,8 \text{ с}^{-1}$<br>$n_{ведуч} = 65 \text{ хв}^{-1}$                |
| <b>Характеристика відливок</b>                    |   |  |
| 1.  | Назва матеріалу з якого отримано відливки   | «ЦАМ 4-1»<br>ГОСТ 25140-93<br>ГОСТ 19424-74  |
| 2.  | Площа поверхні, яку займає відливка відповідного типу $x$   | $S_2 = 0,0014 \text{ м}^2$<br>$S_8 = 0,003 \text{ м}^2$<br>$S_{16} = 0,0026 \text{ м}^2$ |
| 3.  | Об'єм заповнення робочої ємності у % на початку процесу обробки (для всіх типів відливок)                   | $V_{Поч.роб.} = 50\%$  |
|   |   | $V_{Поч.роб.} = 25\%$  |
|   |   | $V_{Поч.роб.} = 75\%$  |

|    |  |   |
|----|--|---|
| 4. | Кількість відливок відповідного типу, що завантажені до робочої ємності при її заповненні на 50% | $Z_{2.загал.50\%}=320 \text{ шт}$<br>$Z_{8.загал.50\%}=65 \text{ шт}$<br>$Z_{16.загал.50\%}=105 \text{ шт}$ |
| 5. | Кількість відливок відповідного типу, що завантажені до робочої ємності при її заповненні на 25% | $Z_{2.загал.25\%}=160 \text{ шт}$   |
| 6. | Кількість відливок відповідного типу, що завантажені до робочої ємності при її заповненні на 75% | $Z_{2.загал.75\%}=480 \text{ шт}$   |
| 7. | Маса однієї відливки відповідного типу   | $m_2=0,013 \text{ кг}$<br>$m_8=0,036 \text{ кг}$<br>$m_{16}=0,014 \text{ кг}$                               |
| 8. | Загальна площа поперечного перерізу відливки у місцях з'єднання деталей з ливником               | $S_{ПП.2.заг.}=4,4 \text{ мм}^2$<br>$S_{ПП.8.заг.}=12 \text{ мм}^2$<br>$S_{ПП.16.заг.}=43,7 \text{ мм}^2$   |
| 9. | Коефіцієнт тертя ковзання робочого масиву по внутрішній поверхні робочої ємності                 | $f=0,38$  |

#### 4.4.2. Постановка експерименту

На сьогоднішній день повністю відсутні науково обґрунтовані настанови щодо виконання технологічних процесів відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників, відсутня науково-обґрунтована інформація стосовно вибору раціональних режимів обробки, а також інформація по визначенню часу, який необхідний для якісної обробки металевих деталей. На єдиному підприємстві України, що спеціалізується по виготовленню деталей замка «блискавка», рішення про завершення технологічної операції відділення деталей від ливників приймається інтуїтивно, без об'єктивного наукового врахування факторів, які можуть впливати на зміну цього часу обробки. Окрім того, для обробки даних деталей, до сих пір використовується застаріле обладнання, а саме галтувальні розділово-полірувальні 8-ми гранні барабани К-36 німецької фірми «Optilon» 1980-х років виготовлення (об'єм барабану  $0,12\text{м}^3$ ). Відомо [54 – 56, 153, 230], що на сьогоднішній день існує значно ефективніше галтувальне обладнання, зокрема, «базова» та інші розроблені конструкції машини зі складним просторовим рухом робочої ємності.

Враховуючи вищесказане, в експерименті слід вирішити наступні задачі:

– дослідити процес обробки деталей замка «блискавка» у конструкції машини зі складним просторовим рухом робочої ємності;

– перевірити відповідність отриманих у розділах 4.1 – 4.3 аналітичних залежностей для розрахунку мінімально необхідного часу, який витрачається на відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників;

– дослідити вплив режимів руху робочого масиву в середині ємності на інтенсивність та якість відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників;

– дослідити вплив об'єму заповнення робочої ємності на інтенсивність та якість відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників;

– дослідити вплив форми відливок на інтенсивність обробки трьох різних типів металевих відливок замка «блискавка»;

Поставлені задачі можуть бути вирішені шляхом проведення експериментального дослідження по відділенню трьох типів металевих деталей замка «блискавка» із реалізацією трьох (каскадного, змішаного та водоспадного) режимів руху робочого масиву в середині ємності експериментальної установки, що відповідає «базовій» конструкції машини, при різному об'ємному рівні заповнення ємності.

Інтенсивність виконання технологічної операції оцінювали безпосереднім підрахунком деталей, які відокремилися від ливників через встановлені проміжки часу відносно повного циклу обробки. Якість обробки деталей замка «блискавка» в експериментальній установці (тих деталей, що відділилися від ливника) підтвердилася перевіркою на ПрАТ «Молнія» за допомогою калібрів, методом порівняння з еталонним зразком, а також органолептичним методом. Свідченням цього є затверджений на ПрАТ «Молнія» акт виробничої апробації експериментальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності.

Таким чином, оброблялися окремі партії трьох типів відливок при різних режимах руху робочого масиву, а також при різних ступенях заповнення робочої ємності.

Для того, щоб в кінці експерименту перевірити відповідність отриманих у розділах 4.1 – 4.3 аналітичних залежностей для розрахунку мінімально необхідного часу, який витрачається на відділення металевих деталей замка «блискавка» від

ливників, перед початком виконання експериментальних досліджень, за отриманим вище аналітичним виразом (4.66), було розраховано мінімальний час обробки трьох типів відливок у машині з геометричними параметрами, що відповідають експериментальної установки. Для всіх розрахунків приймали дані з таблиці 4.5.

Як зазначалося раніше, упродовж технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників, об'єм робочого масиву зменшується до кінця обробки. Таким чином, для кожного типу відливок, експериментально було визначено який об'єм масиву буде після того, як усі деталі відділяться від ливників:

1. Відливка з двома деталями-корпусами:

$$V_{\text{Поч.роб.}}=50\% (4,4 \text{ л}); V_{\text{Кін.роб.}}=30\% (2,6 \text{ л});$$

2. Відливка з вісьмома деталями-корпусами:

$$V_{\text{Поч.роб.}}=50\% (4,4 \text{ л}); V_{\text{Кін.роб.}}=35\% (3,1 \text{ л});$$

3. Відливка з шістнадцятьма деталями-закріпками:

$$V_{\text{Поч.роб.}}=50\% (4,4 \text{ л}); V_{\text{Кін.роб.}}=26\% (2,3 \text{ л}).$$

На основі представлених даних можна зробити висновок, що для різних типів металевих відливок замка «блискавка», в кінці обробки, об'єм робочого масиву зменшується майже до однієї й тої ж самої величини, в середньому до 30% заповнення робочої ємності, тобто, приблизно на 20% за процес обробки. Розбіжність у значеннях є відносно незначною, апріорі, не здатна сильно вплинути на результати аналітичних розрахунків. Отже, можна стверджувати, що об'єм заповнення робочої ємності, що відповідає половині виконаного технологічного процесу обробки деталей становить приблизно 40%.

Далі, на основі аналітично отриманого виразу (4.66) розрахуємо мінімальний час обробки відповідних трьох типів відливок:



1. Розрахунок часу обробки відливок з двома деталями-корпусами при реалізації **водоспадного режиму** руху та заповненні робочої ємності на **50%**.

$$t_{2,\min} = \frac{1,6 \cdot S_{\text{III},2,\text{загал}} \cdot g \cdot z_{2,\text{загал}} \cdot S_2}{m_2 \cdot l_y (200 - V_{\text{Поч.роб.}} - V_{\text{Кін.роб.}}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_y \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{ввод.с}}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{\text{ввод.с}}} + \frac{2}{n_{\text{ввод.с}}} =$$

$$= \frac{1,6 \cdot 4,4 \cdot 9,81 \cdot 320 \cdot 0,0014}{0,013 \cdot 0,28 \cdot (200 - 50 - 30) \cdot \left( \frac{2,04 \cdot 0,28 \cdot \pi^2 \cdot 62^2}{900} + 9,81 - 9,81 \cos 60^\circ \right) \cdot \pi \cdot 0,1^2 \cdot 62} + \frac{2}{62} = 1,3 \text{хв}$$

2. Розрахунок часу обробки відливок з двома деталями-корпусами при реалізації **каскадного режиму** руху та заповненні робочої ємності на **50%**.

$$t_{2,\min} = \frac{1,6 \cdot S_{\text{III},2,\text{загал}} \cdot g \cdot z_{2,\text{загал}} \cdot S_2}{m_2 \cdot l_y (200 - V_{\text{Поч.роб.}} - V_{\text{Кін.роб.}}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_y \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{ввод.с}}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{\text{ввод.с}}} + \frac{2}{n_{\text{ввод.с}}} =$$

$$= \frac{1,6 \cdot 4,4 \cdot 9,81 \cdot 320 \cdot 0,0014}{0,013 \cdot 0,28 \cdot (200 - 50 - 30) \cdot \left( \frac{2,04 \cdot 0,28 \cdot \pi^2 \cdot 20^2}{900} + 9,81 - 9,81 \cos 60^\circ - 1 \cdot 0,38 \cdot 9,81 \cos 30^\circ \right) \cdot \pi \cdot 0,1^2 \cdot 20} + \frac{2}{20} = 27,1 \text{хв}$$

3. Розрахунок часу обробки відливок з двома деталями-корпусами при реалізації **змішаного режиму** руху та заповненні робочої ємності на **50%**.

$$t_{2,\min} = \frac{1,6 \cdot S_{\text{III},2,\text{загал}} \cdot g \cdot z_{2,\text{загал}} \cdot S_2}{m_2 \cdot l_y (200 - V_{\text{Поч.роб.}} - V_{\text{Кін.роб.}}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_y \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{ввод.с}}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{\text{ввод.с}}} + \frac{2}{n_{\text{ввод.с}}} =$$

$$= \frac{1,6 \cdot 4,4 \cdot 9,81 \cdot 320 \cdot 0,0014}{0,013 \cdot 0,28 \cdot (200 - 50 - 30) \cdot \left( \frac{2,04 \cdot 0,28 \cdot \pi^2 \cdot 40^2}{900} + 9,81 - 9,81 \cos 60^\circ - 0,5 \cdot 0,38 \cdot 9,81 \cos 30^\circ \right) \cdot \pi \cdot 0,1^2 \cdot 40} + \frac{2}{40} = 4,3 \text{хв}$$

4. Розрахунок часу обробки відливок з двома деталями-корпусами при реалізації **водоспадного режиму** руху та заповненні робочої ємності на **25%**.

$$t_{2,\min} = \frac{1,6 \cdot S_{\text{III},2,\text{загал}} \cdot g \cdot z_{2,\text{загал}} \cdot S_2}{m_2 \cdot l_y (200 - V_{\text{Поч.роб.}} - V_{\text{Кін.роб.}}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_y \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{ввод.с}}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{\text{ввод.с}}} + \frac{2}{n_{\text{ввод.с}}} =$$

$$= \frac{1,6 \cdot 4,4 \cdot 9,81 \cdot 160 \cdot 0,0014}{0,013 \cdot 0,28 \cdot (200 - 25 - 15) \cdot \left( \frac{2,04 \cdot 0,28 \cdot \pi^2 \cdot 62^2}{900} + 9,81 - 9,81 \cos 60^\circ \right) \cdot \pi \cdot 0,1^2 \cdot 62} + \frac{2}{62} = 0,5 \text{хв}$$

5. Розрахунок часу обробки відливок з двома деталями-корпусами при реалізації **водоспадного режиму** руху та заповненні робочої ємності на **75%**.

$$t_{2,\min} = \frac{1,6 \cdot S_{\text{III.2,загал}} \cdot g \cdot z_{2,\text{загал}} \cdot S_2}{m_2 \cdot l_{\text{ц}} (200 - V_{\text{Поч.роб.}} - V_{\text{Кін.роб.}}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_{\text{ц}} \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{вед.в}}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{\text{вед.в}}} + \frac{2}{n_{\text{вед.в}}} =$$

$$= \frac{1,6 \cdot 4,4 \cdot 9,81 \cdot 480 \cdot 0,0014}{0,013 \cdot 0,28 \cdot (200 - 75 - 45) \cdot \left( \frac{2,04 \cdot 0,28 \cdot \pi^2 \cdot 62^2}{900} + 9,81 - 9,81 \cos 60^\circ \right) \cdot \pi \cdot 0,1^2 \cdot 62} + \frac{2}{62} = 2,9 \text{ хв}$$

6. Розрахунок часу обробки відливок з шістнадцятьма деталями-фіксаторами при реалізації **водоспадного режиму** руху та заповненні робочої ємності на **50%**.

$$t_{16,\min} = \frac{1,6 \cdot S_{\text{III.16,загал}} \cdot g \cdot z_{16,\text{загал}} \cdot S_{16}}{m_{16} \cdot l_{\text{ц}} (200 - V_{\text{Поч.роб.}} - V_{\text{Кін.роб.}}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_{\text{ц}} \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{вед.в}}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{\text{вед.в}}} + \frac{2}{n_{\text{вед.в}}} =$$

$$= \frac{1,6 \cdot 43,7 \cdot 9,81 \cdot 120 \cdot 0,0026}{0,014 \cdot 0,28 \cdot (200 - 50 - 26) \cdot \left( \frac{2,04 \cdot 0,28 \cdot \pi^2 \cdot 62^2}{900} + 9,81 - 9,81 \cos 60^\circ \right) \cdot \pi \cdot 0,1^2 \cdot 62} + \frac{2}{62} = 7,9 \text{ хв}$$

7. Розрахунок часу обробки відливок з вісьмома деталями-корпусами при реалізації **водоспадного режиму** руху та заповненні робочої ємності на **50%**.

$$t_{8,\min} = \frac{1,6 \cdot S_{\text{III.8,загал}} \cdot g \cdot z_{8,\text{загал}} \cdot S_8}{m_8 \cdot l_{\text{ц}} (200 - V_{\text{Поч.роб.}} - V_{\text{Кін.роб.}}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_{\text{ц}} \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{вед.в}}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{\text{вед.в}}} + \frac{2}{n_{\text{вед.в}}} =$$

$$= \frac{1,6 \cdot 12 \cdot 9,81 \cdot 70 \cdot 0,003}{0,036 \cdot 0,28 \cdot (200 - 50 - 35) \cdot \left( \frac{2,04 \cdot 0,28 \cdot \pi^2 \cdot 62^2}{900} + 9,81 - 9,81 \cos 60^\circ \right) \cdot \pi \cdot 0,1^2 \cdot 62} + \frac{2}{62} = 0,68 \text{ хв}$$

де  $S_{\text{III.х.заг.}}$  – загальна площа поперечного перерізу ливникової системи у місцях з'єднання деталей з ливником, [мм<sup>2</sup>];  $g$  – прискорення вільного падіння, [мс<sup>-2</sup>];  $z_{\text{х.загал.}}$  – загальна кількість відливок відповідного типу, що завантажені до робочої ємності;  $S_x$  – площа поверхні, яку займає відливка відповідного типу на опорній поверхні, [м<sup>2</sup>];  $m_x$  – маса однієї відливки, [кг];  $V_{\text{Поч.роб.}}$  – об'єм заповнення робочої ємності на початку процесу обробки, [%];  $V_{\text{Кін.роб.}}$  – об'єм заповнення робочої ємності в кінці процесу обробки, [%];  $\delta$  – коефіцієнт відповідної конструкції машини для обробки деталей;  $l_{\text{ц}}$  – довжина робочої ємності, [м];  $n_{\text{вед.в}}$  – частота обертання ведучого валу машини, при якій буде виконуватися технологічна операція, [хв<sup>-1</sup>];  $\mu$  – коефіцієнт відповідності режиму руху робочого масиву;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання робочого масиву по внутрішній поверхні робочої ємності ( $f=0,38$ );  $\alpha$  – максимальний кут нахилу осі робочої ємності до горизонтальної площини;  $R$  – радіус торця робочої ємності, [м];

#### 4.4.3. Експериментальне дослідження впливу режимів руху робочого масиву в середині ємності на інтенсивність відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників

На першому етапі експерименту [231] визначали вплив режимів руху робочого масиву в середині ємності на інтенсивність відділення деталей замка «блискавка» від ливників. В даній частині експерименту використовувалися відливки замка «блискавка» з двома закріпленими деталями-корпусами. На рис. 4.10 представлено відливки даного типу до початку обробки, а також відокремлені деталі по завершенню обробки в експериментальній установці.



Рис. 4.10. Відливки замка «блискавка» до початку обробки, а також відокремлені деталі по завершенню обробки в експериментальній установці

Таким чином, проводилася обробка трьох партій відливок при реалізації трьох режимів руху робочого масиву: водоспадного, змішаного та каскадного. У ході виконання технологічної операції відділення деталей від ливників робоча ємність завантажувалася на 50% від свого загального об'єму. Кількість завантажених відливок зберігалася постійною для реалізації кожного режиму руху та становила 320 штук.

Експеримент проводився наступним чином: партію відливок завантажували до робочої ємності та проводили технологічну операцію до відділення усіх деталей від ливників та повного видалення облою та заусенцій з відділених деталей. При цьому, контролювали кількість оброблених деталей наступним чином: при реалізації каскадного режиму руху машину зупиняли кожні 4 хв, при реалізації водоспадного режиму – кожні 0,25 хв, а при реалізації змішаного режиму – кожні 0,5 хв, завантажений робочий масив повністю вивантажувався з робочої ємності та проводився підрахунок кількості відділених деталей від ливників, після чого, оброблені (відокремлені) деталі, необроблені відливки та ливники знову засипали до ємності та продовжували технологічну операцію до наступної зупинки. Якщо виявлялося, що повний цикл обробки був досить тривалим, то інтервал між контрольними зупинками машини збільшували. Для зручності подальшого представлення отриманих результатів застосовували коефіцієнт  $\nu$ , який характеризував відношення кількості відділених деталей від ливників у порівнянні із загальною кількістю деталей, що оброблялися:

$$\nu = \frac{n_{\text{оброб}}}{n_{\text{завантаж}}}, \quad (4.67)$$

де  $n_{\text{оброб}}$  – кількість оброблених деталей (тих, що відділилися від ливників),  $n_{\text{завантаж}}$  – загальна кількість деталей, які були завантажені до робочої ємності

Кількість зупинок машини з подальшим підрахунком відділених деталей відбувалася до моменту відділення усіх деталей від ливників. В результаті чого фіксувався час завершення технологічної операції. Якість обробки деталей замка «блискавка» в експериментальній установці (тих деталей, що відділилися від ливника) перевірялася на ПрАТ «Молнія».

Результати експерименту представлені в таблиці 4.6. На основі апроксимації отриманих результатів, яка була виконана за допомогою програми MathCAD 14, побудовані графіки залежності (рис. 4.11) коефіцієнту  $\nu$ , що характеризує відношення кількості оброблених (відділених від ливників) деталей та необроблених деталей в робочому масиві, у відсотках від часу обробки для різних режимів руху робочого масиву.

Таблиця 4.6

| Відливки з двома закріпленими деталями-корпусами |  |          |             |
|--|--|----------|-------------|
| Час $t$ , хв                                     | $\nu$ при відповідних режимах руху робочого масиву |          |             |
|  | Каскадний  | Змішаний | Водоспадний |
| 0  | 0  | 0        | 0           |
| 0,25   | -----  | -----    | 0,05        |
| 0,5  | -----  | 0,02     | 0,37        |
| 0,75   | -----  | -----    | 0,58        |
| 1  | -----  | 0,04     | 0,87        |
| 1,25   | -----  | -----    | 0,98        |
| 1,5  | -----  | 0,1      | 1           |
| 1,75   | -----  | -----    | -----       |
| 2  | -----  | 0,15     | -----       |
| 2,5  | -----  | 0,31     | -----       |
| 3  | -----  | 0,62     | -----       |
| 3,5  | -----  | 0,89     | -----       |
| 4  | 0,04   | 0,95     | -----       |
| 4,5  | -----  | 0,97     | -----       |
| 5  | -----  | 1        | -----       |
| 5,5  | -----  | -----    | -----       |
| 8  | 0,09   | -----    | -----       |
| 12   | 0,37   | -----    | -----       |
| 16   | 0,70   | -----    | -----       |
| 20   | 0,95   | -----    | -----       |
| 24   | 0,98   | -----    | -----       |
| 28   | 1  | -----    | -----       |

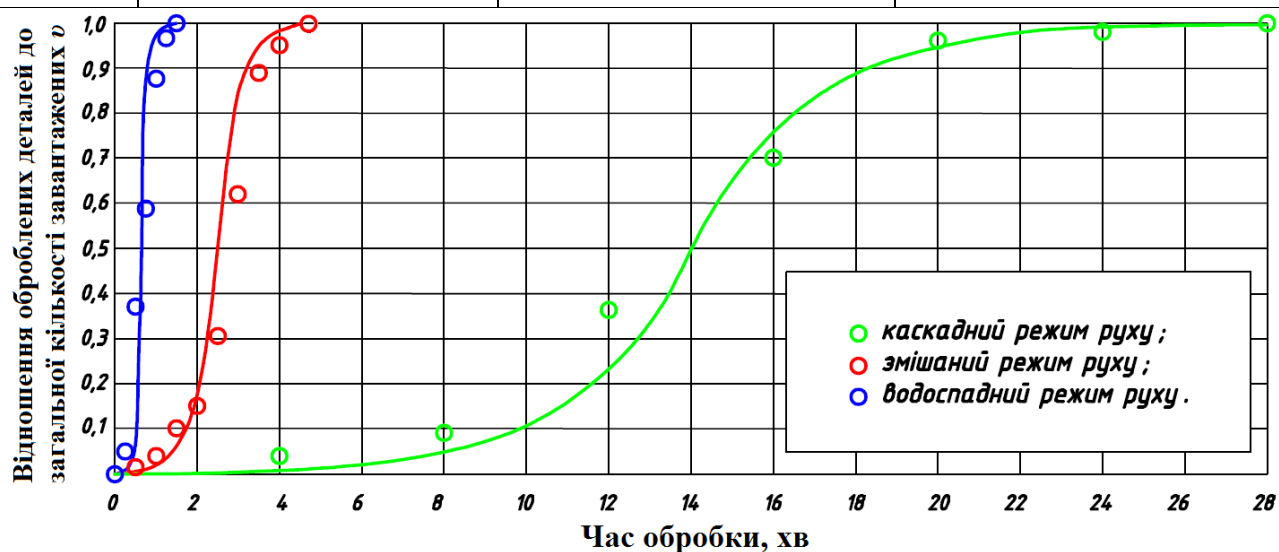


Рис. 4.11. Залежність коефіцієнту  $\nu$ , що характеризує відношення кількості оброблених до завантажених деталей в робочій ємності від часу обробки при реалізації різних режимів руху робочого масиву

Результати експериментальних досліджень підтверджують висновок попередніх аналітичних досліджень про перевагу та доцільність реалізації саме водоспадного режиму руху робочого масиву під час виконання технологічних операцій відділення деталей від ливників. На відділення деталей від ливників при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву витрачається майже в 19 разів менше часу ніж на відділення деталей від ливників при реалізації каскадного режиму руху та в 3,3 рази менше часу в порівнянні з обробкою деталей при змішаному режимі руху. Таким чином, змішаний, тим більш каскадний режим руху робочого масиву не придатні для реалізації процесів відділення металевих деталей «блискавка» від ливників з високою інтенсивністю.

Процес обробки деталей в об'ємі робочого масиву відбувається нерівномірно. На початку обробки спостерігається незначний приріст кількості оброблених деталей. Найбільша інтенсивність процесу реалізується, коли кількість оброблених деталей в робочому масиві становить 20% – 80%. Потім, після збільшення кількості оброблених деталей в робочому масиві більш ніж на 80%, знову спостерігається зниження інтенсивності обробки деталей.

Низька інтенсивність відділення деталей від ливників на початку технологічної операції пов'язана з тим, що вільний об'єм ємності в цей час є найменшим, а отже й відливки вдарятимуться по внутрішніх стінках ємності з меншою інтенсивністю. Низька інтенсивність відділення деталей від ливників в кінці технологічної операції відбувається за рахунок того, що змінюється співвідношення між обробленими деталями (відділеними від ливників) та необробленими деталями, зокрема, необроблених деталей, по відношенню до всього робочого масиву, стає дедалі менше. Відповідно, зі зменшенням кількості необроблених деталей, зменшується ймовірність їх зіткнення зі стінками ємності при кожному оберті ведучого валу машини. Переважну частину часу такі окремі необроблені деталі переміщуються в середині робочого масиву та не стикаються зі стінками ємності, а їх кінетичної енергії при зіткненні з іншими деталями чи ливниками просто недостатньо для відокремлення від ливників.

З допомогою програми MathCAD 14 для представлених кривих на рис. 4.11 було отримано відповідні рівняння функцій, що описують залежність зміни кількості оброблених деталей від часу виконання технологічної операції:

$$v = 0,185 \int_0^t e^{-0,37|t-14|} dt. \quad (4.68)$$

Рівняння (4.68) описує залежність зміни кількості оброблених деталей від часу виконання технологічної операції при реалізації каскадного режиму руху.

$$v = 5,12 \int_0^t e^{-10,24|t-0,5|} dt. \quad (4.69)$$

Рівняння (4.69) описує залежність зміни кількості оброблених деталей від часу виконання технологічної операції при реалізації водоспадного режиму руху.

$$v = 1,03 \int_0^t e^{-2,05|t-2,5|} dt, \quad (4.70)$$

Рівняння (4.70) описує залежність зміни кількості оброблених деталей від часу виконання технологічної операції при реалізації змішаного режиму руху.

де  $t$  – час виконання технологічної операції, хв;  $e$  – експонента;  $v$  – коефіцієнт, яких характеризує відношення кількості оброблених деталей до загальної кількості деталей, які були завантажені до робочої ємності.

Дані рівняння є неелементарною функцією Лапласа.

Таким чином, дослідження підтверджують, що зміна режиму руху робочого масиву в значній мірі впливає на інтенсивність виконання технологічних процесів відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників. Обробка металевих деталей замка «блискавка» в машині зі складним просторовим рухом робочої ємності, при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву, виконується в 20 разів швидше ніж на галтувальному обладнанні «Ortilon», яке використовується на підприємстві ПрАТ «Молнія». На відділених від ливників деталях відсутній облой та заусенції, гострі краї та нерівномірні виступи, які сформувалися в процесі лиття, заокруглені та згладжені, а також відсутні будь-які пластичні деформації елементів деталей, які б могли свідчити про брак деталей. Якість оброблених деталей замка «блискавка» в експериментальній установці підтверджена проведеною перевіркою, виконаною в межах виробничої апробації на ПрАТ

«Молнія». Оцінка якості оброблених деталей проведена на ПрАТ «Молнія» показала, що вони повністю відповідають технологічним вимогам підприємства.

#### **4.4.4. Експериментальне дослідження впливу об'єму заповнення робочої ємності на інтенсивність відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників**

З наукових літературних джерел [12, 54 – 56, 153] відомо, що, в цілому, для виконання галтувальних об'ємних процесів обробки слід заповнювати ємність робочим масивом приблизно на 50% від її загального об'єму. Однак, конкретні настанови щодо рівня заповнення ємностей, які виконують складний просторовий рух при виконанні технологічних процесів відділення металевих деталей від ливників відсутні.

Таким чином, було проведено другу частину експериментального дослідження, в якому при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву проводилося відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників при заповненні робочої ємності на 25% та 75%. У якості оброблюваних деталей використовувалися також відливки з двома закріпленими деталями-корпусами.

Методика проведення експерименту аналогічна до попередньої частини. Результати експерименту представлені в таблиці 4.7. На основі апроксимації отриманих результатів, яка була виконана за допомогою програми MathCAD 14, побудовані графіки залежності коефіцієнту  $\nu$ , що характеризує відношення кількості оброблених (відділених від ливників) деталей та загальної кількості завантажених деталей до робочої ємності у відсотках від часу обробки для різних ступенів заповнення ємності. Для кращого порівняння результатів експериментальних досліджень, отримані криві співставлені на одному графіку з кривими, які отримані в першій частині експериментального дослідження та представлені на рис. 4.12.

Відділення деталей від ливників при заповненні ємності на 25% відбулося майже миттєво, через 0,25 хв від ливників було відділено вже 65% деталей, а через 0,5 хв усі деталі були вже обробленими. При заповненні ємності на 75% технологічний процес тривав в 6 разів довше – 3 хв.



Таблиця 4.7

| Відливки з двома закріпленими деталями-корпусами |   |       |      |
|--|---|-------|------|
| Час $t$ , хв                                     | $\nu$ при відповідних ступенях заповнення ємності |       |      |
|  | 25%   | 50%   | 75%  |
| 0  | 0   | 0     | 0    |
| 0,25   | 0,65  | 0,05  | 0,01 |
| 0,5  | 1   | 0,37  | 0,05 |
| 0,75   | -----   | 0,58  | 0,1  |
| 1  | -----   | 0,87  | 0,18 |
| 1,25   | -----   | 0,96  | 0,29 |
| 1,5  | -----   | 1     | 0,6  |
| 1,75   | -----   | ----- | 0,76 |
| 2  | -----   | ----- | 0,92 |
| 2,5  | -----   | ----- | 0,98 |
| 3  | -----   | ----- | 1    |

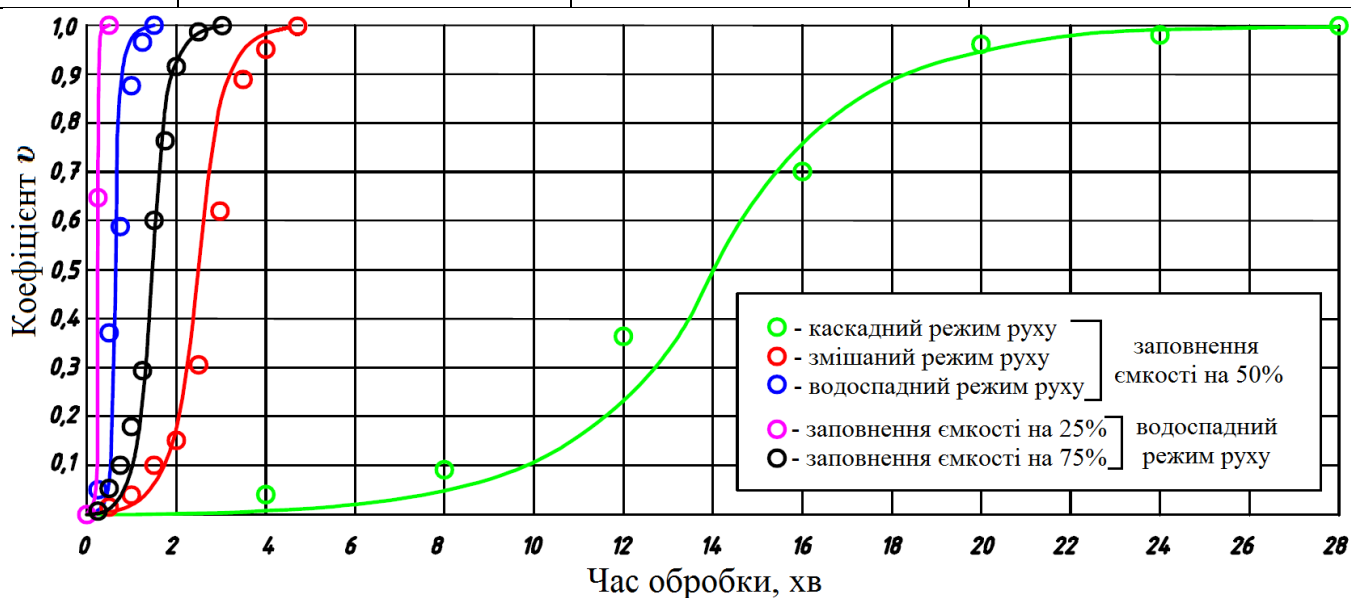


Рис. 4.12. Залежність коефіцієнту  $\nu$ , що характеризує відношення кількості оброблених та завантажених деталей до робочої ємності від часу обробки при реалізації різних режимів руху та відмінних ступенях заповнення ємності

Однак, щоб встановити раціональний рівень заповнення ємності необхідно визначити продуктивність виконання технологічної операція для відповідних рівнів заповнення ємності. При розрахунку продуктивності приймали до уваги не тільки фактичний час, що витрачається на відділення завантажених деталей від ливників, а й кількість відливок, які обробляються за один цикл та час, який витрачається на додаткові підготовчі та допоміжні операції.

Таким чином, продуктивність технологічної операції  $P_{X\%}$ , при відповідному відсотковому заповненні ємності  $X\%$ , визначається, як загальна кількість деталей  $n_{оброб}$  відділених від ливників, які були оброблені за одиницю часу  $t$  ( $t=1 год$ ):

$$P_{X\%} = \frac{n_{оброб}}{t}. \quad (4.71)$$

В свою чергу, загальна кількість деталей  $n_{оброб}$  відділених від ливників, які були оброблені за одиницю часу  $t$  ( $t=1 год$ ) можна визначити наступним чином:

$$n_{оброб} = z_{2загалX\%} \cdot k, \quad (4.72)$$

де  $z_{2загалX\%}$  – кількість відливок (відливки з двома закріпленими деталями) завантажених до ємності для одного циклу обробки, насипний об'єм яких становить  $X\%$  від загального об'єму ємності;  $k$  – кількість циклів обробки, які виконуються в галтувальній машині за одну годину:

$$k = \frac{60}{t_{X\%} + t_{доод}}, \quad (4.73)$$

де  $t_{X\%}$  – час обробки однієї партії деталей завантажених до робочої ємності, при відповідному відсотковому рівні її заповнення  $X\%$  (визначено в ході проведення експерименту), [хв];  $t_{доод}$  – час на виконання додаткових операцій), [хв].

Під додатковими операціями розуміється підготовчі операції, зокрема, завантаження робочого масиву до робочої ємності перед початком обробки, а також відвантаження відокремлених деталей та ливників з робочої ємності по завершенню обробки партії деталей тощо. Згідно «Технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників», який використовується та затверджений на ПрАТ «Молнія», на такі додаткові підготовчі операції витрачається час в діапазоні 4 – 8 хв. Умовно приймемо, що  $t_{доод}=5 хв$ , тоді вираз (4.73) матиме вигляд:

$$k = \frac{60}{t_{X\%} + 5}. \quad (4.74)$$

Таким чином, вираз (4.71) з урахуванням рівнянь (4.72) та (4.74), матиме вигляд:

$$P_{X\%} = \frac{z_{2загалX\%} \cdot 60}{t \cdot (t_{X\%} + 5)}. \quad (4.75)$$

Далі, за виразом (4.75) було розраховано продуктивність виконання технологічних операцій відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників при різних ступенях заповнення ємності робочим масивом. Результати розрахунків представлені в таблиці 4.8.

Таблиця 4.8

| Рівень заповнення ємності робочим масивом, % | Кількість деталей завантажених до ємності, шт | Час обробки, хв | Продуктивність обробки, шт/год |
|--|---|-----------------|--------------------------------|
| 25%  | 160   | 0,5 хв          | 1745 шт/год                    |
| 50%  | 320   | 1,5 хв          | 2954 шт/год                    |
| 75%  | 480   | 3 хв            | 3600 шт/год                    |

Проведені експериментальні дослідження підтверджують, що рівень заповнення робочої ємності також впливає на інтенсивність виконання технологічних процесів відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників. Зі зменшенням насипного об'єму робочого середовища завантаженого до ємності збільшується кінетична енергія відливок в момент їх зіткнення зі стінками ємності, в результаті технологічний процес реалізується значно швидше. Однак, якщо є значна за обсягом партія деталей, для обробки якої необхідно декілька десятків циклів роботи машини, то заповнювати ємність на 25% не актуально у зв'язку з тим, що продуктивність обробки усієї партії буде досить низькою. Значне зниження продуктивності при завантаженні ємності менш ніж на половину від її повного об'єму пов'язане зі збільшенням часу, який витрачається на додаткові підготовчі технологічні операції відвантаження та завантаження відливок, які відбуватимуться по завершенню кожного циклу обробки партії деталей.

Таким чином, для реалізації технологічних процесів відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників з високою продуктивністю слід заповнювати ємність в діапазоні 50% – 75% від її загального вільного об'єму.

В залежності від рівня заповнення ємності робочим масивом, тривалість обробки відливок з 2-ма закріпленими деталями-корпусами варіюватиметься в діапазоні 1,5 – 3 хв. На підприємстві ПрАТ «Молнія», згідно затвердженого «Технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від

ливників», мінімальний час обробки відливок відповідного типу становить 30 хв. Отже, виконання технологічної операції відділення металевих деталей від ливників з використанням обладнання, в якому робоча ємність виконує складний просторовий рух є значно ефективнішим ніж при використанні галтувальних машин з обертальною ємністю. Відповідно, продуктивність обробки вищезгаданих деталей, при використанні машин зі складним рухом робочої ємності, буде в 10 разів більшою за продуктивність обробки при використанні галтувальних машин з обертовими ємностями. Окрім того, оцінка якості усіх експериментально оброблених деталей проведена на ПрАТ «Молнія» показала, що вони повністю відповідають технологічним вимогам підприємства.

#### **4.4.5. Експериментальне дослідження впливу типу металевих відливок на інтенсивність відділення від них деталей замка «блискавка»**

При виготовленні металевого замка «блискавка» використовують до 10 типів різних деталей. Формоутворення усіх деталей відбувається шляхом лиття, після чого утворюються відливки, які потребують подальшої об'ємної обробки – відділення деталей від ливників. На ПрАТ «Молнія» реалізується лиття більш ніж 20 деталей замка «блискавка». Кожен тип відливок має різну геометричну форму, масу, площину поперечного перерізу у місці з'єднання деталі з ливником тощо. Переважна більшість цих факторів була врахована при аналітичному дослідженні часу, що необхідний для реалізації даної галтувальної технологічної операції. Зрозуміло, що для обробки кожного типу відливок необхідно різний час, який витрачається на виконання даної технологічної операції. На підприємстві ПрАТ «Молнія», згідно затвердженого «Технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників», мінімальний час обробки становить 20 хв для відливок з 8-ма закріпленими деталями-корпусами, максимальний – 120 хв для відливок з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами.

Таким чином, в третій частині експерименту [232] досліджували вплив типу металевих відливок на інтенсивність відділення від них деталей замка «блискавка». У ході проведення експерименту виконувалася обробка двох типів відливок: з 8-ма

закріпленими деталями-корпусами, а також 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами, оскільки саме на обробку цих відливок, на ПрАТ «Молнія» витрачається найменша та найбільша кількість часу відповідно. Фото цих відливок до початку обробки представлено на рис. 4.13. Обробка відливок відбувалася при вище встановлених раціональних умовах, а саме, при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву та при завантаженні ємності на 50%. Методика проведення експерименту аналогічна до попередніх частин. Результати експерименту представлені в таблиці 4.9. На основі апроксимації отриманих результатів, яка була виконана за допомогою програми MathCAD 14, побудовані графіки залежності коефіцієнту  $\nu$ , що характеризує відношення кількості оброблених (відділених від ливників) деталей та завантажених деталей до робочої ємності у відсотках від часу обробки для різних типів відливок. Отримані результати також були співставлені з результатами по обробці відливок з 2-ма закріпленими деталями-корпусами та представлені на рис. 4.14.

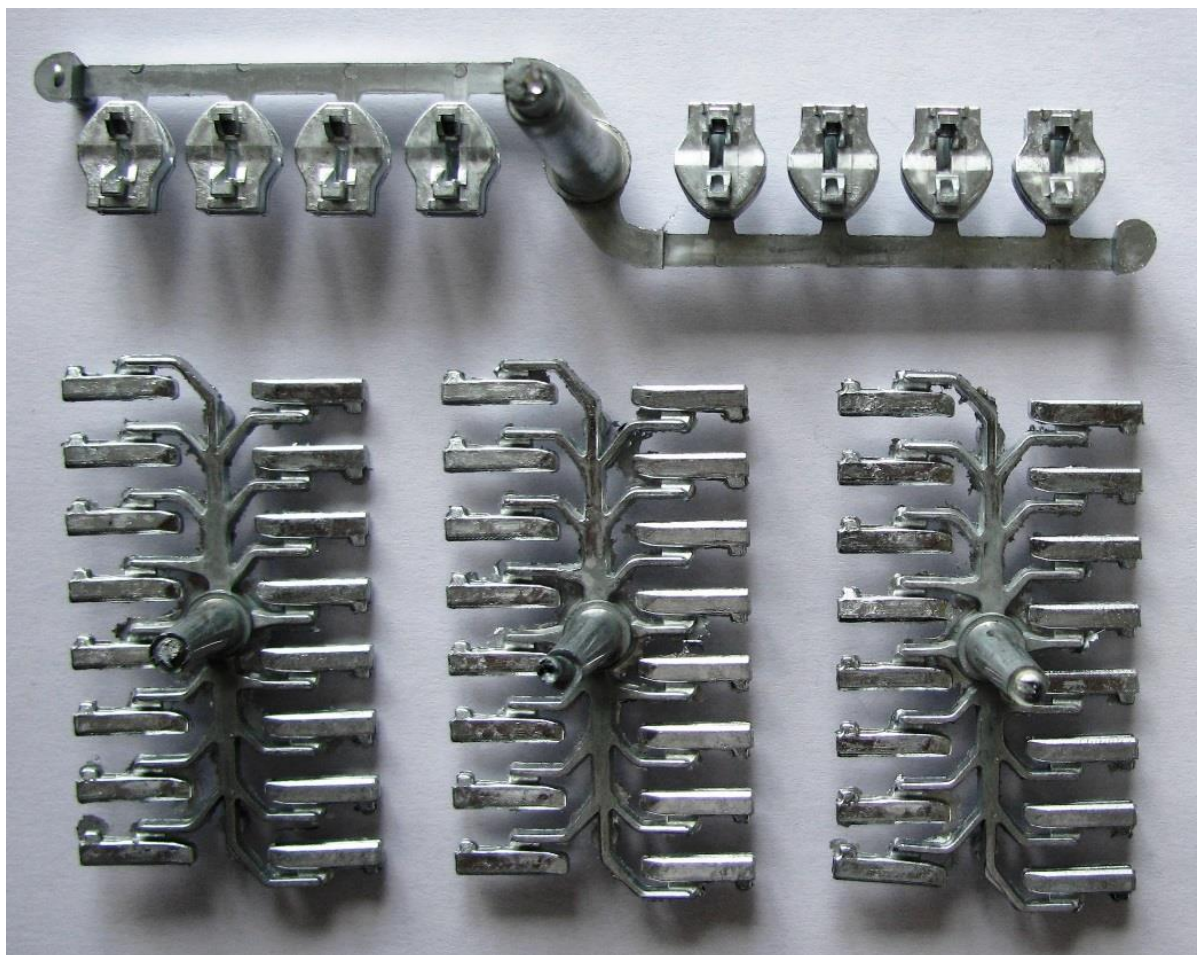


Рис. 4.13. Фото відливок до початку обробки

Таблиця 4.9

| Час<br>$t$ , хв | Коефіцієнт $\nu$   |   |  |
|-----------------|--|---|--|
|                 | Відливка з 16-ма<br>закріпленими<br>детальми-фіксаторами | Відливка з 2-ма<br>закріпленими<br>детальми-корпусами | Відливка з 8-ма<br>закріпленими детальми-<br>корпусами |
| 0               | 0  | 0   | 0  |
| 0,25            | -----  | 0,05  | 0,71   |
| 0,5             | -----  | 0,37  | 0,91   |
| 0,75            | -----  | 0,58  | 1  |
| 1               | 0,01   | 0,87  | -----  |
| 1,25            | -----  | 0,96  | -----  |
| 1,5             | -----  | 1   | -----  |
| 2               | 0,1  | -----   | -----  |
| 3               | 0,25   | -----   | -----  |
| 4               | -----  | -----   | -----  |
| 5               | 0,69   | -----   | -----  |
| 6               | 0,77   | -----   | -----  |
| 7               | 0,89   | -----   | -----  |
| 8               | 0,92   | -----   | -----  |
| 9               | 0,97   | -----   | -----  |
| 10              | 1  | -----   | -----  |

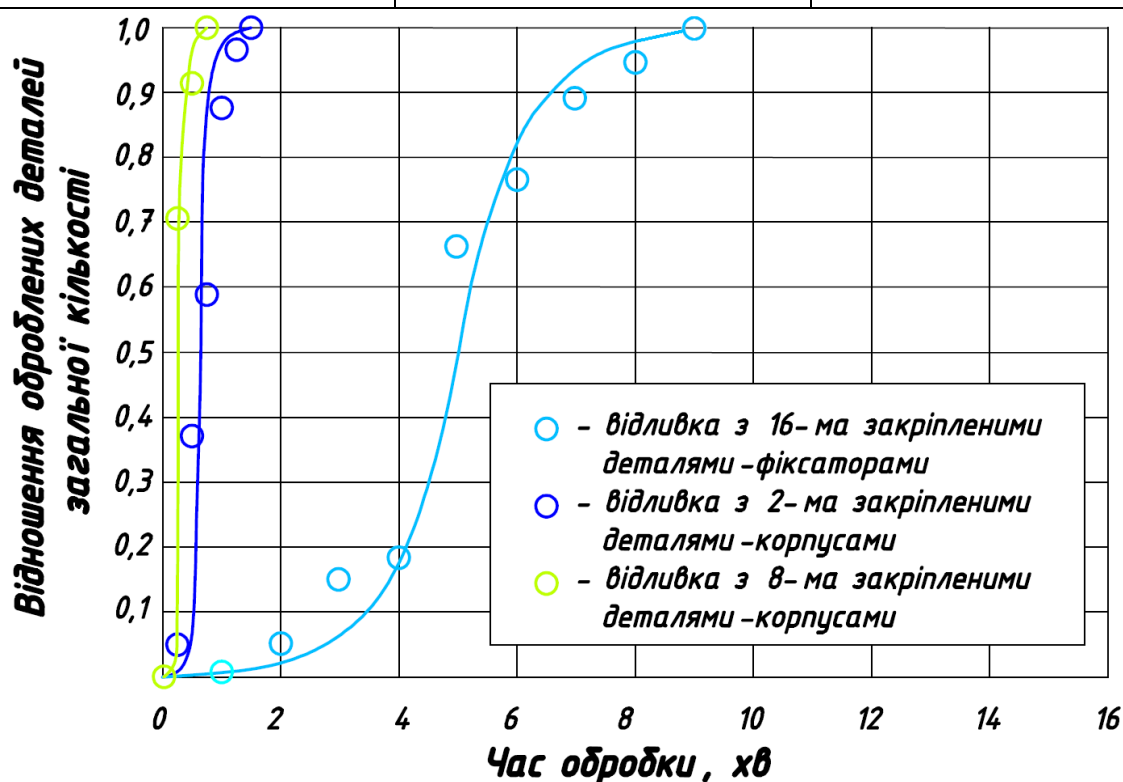


Рис. 4.14. Залежність коефіцієнту  $\nu$ , що характеризує відношення кількості оброблених (відділених від ливників) деталей та завантажених деталей до робочої ємності від часу обробки для різних типів відливок

За результатами експерименту найменше часу було витрачено на обробку відливок з 8-ма закріпленими деталями-корпусами. Така обробка відбулася майже миттєво, вже через 0,75 хв усі деталі були відокремлені від ливників. Оцінка їх якості була проведена на ПрАТ «Молнія» та показала, що вони повністю відповідають технологічним вимогам підприємства. Трохи повільніше відбулася обробка відливок з 2-ма закріпленими деталями-корпусами. На відокремлення усіх деталей від ливників знадобилося 1,5 хв технологічного часу.

Обробка відливок з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами відбувалася найдовше. Лише через 10 хв від початку обробки усі деталі були відділені від ливників. Однак, незважаючи на це, завершеним процес обробки вважати не можна було. Відокремлені деталі не були придатними для використання у подальших етапах технологічного процесу виготовлення замка «блискавка». На переважній більшості відокремлених деталей були наявними залишки облою та значні за розміром заусенції (рис. 4.15). Таким чином, усі відокремлені деталі потребували продовження виконання галтувальної операції до їх повного очищення від залишків облою та заусенцій.

Таким чином, було продовжено виконання технологічної операції. Відокремлені фіксатори разом з ливниками продовжували піддавати об'ємній галтувальній обробці. На повне очищення деталей від облою та заусенцій знадобилося ще 10 хвилин технологічного часу. На рис 4.16 представлено порівняльне фото відокремлених від ливників деталей-фіксаторів із залишками облою, заусенціями, а також з видаленим облоєм та заусенціями.

Таким чином, в цілому на виконання повної галтувальної технологічної операції по обробці відливок з 16-ма закріпленими деталями-фіксаторами у машині, робоча ємність якої виконує складний просторовий рух, необхідно на 10 хвилин більше технологічного часу (разом приблизно 20 хв).



Рис. 4.15. Відокремлені від ливників деталі-фіксатори із залишками облою та заусенціями



Рис. 4.16. Порівняльне фото відокремлених від ливників деталей-фіксаторів із залишками облою, заусенціями, а також з видаленим облоєм та заусенціями



Враховуючи вищесказане, рівняння (4.66) для розрахунку мінімально необхідного часу для реалізації гальувальної технологічної операції відділення металевих деталей від ливників, слід доповнити коефіцієнтом  $\zeta$ , що буде враховувати додаткові витрати часу на повне очищення деталей від облою та заусенцій. З урахуванням коефіцієнтом  $\zeta$  рівняння (4.66) буде мати вигляд:

$$t_{x.min} = \frac{1,6 \cdot S_{\text{ПП.х.загал}} \cdot g \cdot z_{x.загал} \cdot S_x}{m_x \cdot l_{\text{ц}} (200 - V_{\text{Поч.роб.}} - V_{\text{Кін.роб.}}) \cdot \left( \frac{\delta \cdot l_{\text{ц}} \cdot \pi^2 \cdot n_{\text{вед.с}}^2}{900} + g - g \cos 2\alpha - \mu f g \cos \alpha \right) \cdot \pi \cdot R^2 \cdot n_{\text{вед.с}}} + \frac{2}{n_{\text{вед.с}}} + \xi, [\text{хв}], \quad (4.76)$$

Також встановлювали розбіжність між аналітично розрахованим часом виконання даної технологічної операції за отриманим виразом (4.76) та експериментально визначеним. У таблиці 4.10 представлено порівняльні дані часу виконання технологічної операції відділення металевих деталей замка блискавка від ливників.

Таблиця 4.10

| Особливості технологічної операції |                    |               | Час виконання технологічної операції, хв |                               | Розбіжність, % |
|------------------------------------|--------------------|---------------|--|-------------------------------|----------------|
| Режим руху                         | Заповнення ємності | Тип відливки  | Аналітично розрахований                  | Експериментально встановлений |                |
| Водоспадний                        | 50%                | 2 корпуси     | 1,3                                      | 1,25                          | 4%             |
| Змішаний                           | 50%                | 2 корпуси     | 4,3                                      | 4,5                           | 4,4%           |
| Каскадний                          | 50%                | 2 корпуси     | 27,1                                     | 28                            | 3,2%           |
| Водоспадний                        | 25%                | 2 корпуси     | 0,5                                      | 0,5                           | 0%             |
| Водоспадний                        | 75%                | 2 корпуси     | 2,9                                      | 3                             | 3,3%           |
| Водоспадний                        | 50%                | 8 корпусів    | 0,68                                     | 0,75                          | 9,3%           |
| Водоспадний                        | 50%                | 16 фіксаторів | 7,9                                      | 9                             | 12%            |

Середньоарифметичне значення розбіжності для усіх типів досліджень склало 5,2%, що є в допустимих межах. Таким чином, аналітичні дослідження та отримане в результаті них рівняння (4.76) були підтверджені експериментально.

### **Висновки до 4-го розділу**

1. Вперше виконані аналітичні та експериментальні дослідження відділення металевих деталей від ливників (на прикладі металевих деталей замка «блискавка») у галтувальній машині, робоча ємність якої виконує складний просторовий рух.

2. Експериментально досліджено вплив зміни механічної енергії металевих деталей на інтенсивність відділення їх від ливників на основі реалізації їх ударної взаємодії з опорною поверхнею.

3. Встановлено взаємозв'язок між кінетичною енергією, необхідною для відділення деталей від ливників, в момент зіткнення з твердою поверхнею та загальною площею поперечного перерізу відливки.

4. Отримані математичні залежності для розрахунку кутової швидкості ведучого валу машини зі складним рухом робочої ємності для реалізації технологічного процесу відділення металевих деталей від ливників з високою інтенсивністю.

5. Встановлено взаємозв'язок між масою та геометричною формою відливок, кількістю зіткнень відливок з твердою поверхнею, конструктивними особливостями галтувальної машини зі складним рухом робочої ємності, значенням кутової швидкості ведучого валу машини, рівнем заповнення робочої ємності робочим масивом та часом, який витрачається на реалізацію відділення металевих деталей від ливників.

6. Аналітичним шляхом отримані математичні залежності для розрахунку мінімального часу, який необхідний для виконання технологічної операції відділення металевих деталей від ливників у ємності, яка виконує складний просторовий рух.

7. Експериментально досліджено вплив режимів руху робочого масиву на інтенсивність відділення металевих деталей від ливників. Встановлено, що найінтенсивніше відділення деталей від ливників відбувається при реалізації водоспадного режиму руху робочого масиву.

8. Виконані експериментальні дослідження впливу об'єму заповнення ємності робочим масивом на інтенсивність та продуктивність при виконанні даної

технологічної операції. Експериментально встановлено раціональний рівень заповнення робочої ємності, який має бути в діапазоні 50% – 75% від її загального вільного об'єму.

9. Експериментально досліджено вплив форми та геометричних параметрів металевих відливок замка «блискавка» на інтенсивність відділення деталей від ливників у ємності, яка виконує складний просторовий рух. Встановлено, що розгалужена складна форма відливок потребує значно більшого часу обробки.

10. Встановлено, що для виконання технологічних операцій відділення металевих деталей від ливників, обладнання, в якому робоча ємність виконує складний просторовий рух, є значно ефективнішим за обладнання з обертовими барабанами. Продуктивність при обробці металевих деталей з використанням машин зі складним рухом робочої ємності, може бути в 10 разів більшою за продуктивність при обробці деталей з використанням галтувальних машин з обертовими барабанами.

## РОЗДІЛ 5

### ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### **5.1. Розробка конструкцій машин зі складним рухом робочих ємностей для реалізації високопродуктивних галтувальних операцій відділення металевих деталей від ливників**

Для скорочення часу під час виконання галтувальних технологічних операцій відділення металевих деталей від ливників, а також для підвищення продуктивності даної технологічної операції були розроблені конструкція галтувальної машини з вібраційним ситом [233] (патент на корисну модель №135994 (додаток №1)) та конструкція галтувальної машини з двома робочими ємностями [234], які кінематично не пов'язані між собою.

##### **5.1.1. Розробка конструкції галтувальної машини з вібраційним ситом**

Було розроблено конструкцію галтувальної машини з вібраційним ситом [233], креслення якої представлено на рис 5.1 та рис 5.2, що дозволяє забезпечити зручне та безперешкодне вивантаження оброблених деталей без застосування ручної праці, досягнути сепарації деталей від ливників та значного збільшення продуктивності виконання технологічної операції.

Дана машина містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, вал 3 якого, за допомогою фланцевої муфти 4, жорстко з'єднаний зі швидкохідним валом 5 редуктора 6. Тихохідний вал 7 редуктора 6 за допомогою муфти вільного ходу 8 з'єднаний з ведучим валом 9, який встановлений в підшипниковій опорі 10. Ведений вал 11 кінематично з'єднаний з коромислом 12, що встановлене в підшипниковій опорі 13 з можливістю коливального руху у вертикальній площині. Ведучий 9 та ведений 11 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з вилками 14 та 15 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 16 і 17 являються вісями кріплення робочої ємності 18. Ведучий шків 19 пасової передачі за допомогою муфти вільного ходу 20 з'єднаний зі швидкохідним валом 5 редуктора 6. Ведений шків 21 пасової передачі жорстко закріплений на ексцентриковому валу 22, що встановлений в

підшипникових опорах 23 та 24. На ексцентриковому валу жорстко закріплені два махові колеса 25 та 26, а також два ексцентрики 27 та 28, які кінематично з'єднані з ситом 29, що опирається на пружинну основу 30. В пружинній основі 30 встановлено лоток 31 для збору оброблених деталей. Сито 29 та лоток 31 розташовані під кутом до горизонтальної площини  $\alpha$ , який слід приймати в межах  $10^\circ - 20^\circ$ .

Розроблена конструкція машина може працювати в двох режимах: А та Б.

У режимі А, при увімкненні електродвигуна 2, що розташований у станині 1, вал 3 обертається проти годинникової стрілки. Крутний момент від валу 3 через фланцеву муфту 4 передається на швидкохідний вал 5. Муфта вільного ходу 20, при обертанні валу 3 проти годинникової стрілки не спрацьовує та не передає крутний момент на ведучий шків 19 пасової передачі – він нерухомий. Крутний момент від швидкохідного валу 5 передається на тихохідний вал 7 який обертається вже за годинниковою стрілкою. При обертанні за годинниковою стрілкою тихохідного валу 7 спрацьовує муфта вільного ходу 8, яка передає крутний момент на ведучий вал 9, який встановлений в підшипниковій опорі 10, та на вилку 14. Обертальний рух від вилки 14 передається на робочу ємність 18, вилку 15, ведений вал 11. Обертання веденого валу 11 призводить до коливального руху коромисла 12, яке встановлено в підшипниковій опорі 13. Робоча ємність 18 отримує складний просторовий рух. Таким чином, виконується основний етап процесу обробки деталей – відділення деталей від ливників.

По завершенню основного етапу процесу обробки деталей машина зупиняється вимкненням електродвигуна 2 в такому положенні, щоб вміст робочої ємності 18 міг бути вільно висипаний на поверхню сита 29. Після того, як весь вміст робочої ємності 18 (оброблені деталі та відокремлені ливники) висипаний на поверхню сита 29, машина вмикається в режим роботи Б.

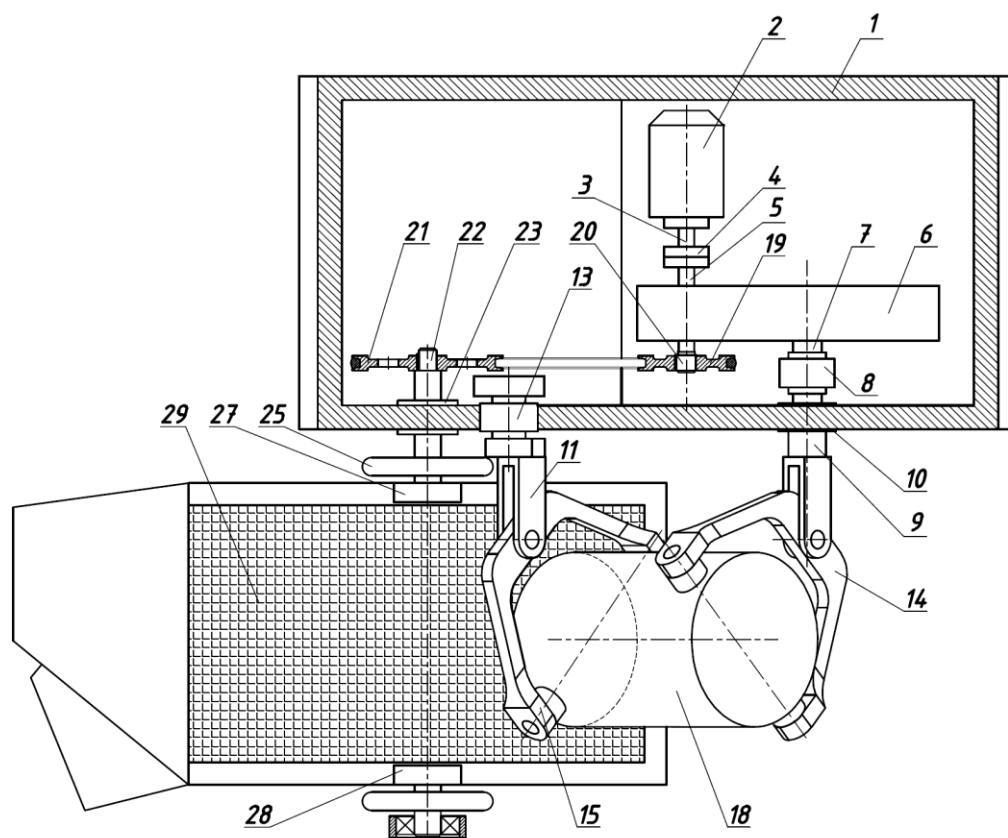


Рис. 5.1. Розроблена галтувальна машина з вібраційним ситом – вид зверху

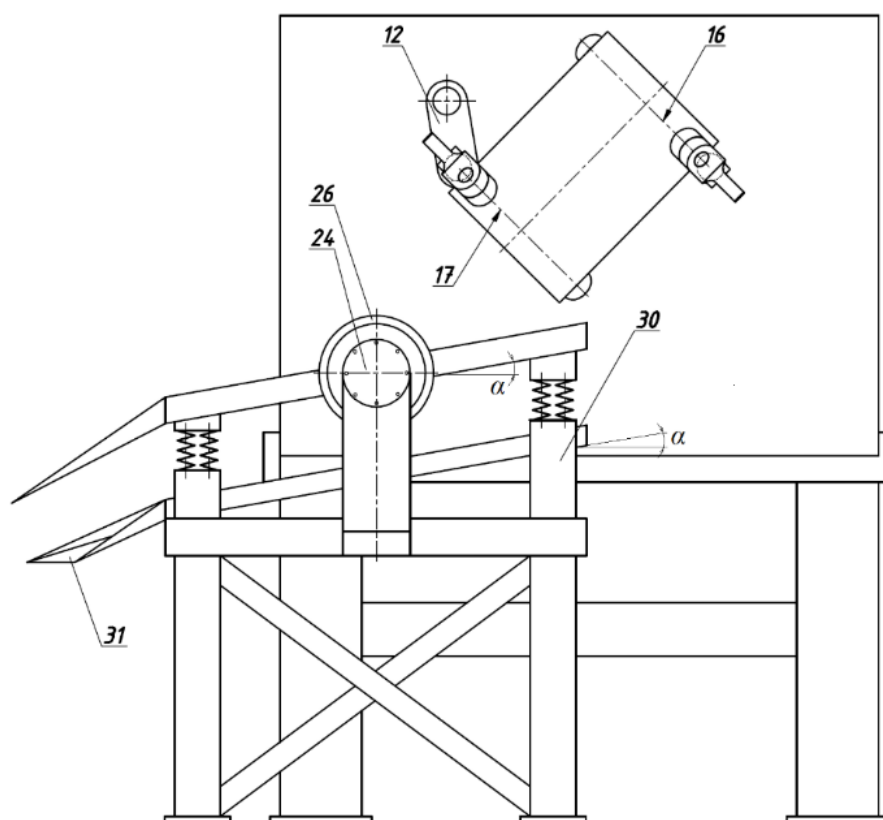


Рис. 5.2. Розроблена галтувальна машина з вібраційним ситом – вид спереду

У режимі Б, при увімкненні електродвигуна 2, що розташований у станині 1, вал 3 обертається за годинниковою стрілкою. Крутний момент від валу 3 через фланцеву муфту 4 передається на швидкохідний вал 5 та тихохідний вал 7 редуктора 6. Муфта вільного ходу 8, при обертанні валу 3 за годинниковою стрілкою не спрацьовує та не передає крутний момент на ведучий вал 9 – він нерухомий. Муфта вільного ходу 20, при обертанні швидкохідного валу 5 за годинниковою стрілкою спрацьовує та передає крутний момент на ведучий шків 19 пасової передачі. Крутний момент від ведучого шківа 19 передається на ведений шків 21 пасової передачі. Разом зі шківом 21 обертається ексцентриковий вал 22, який встановлений в підшипникових опорах 23 та 24, махові колеса 25 та 26, а також ексцентрики 27 та 28. Обертання ексцентриків 27 та 28 призводить до вібрації сита 29, яке буде циклічно змінювати напрямок переміщення у вертикальній та горизонтальній площинах. Вібрація сита 29 буде призводить до сепарації оброблених деталей від абразивного середовища: оброблені деталі, розміри яких більші ніж отвори на ситі, будуть по похилій поверхні сита проковзувати та падати у підставлену ємність, абразивне середовище, одиничні компоненти якого значно менші за розміри оброблених деталей, крізь отвори у поверхні сита 29 будуть потрапляти в лоток 31, звідти скочуватися в іншу ємність. Для вільного проковзування оброблених деталей по поверхні сита 29, а також абразивних компонентів по поверхні лотка 31, слід забезпечити нахил їх поверхонь до горизонтальної площини в межах  $10^{\circ}$  –  $20^{\circ}$ .

Таким чином, використання розробленої конструкції галтувальної машини дозволить значно скоротити час, що витрачається на виконання галтувальної технологічної операції відділення металевих деталей від ливників, зокрема, у зв'язку з повним виключенням необхідності використання ручної праці на перевантаження відділених деталей разом із ливниками до окремої машини-вібросита. Оскільки розроблена машина для обробки деталей в одній конструкції поєднує галтувальну ємність та вібраційне сито, то вивантаження деталей на вібросито, по завершенню відділення деталей від ливників, буде займати орієнтовно 2 хв технологічного часу – це більш ніж в 20 разів швидше за час, який витрачається на перевантаження

відділених деталей з ливниками, із використанням ручної праці, на ПрАТ «Молнія» при виготовленні металевих деталей замка «блискавка».

Далі, аналітичним шляхом було виконано техніко-економічне обґрунтування використання розробленої конструкції галтувальної машини з вібраційним ситом для реалізації технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників [235], на основі якого було проведено порівняльний розрахунок очікуваного річного економічного ефекту від впровадження розробленої конструкції галтувальної машини з вібраційним ситом та «базового» технологічного процесу відділення металевих деталей замка блискавка від ливників із застосуванням обертового барабану К-36 «Optilon» на ПрАТ «Молнія» (додаток №2).

Очікуваний річний економічний ефект від впровадження розробленої конструкції галтувальної машини складе 25'688,7 грн на одну одиницю обладнання.

### **5.1.2. Розробка конструкції галтувальної машини з двома робочими ємностями, які кінематично не пов'язані між собою**

Було розроблено конструкцію галтувальної машини з двома робочими ємностями, оснащену спеціальною конструкцією приводу, що дозволяє реалізувати попередньо отриманий [100, 229] закон зміни кутової швидкості на обох ведучих валах машини. Розроблена конструкція машини представлена на рис. 5.3.

Розроблена машина містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, вал 3 якого за допомогою глухої муфти 4 жорстко з'єднаний з швидкохідним валом 5 двохпоточного циліндричного редуктора 6. Перший тихохідний вал 7 двохпоточного циліндричного редуктора 6 одним кінцем, за допомогою глухої муфти 8, жорстко з'єднаний з першою карданною передачею, що включає ведучу вилку 9, хрестовину 10, яка кінематично з'єднана з ведучою 9 та веденою 11 вилками першої карданної передачі. Іншим кінцем перший тихохідний вал 7 двохпоточного циліндричного редуктора 6, за допомогою першої зчпної муфти 12, з'єднаний з другим проміжним валом 13, який встановлений у підшипниковій опорі 14 та виконаний заодно з третьою карданною передачею, що включає ведучу вилку 15, хрестовину 16, яка кінематично з'єднана з ведучою 15 та веденою 17 вилками



третьої карданної передачі. Другий тихохідний вал 18 двохпоточного циліндричного редуктора 6 одним кінцем, за допомогою глухої муфти 19, жорстко з'єднаний з першим проміжним валом 20, що встановлений у підшипниковій опорі 21 та виконаний заодно з другою карданною передачею, що включає ведучу вилку 22, хрестовину 23, яка кінематично з'єднана з ведучою 22 та веденою 24 вилками другої карданної передачі. Іншим кінцем другий тихохідний вал 18 двохпоточного циліндричного редуктора 6, за допомогою другої зчіпної муфти 25, з'єднаний з четвертою карданною передачею, котра включає ведучу вилку 26, хрестовину 27, яка кінематично з'єднана з ведучою 26 та веденою 28 вилками четвертої карданної передачі. Ведена вилка 11 закріплена на першому ведучому валу 29, а ведена вилка 24 закріплена на другому ведучому валу 30. Ведучі вали 29 та 30 встановлені в підшипникових опорах 31 та 32 відповідно, а також з'єднані з подвійним просторовим шарніром, виконаним у вигляді двох вилок 33 та 34, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 35 та 36 є осями кріплення першої ємності 37. У свою чергу, ведена вилка 17 закріплена на третьому ведучому валу 38, а ведена вилка 28 закріплена на четвертому ведучому валу 39. Ведучі вали 38 та 39 встановлені в підшипникових опорах 40 та 41 відповідно, а також з'єднані з подвійним просторовим шарніром, виконаним у вигляді двох вилок 42 та 43, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі 44 та 46 є осями кріплення ємності 45.

Використання двохпоточного циліндричного редуктора дає можливість передавати крутний момент одночасно на чотири ведучі вали та забезпечує однаковий розподіл потужності електродвигуна та крутного моменту між двома його тихохідними валами. Застосування двох зчіпних муфт дає можливість, за необхідності, як вмикати в роботу, так і вимикати другу робочу ємність, роз'єднуючи зв'язок між тихохідними валами двохпоточного циліндричного редуктора та другим проміжним валом й четвертою карданною передачею. Оснащення приводу машини чотирма карданними передачами дозволяє усі рухомі ланки машини практично однаково динамічно навантажити, зменшити ймовірність виникнення їх деформацій та знизити концентрації нерівномірних навантажень в окремих місцях, що забезпечить підвищення довговічності роботи машини.

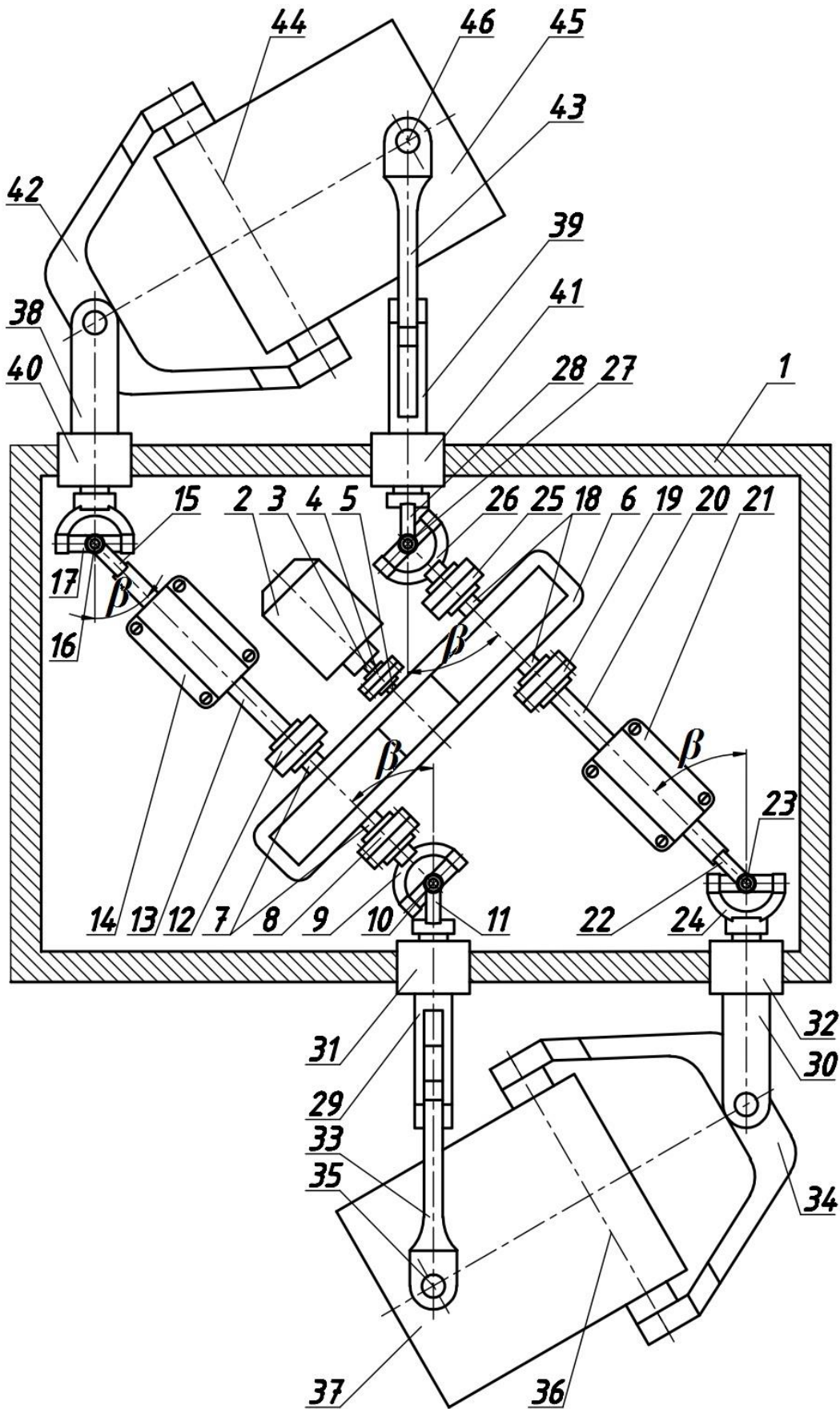


Рис. 5.3. Розроблена конструкція гальтувальної машини з двома робочими ємностями, які кінематично не пов'язані між собою – вид зверху

Машина для обробки деталей може працювати в двох режимах: А та Б.

У режимі А зчіпні муфти 12 та 25 зчеплені, експлуатуються обидві робочі ємності – перша 37 та друга 46. При увімкненні електродвигуна 2, розташованого в станині 1, постійний обертальний рух від його валу 3 через глуху муфту 4 передається на швидкохідний вал 5 двохпоточного циліндричного редуктора 6. За допомогою двохпоточного циліндричного редуктора 6, постійний обертальний рух від швидкохідного валу 5 розподіляється між його двома тихохідними валами 7 та 18. Постійний обертальний рух від першого тихохідного валу 7 двохпоточного циліндричного редуктора 6 через глуху муфту 8 передається на ведучу вилку 9 першої карданної передачі, а через зчіпну муфту 12 та другий проміжний вал 13 – на ведучу вилку 15 третьої карданної передачі. Постійний обертальний рух від другого тихохідного валу 18 двохпоточного циліндричного редуктора 6 через глуху муфту 19 передається на перший проміжний вал 20 та ведучу вилку 22 другої карданної передачі, а через зчіпну муфту 25 – на ведучу вилку 26 четвертої карданної передачі. Далі, постійний обертальний рух ведучих вилок 9, 15, 22 та 26 за допомогою чотирьох карданних передач перетворюється в рівнозмінний зміщений на півперіоду між собою обертальний рух ведених вилок 11, 17, 24 та 28. Таким чином, рівнозмінний зміщений на півперіоду між собою обертальний рух ведених вилок 11, 17, 24 та 28, які жорстко з'єднані з ведучими валами 29, 30, 38 та 38, відповідно, що також встановлені у підшипникових опорах 31, 32, 40 та 41, відповідно, передається на вилки 33, 34, 42 та 43 двох подвійних просторових шарнірів, відповідно. В свою чергу, вилки 33 та 35 через осі 35 та 36 обертають першу робочу ємність 37, а вилки 42 та 43 через осі 44 та 45 обертають другу робочу ємність 46, надаючи їм складного просторового переміщення у трьох взаємноперпендикулярних площинах з одночасним обертанням навколо власних повздовжніх осей.

У режимі Б зчіпні муфти 12 та 25 роз'єднані, крутний момент від приводу машини не передається до другої робочої ємності 46, третя та четверта шарнірні передачі, другий проміжний вал 13, ведучі вали 38 та 39, а також вилки 42 та 43 залишаються нерухомими. Таким чином, функціонує лише частина машини,

зокрема, перша робоча ємність 37. Крутний момент від приводу машини до першої робочої ємності 37 передається аналогічно, як і при роботі машини у режимі А.

Для того, щоб відтворити необхідний закон зміни кутової швидкості на ведучому валу машини необхідно встановити значення кута  $\beta$ , що буде утворюватися між осями усіх карданних передач (між осями тихохідних валів двохпоточного циліндричного редуктора та осями ведучих валів приводу). Опиралися на рівняння (5.1) та (5.2), які описують в цілому роботу шарніру Гука та отримані у роботах [10, 107, 109, 229]:

$$\frac{\omega_{\text{веден.мак}}}{\omega_{\text{ведуч}}} = \frac{1}{\cos \beta}; \quad (5.1)$$

$$\frac{\omega_{\text{веден.мін}}}{\omega_{\text{ведуч}}} = \cos \beta, \quad (5.2)$$

де  $\omega_{\text{ведуч}}$  – постійна кутова швидкість ведучої вилки кожної з карданних передач;  $\omega_{\text{веден.мак}}$ ,  $\omega_{\text{веден.мін}}$  – максимальне та мінімальне значення закону зміни кутової швидкості ведених вилок кожної з карданних передач. Оскільки кожна ведена вилка карданної передачі виконана заодно з кожним ведучим валом машини, то:

$$\omega_{\text{веден.мак}} = \omega_{\text{ведуч.в.мак}}; \quad (5.3)$$

$$\omega_{\text{веден.мін}} = \omega_{\text{ведуч.в.мін}}. \quad (5.4)$$

З рівнянь (5.1) та (5.2) виразили значення  $\omega_{\text{ведуч}}$  та об'єднали їх в одне рівняння, при цьому, враховували рівності (5.3) та (5.4):

$$\omega_{\text{ведуч.в.мак}} \cdot \cos \beta = \omega_{\text{ведуч}} = \frac{\omega_{\text{ведуч.в.мін}}}{\cos \beta}. \quad (5.5)$$

Приведемо рівняння (5.5) до наступного вигляду:

$$\cos^2 \beta = \frac{\omega_{\text{ведуч.в.мін}}}{\omega_{\text{ведуч.в.мак}}}. \quad (5.6)$$

Із рівняння (5.6) виражали максимальне та мінімальне значення закону зміни кутової швидкості ведучих валів машини через їх середнє значення та після відповідних арифметичних скорочень отримали вираз:

$$\cos^2 \beta = 0,5. \quad (5.7)$$

Для лівої частини рівняння застосовували формулу для пониження ступеня тригонометричної функції, в результаті, отримали вираз:

$$\cos 2\beta = 0. \quad (5.8)$$

З рівняння (5.8) виражали значення кута  $\beta$ :

$$\beta = 0,5 \cdot \arccos 0 = 45^\circ. \quad (5.9)$$

Таким чином, було встановлено [100, 229] значення кута  $\beta$  між осями валів карданної передачі, яке буде забезпечувати реалізацію попередньо отриманого закону кутової швидкості на ведучому валу машини, повинно становити  $45^\circ$ .

У зв'язку з тим, що ведучі вали 29, 30, 38 та 38 виконують рівнозмісний зміщений на півперіоду між собою обертальний рух, інтенсивність переміщення робочого масиву між протилежними торцями ємностей 37 та 46 в обох напрямках буде однаковою. Максимальні екстремальні значення законів зміни кутових швидкостей на ведених вилках 11, 17, 24 та 28 карданних передач, мають відповідати таким положенням вилок 33, 34, 42 та 43, при яких їх осі 35, 36, 44 та 45, відповідно, будуть розташовані паралельно до вертикальної площини, а мінімальні екстремальні значення законів зміни кутових швидкостей на ведених вилках 11, 17, 24 та 28 карданних передач, мають відповідати таким положенням вилок 33, 34, 42 та 43, при яких їх осі 35, 36, 44 та 45, відповідно, будуть розташовані паралельно до горизонтальної площини.

Використання запропонованої конструкції машини для обробки деталей дозволяє: розширити сферу використання машини для обробки деталей; значно підвищити продуктивність обробки деталей за рахунок того, що виникає можливість на одній машині одночасно виконувати дві різні технологічні операції або одночасно обробляти дві партії різних деталей; збільшити довговічність машини за рахунок зниження концентрації нерівномірних навантажень в опорах валів, кінематичних парах та рухомих ланках машини, зменшити ймовірність виникнення деформацій ланок; забезпечити всі необхідні умови для реалізації якісних галтувальних технологічних операцій чи змішування сипких дрібнодисперсних речовин, досягнути однакової інтенсивності переміщення сипкого робочого середовища в середині обох робочих ємностей між її протилежними торцями.

## **5.2. Розробка технологічного способу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників із застосуванням галтувального обладнання зі складним рухом робочих ємностей**

Було розроблено спосіб [230] відділення від ливників металевих деталей замка «блискавка» (патент на корисну модель №137568 (додаток №3)), розміщених в ємності, шляхом їх взаємодії з робочим масивом в процесі його переміщення. При реалізації даного технологічного процесу робочу ємність необхідно заповнювати деталями в межах 60 – 80% від загального об'єму, процес переміщення робочого масиву здійснюють в трьох взаємно перпендикулярних площинах з одночасним обертанням робочої ємності навколо власної вісі, утворюючи водоспадний режим руху робочого масиву, після цього здійснюють відокремлення деталей від ливників, з подальшою їх сепарацією та промиванням у мильному розчині.

Основний етап об'ємної обробки металевих деталей слід проводити при забезпеченні водоспадного режиму руху робочого середовища. Таким чином значно підвищується кінетична енергія при переміщенні деталей, з'єднаних з відливкою. Так реалізується явище «удару» при зіткненні відливок зі стінками робочої ємності та одна з одною, що сприяє швидкому відділенню деталей від ливників.

Сумарний час об'ємної обробки металевих деталей залежить від типу оброблюваних деталей, фізико-механічних властивостей сплаву металу, способу їх з'єднання з відливкою, кількості деталей, які з'єднані з однією відливкою, ступеня заповнення робочої ємності, однак, в середньому, становить від 5 до 30 хвилин безперервної роботи машини. Рекомендований ступінь заповнення робочої ємності повинен бути в межах 60 – 80% від її загального об'єму.

Після основного етапу об'ємної обробки металевих деталей виконують їх сепарацію від ливників за допомогою вібраційних сит. Ливники відправляють на повторний цикл обробки, переплавляючи їх, а відокремлені деталі – на промивання. Промивання деталей у мильному розчині необхідне для повного їх очищення від дрібнодисперсного пилу та стружки металу, що утворилися в процесі обробки.

На рис. 5.4 представлено схему переміщення робочого масиву в середині робочої ємності при реалізації водоспадного режиму руху, на рис. 5.5 – фото

оброблених металевих деталей замка «блискавка» та відокремлених ливників. Фото відливок до початку обробки представлені на рис. 4.3.

Розроблений спосіб відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників полягає в наступному. В робочу ємність 1, яка виконує складний просторовий рух, переміщаючись одночасно в трьох взаємно перпендикулярних площинах та обертаючись навколо власної вісі 2, завантажуються необроблені деталі 3 (відливки), які з'єднані з ливниками 4 в межах 60 – 80% від загального об'єму робочої ємності 1. Процес обробки деталей, при якому деталі 3 від ливників 4 триває упродовж 5 – 30 хвилин безперервної роботи машини, після чого проводять сепарацію оброблених відділених деталей 5 від ливників 4 та виконують їх промивання у мильному розчині.

Під час технологічного процесу в робочій ємності 1, яка виконує складний просторовий рух в трьох взаємно перпендикулярних площинах та одночасно обертається навколо власної вісі 2, необроблені деталі 3 інтенсивно, при реалізації водоспадного режиму руху, переміщаються в середині ємності 1, при цьому, вони отримують всі ступені свободи, піддаються впливу різного роду сил, реалізується зіткнення зі стінками ємності 1, а також зіткнення деталей між собою зі значною швидкістю. Такі багаточисленні зіткнення оброблюваних деталей 3 зі стінками робочої ємності 1 та одна з одною відбуваються стохастично з різних боків деталі, що швидко призводить до відділення деталей 3 від ливників 4.

Реалізація запропонованого способу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників із застосуванням галтувального обладнання зі складним рухом робочих ємностей дозволяє: значно інтенсифікувати процес відділення металевих деталей від ливників за рахунок складного просторового руху робочої ємності; збільшити продуктивність та зменшити час, що витрачається на виконання технологічної операції. Такий спосіб може бути використаний для металевих деталей, які виготовляються шляхом лиття і потребують подальшого відокремлення від ливників. Це можуть бути найрізноманітніші металеві деталі, що застосовуються в машинобудуванні, а також металеві деталі, що використовуються у фурнітурному виробництві, зокрема деталі замків «блискавка».

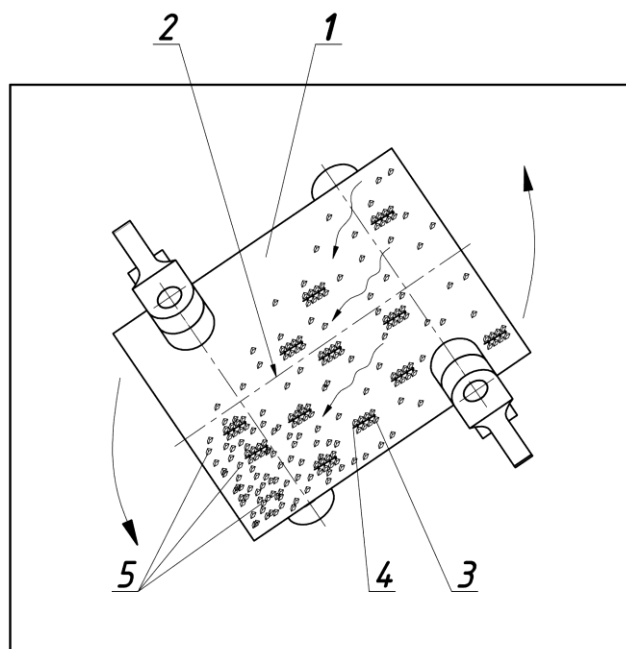


Рис. 5.4. Схема переміщення робочого масиву в середині робочої ємності при реалізації водоспадного режиму руху



Рис. 5.5. Фото оброблених металевих деталей замка «блискавка» та відокремлених ливників



### **5.3. Розробка раціональних статично визначених просторових механізмів галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей**

У першому розділі вичерпно представлені усі недоліки використання обладнання, в основі якого застосовуються статично невизначені просторові шарнірні механізми, що містять пасивний зв'язок.

Одна із задач, яку було вирішено в межах даного дисертаційного дослідження – це розробка нових, аналогічних за принципом дії, галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей, в основі яких використовуються раціональні статично визначені шарнірні механізми.

Таким чином, було розроблено ряд галтувальних машин, зокрема машини з двома робочими ємностями, які рухомо з'єднані між собою (патенти України на корисну модель №126647 (додаток №4) та №127438 (додаток №5)); машину, у якій ведена вилка та робоча ємність утворюють кінематичну пару четвертого класу (патент України на корисну модель №127611 (додаток №6)); машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, яка містить дві обертальні кінематичні пари, а також обертальну та поступальну кінематичні пари (патенти України на корисну модель №132178 (додаток №7) та №133925 (додатки №8)); машину з додатковою рухомою ланкою кривошипом (патент України на корисну модель №135185 (додаток №9)); машину з додатковою рухомою ланкою коромислом з вертикальною віссю обертання (патент України на корисну модель №143097 (додаток 10)), а також машини з додатковою рухомою ланкою повзуном, які оснащені спеціальними конструкціями приводів, які дають можливість забезпечити одночасне обертання ведучого валу з його зворотно-поступальним переміщенням вздовж напрямної (патенти України на корисну модель №140397, №140398, №140463 (додатки 11-13)).

#### **5.3.1. Розробка машин з двома робочими ємностями, які рухомо з'єднані між собою**

Оснащення машини двома ємностями, що з'єднані між собою поступальною кінематичною парою [169] дає можливість змінювати довжину кожної з робочих ємностей, цим самим впливати на інтенсивність виконання відповідних

технологічних операцій, крім того в кінематичному ланцюзі просторового механізму такої машини відсутня наявність надлишкового зв'язку, що виключає можливість впливу незначних деформацій деталей на працездатність машини, в результаті чого значно підвищується термін її експлуатації.

На рис. 5.6 представлено розроблену конструкцію машини: *а* – вид зверху, при мінімальній відстані між робочими ємностями, *б* – вид спереду, при максимальній відстані між робочими ємностями.

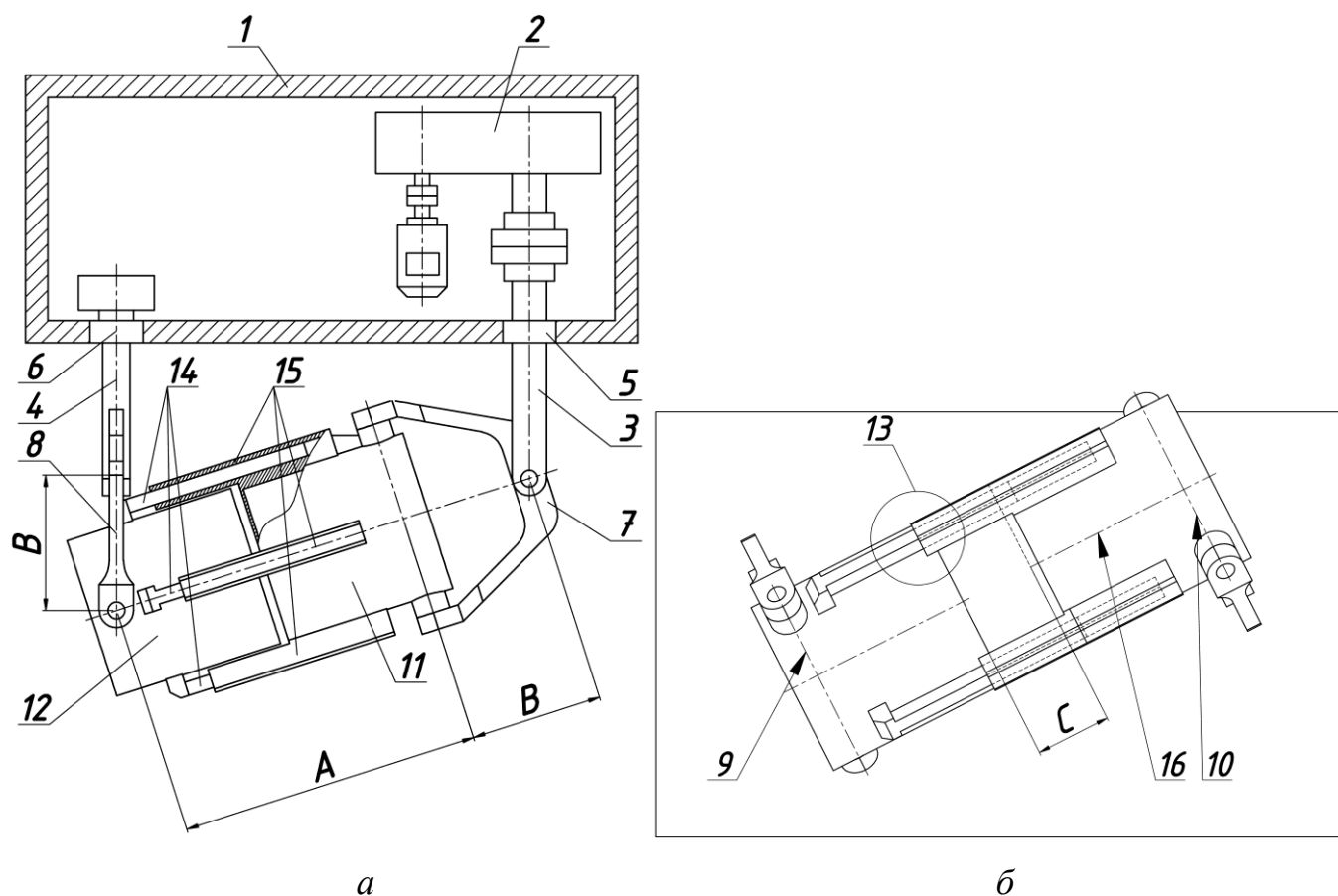


Рис. 5.6. Розроблена конструкція машини: *а* – вид зверху, при мінімальній відстані між робочими ємностями, *б* – вид спереду, при максимальній відстані між робочими ємностями.

Машини для обробки деталей містять станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, що встановлені в підшипникових опорах 5 та 6 відповідно. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з вилками 7 та 8 відповідно, діаметрально взаємо-перпендикулярні осі яких 9 і 10

являються осями кріплення робочих ємностей 11 та 12 відповідно. Робоча ємність 11 рухомо з'єднана з робочою ємністю 12 за допомогою поступальної кінематичної пари 13, яка складається з повзунів 14, жорстко з'єднаних з робочою ємністю 12, та напрямних 15, котрі жорстко з'єднані з робочою ємністю 11. Напрямні 15 та повзуни 14 розташовані паралельно до вісі 16 обох робочих ємностей. Відстань між геометричними осями кожної вилки 7 та 8 позначено на кресленні "В", а сумарна відстань між осями кріплення 9 і 10 робочих ємностей 11 та 12 – "А", причому  $A > B$ .

Застосування двох робочих ємностей 11 та 12, сумарна відстань між осями їх кріплення "А" яких перевищує відстань між осями кожної вилки "В", спричинятиме вздовжосьове зворотно-поступальне переміщення робочої ємності 11 відносно робочої ємності 12 з відповідною амплітудою "С". Зі збільшенням міжосьової відстані "А", збільшуватиметься й амплітуда вздовжосьового зворотно-поступального переміщення "С", яка асимптотично наблизатиметься до довжини міжосьової відстані "В". Враховуючи обмеження, що накладаються фізичними розмірами деталей механізму, геометричними закономірностями та в зв'язку зі збільшення кутів тиску в кінематичних парах машини не рекомендовано, щоб сумарна відстань між осями кріплення робочих ємностей "А" перевищувала в чотири рази збільшену відстань між геометричними осями кожної вилки "4В".

Абсолютні значення відстані між осями кріплення робочих ємностей "А" та відстані між геометричними осями кожної вилки "В" визначаються аналітично розрахунковим методом на основі конструктивних міркувань та представлені у розділі 2.

Оснащення машини двома робочими ємностями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою [175] дає можливість змінювати довжину кожної з робочих ємностей, цим самим впливати на інтенсивність виконання відповідних технологічних операцій, крім того в кінематичному ланцюзі просторового механізму такої машини відсутня наявність надлишкового зв'язку, що виключає можливість впливу незначних деформацій деталей на працездатність машини, в результаті чого значно підвищується термін її експлуатації.

На рис. 5.7 представлено розроблену конструкцію машини: *а* – вид зверху, при мінімальній відстані між робочими ємностями, *б* – вид спереду, при максимальній відстані між робочими ємностями.

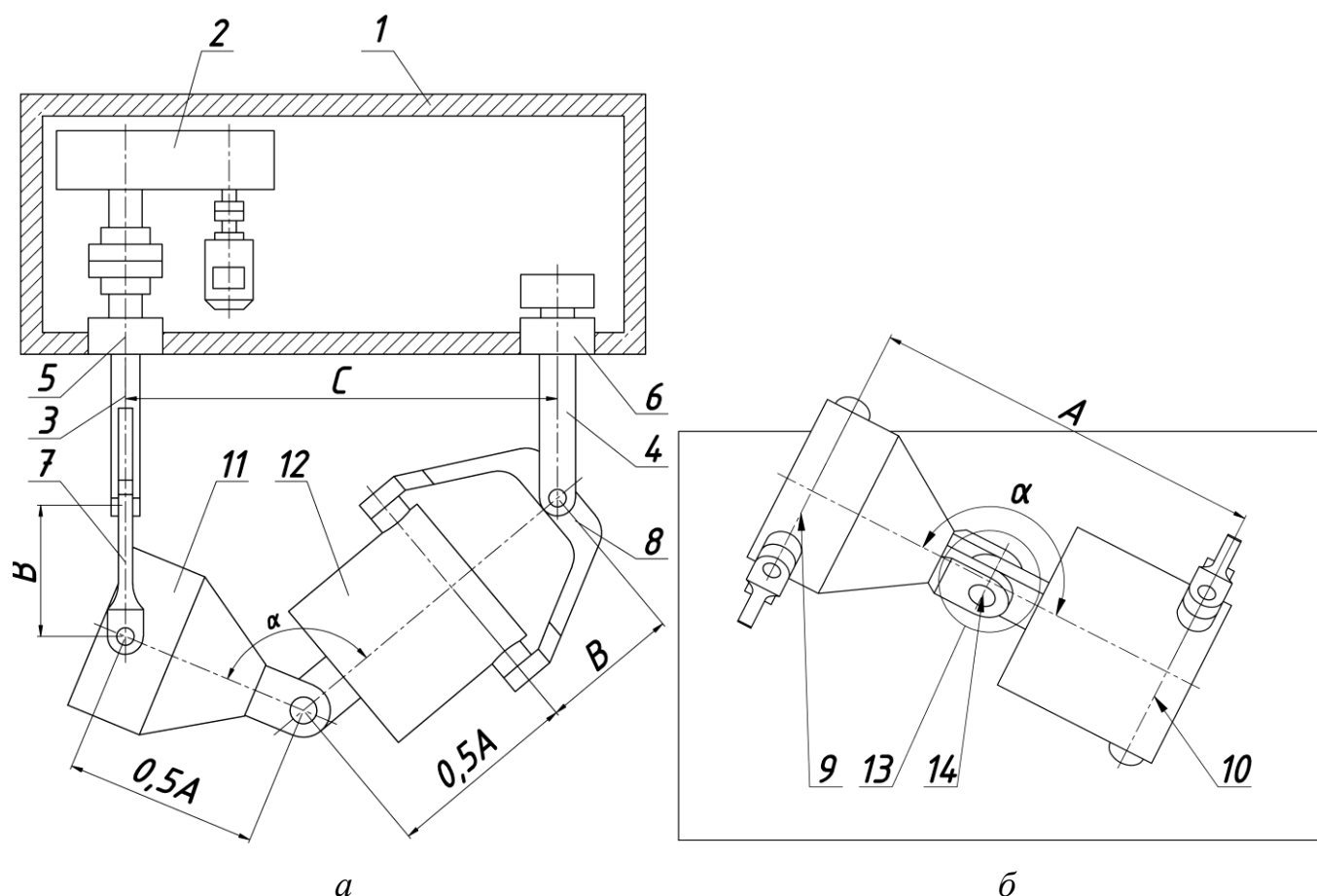


Рис. 5.7 Розроблена конструкція машини: *а* – вид зверху, при мінімальній відстані між робочими ємностями, *б* – вид спереду, при максимальній відстані між робочими ємностями.

Машини для обробки деталей містять станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, що встановлені в підшипникових опорах 5 та 6 відповідно. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з вилками 7 та 8 відповідно, діаметрально взаємо-перпендикулярні осі яких 9 і 10 являються осями кріплення робочих ємностей 11 та 12 відповідно. Робоча ємність 11 рухомо з'єднана з робочою ємністю 12 за допомогою обертальної кінематичної пари 13 (фіг. 3), вісь 14 якої є паралельною до осі 9. Відстань між геометричними

осями кожної вилки 7 та 8 позначено на кресленні "В", а сумарна відстань між осями кріплення 9 і 10 робочих ємностей 11 та 12 – "А", причому  $A > B$ .

Застосування двох робочих ємностей 11 та 12, сумарна відстань між осями їх кріплення "А" яких перевищує відстань між осями кожної вилки "В", спричинятиме амплітудне коливальне переміщення робочої ємності 11 відносно робочої ємності 12 на кут  $\alpha$ . Зі збільшенням сумарної відстані "А" між осями кріплення 9 і 10 робочих ємностей 11 та 12, збільшуватиметься й амплітуда кута коливання  $\alpha$ . Враховуючи обмеження, що накладаються фізичними розмірами деталей механізму, геометричними закономірностями та в зв'язку зі збільшення кутів тиску в кінематичних парах машини, а також для встановлення сталого значення кута коливання  $\alpha$ , необхідно забезпечити одночасне збільшення, як сумарної відстані "А" між осями кріплення 9 і 10 робочих ємностей 11 та 12, так і відстані "С" між осями ведучого та веденого валів машини.

Абсолютні значення відстані "А" між осями кріплення робочих ємностей та відстані "С" між осями ведучого та веденого валів машини взаємопов'язані між собою та визначаються аналітично розрахунковим методом на основі конструктивних міркувань, які представлені у розділі 2.

### **5.3.2. Розробка машини, у якій ведена вилка та робоча ємність утворюють кінематичну пару четвертого класу**

Машина для обробки деталей [179] містить станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, що встановлені в підшипникових опорах 5 та 6 відповідно. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою вилкою 7 та веденою вилкою 8 відповідно, діаметрально взаємоперпендикулярні осі яких 9 і 10 є осями кріплення робочої ємності 11. Робоча ємність 11 з'єднана з ведучою вилкою 7 за допомогою обертальної кінематичної пари п'ятого класу 12, а з веденою вилкою за допомогою кінематичної пари четвертого класу 13 з можливістю, як обертального, так і зворотно-поступального переміщення веденої вилки 8 вздовж напрямних 14, які жорстко з'єднані з робочою ємністю 11. Напрямні 14 розташовані паралельно до вісі 15 робочої ємності 11.

Відстань між геометричними осями ведучої вилки 7 та веденої вилки 8 позначено на кресленні "В", а відстань між осями кріплення 9 та 10 робочої ємності 11 – "А", причому  $A > B$ .

Застосування видовженої робочої ємності 11, відстань між геометричними осями кріплення "А" якої перевищує відстань між геометричними осями ведучої 7 та веденої 8 вилок "В", спричинятиме додаткове зворотно-поступальне переміщення веденої вилки 8 відносно напрямних 14 робочої ємності 11 на відповідну амплітуду з довжиною "С". Зі збільшенням міжосьової відстані "А", збільшуватиметься й амплітуда вздовжосьового зворотно-поступального переміщення "С", яка асимптотично наблизатиметься до довжини міжосьової відстані "В". Таким чином, на рис. 5.8 представлено розроблену конструкцію машини: а – з мінімальною відстанню "А", б – з максимальною відстанню "А".

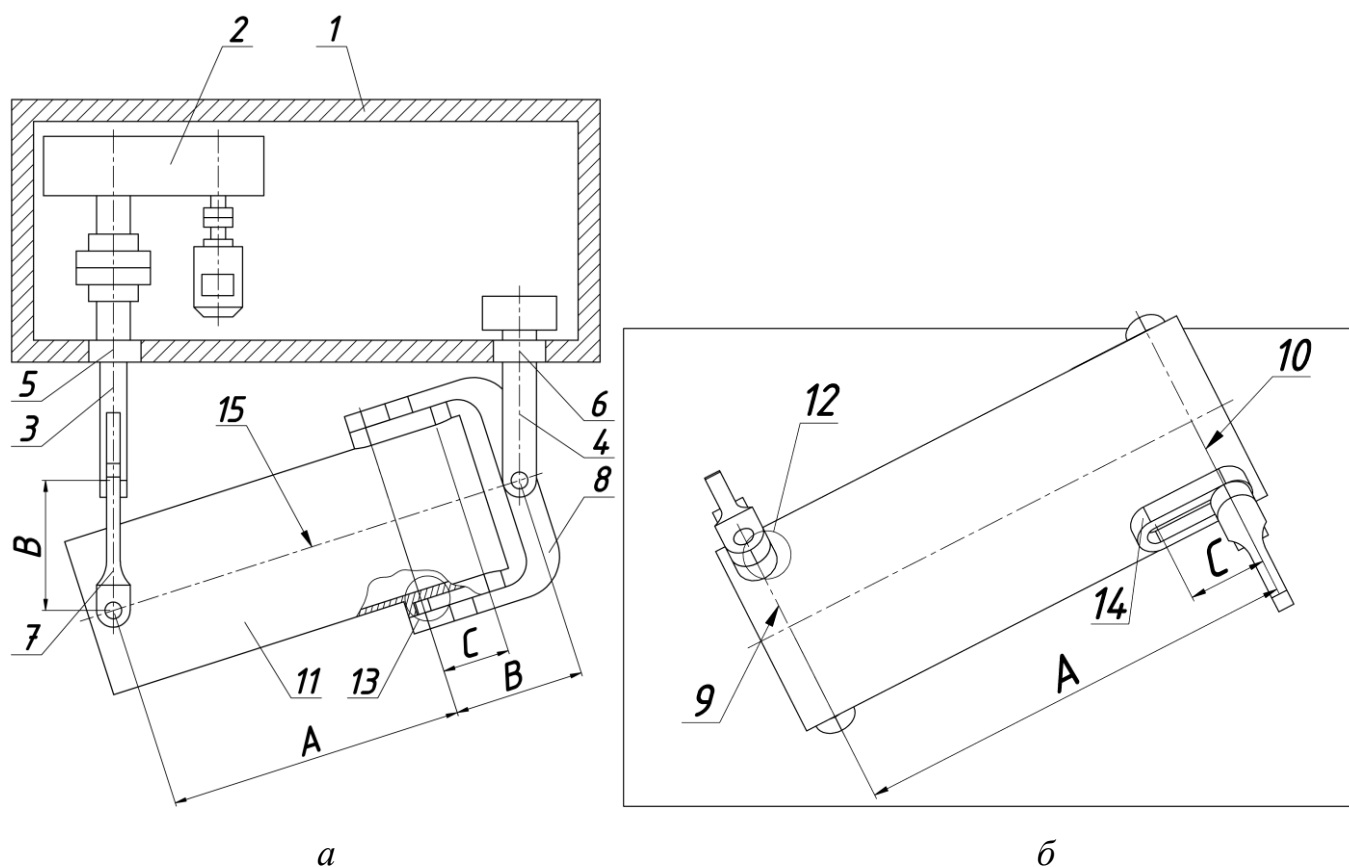


Рис. 5.8. Розроблена конструкція машини: а – з мінімальною відстанню "А", б – з максимальною відстанню "А".

Абсолютні значення відстані між осями кріплення робочої ємності "А" для положень машини, що представлені на кресленнях та відстані між геометричними осями кожної вилки "В" визначаються аналітично розрахунковим методом на основі конструктивних міркувань та частково залежать від типу технологічних операцій, що виконуються на машині та представлені у розділі 2.

### **5.3.3. Розробка машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить дві обертальні кінематичні пари**

Машина для обробки деталей містить [168] станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, що встановлені в підшипникових опорах 5 та 6 відповідно. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою вилкою 7 та веденою вилкою 8 відповідно, діаметрально взаємоперпендикулярні осі яких 9 і 10 є осями кріплення робочої ємності 11 та додаткової рухомої ланки 12 відповідно. Робоча ємність 11 та додаткова рухома ланка 12 рухомо з'єднані між собою за допомогою обертальної кінематичної пари 13. Вісь обертання 14 кінематичної пари 13 паралельна до вісі кріплення 10. Відстань між геометричними осями ведучої вилки 7 та веденої вилки 8 позначено на кресленні «В», відстань між осями 10 та 14 додаткової рухомої ланки 12 – «С», а відстань між осями кріплення 9 та 10 робочої ємності 11 – "А", причому  $A > B$ .

Застосування видовженої робочої ємності 11, відстань між геометричними осями кріплення "А" якої перевищує відстань між геометричними осями ведучої 7 та веденої 8 вилок "В", спричинятиме амплітудне коливальне переміщення робочої ємності 11 відносно додаткової рухомої ланки 12 на кут  $\alpha$ . Зі збільшенням міжосьової відстані "А", збільшуватиметься й амплітуда кута коливання  $\alpha$ . Таким чином, на фіг. 5.9 представлено розроблену конструкцію машини:  $a$  – при мінімальному куті  $\alpha$ ,  $b$  – при максимальному куті  $\alpha$ .

Враховуючи обмеження, що накладаються фізичними розмірами деталей механізму та геометричними закономірностями, у процесі конструювання машини, необхідно забезпечити, щоб сума довжин міжосьової відстані «С» додаткової рухомої ланки 12 та радіусу «R» робочої ємності 11 була меншою від довжини

міжосьової відстані «В» веденої вилки 8. У зв'язку зі збільшення кутів тиску в кінематичних парах машини не рекомендовано, щоб відстань «А» між осями кріплення робочої ємності 11 перевищувала в два рази відстань між геометричними осями кожної вилки «2В».

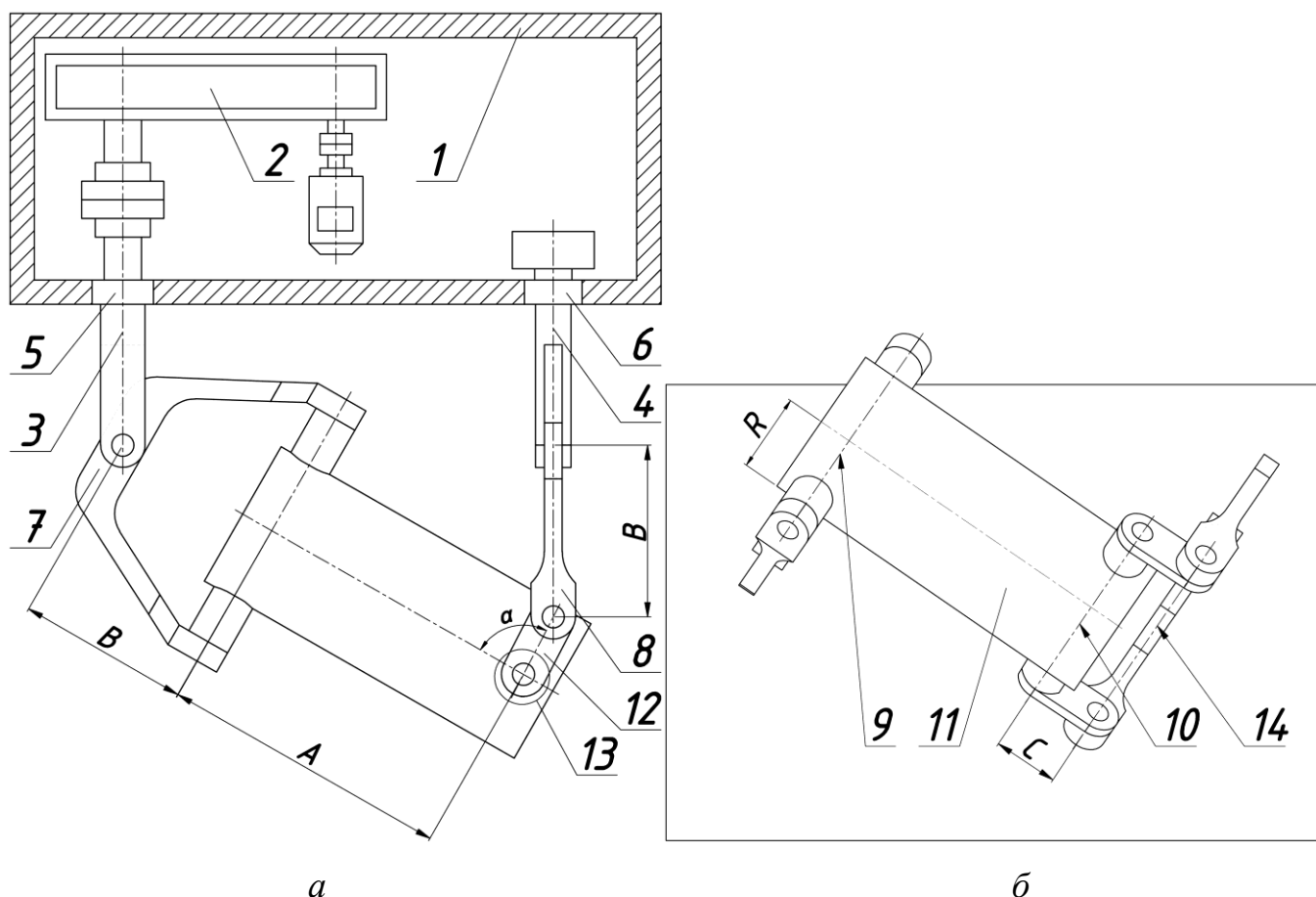


Рис. 5.9. Розроблена конструкція машини: *а* – при мінімальному куті  $\alpha$ , *б* – при максимальному куті  $\alpha$

Абсолютні значення відстані «А» робочої ємності 11, а також міжосьової відстані «С» додаткової рухомої ланки 12 визначаються аналітично розрахунковим методом на основі конструктивних міркувань та частково залежать від типу технологічних операцій, що виконуються на машині.

Амплітуда кутового переміщення робочої ємності 11 відносно додаткової рухомої ланки 12, залежить від довжини міжосьової відстані «С» та визначається розрахунковим методом. Максимальне значення кута коливання  $\alpha$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вилки 7 та 8 займають паралельне



положення, при чому, в такому положенні кут  $\alpha$  може досягати  $180^\circ$ . Мінімальне значення кута коливання  $\alpha$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вісь 10 займатиме горизонтальне положення.

Запропонована конструкція дозволяє забезпечити довговічну роботу машини, спрощення умов виготовлення її конструктивних частин, підвищення продуктивності при виконанні технологічних операцій обробки деталей, процесів галтування, забезпечити всі необхідні умови для реалізації якісної та інтенсивної обробки деталей.

#### **5.3.4. Розробка машини з додатковою рухомою ланкою шатуном, який містить обертальну та поступальну кінематичні пари**

Машина для обробки деталей [177] містить станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, що встановлені в підшипникових опорах 5 та 6 відповідно. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою вилкою 7 та веденою вилкою 8 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні вісі яких 9 і 10 є вісями кріплення додаткової рухомої ланки 11 та робочої ємності 12 відповідно. Додаткова рухома ланка 11 жорстко з'єднана з поршнем 13. Поршень 13 за допомогою поступальної кінематичної пари 14 рухомо з'єднаний з робочою ємністю 12. Відстань між геометричними вісями ведучої вилки 7 та веденої вилки 8 позначено на кресленні «В», а відстань між вісями кріплення 9 та 10 – «А», причому «А>В».

На фіг. 5.10 представлено розроблену машину: *a* – вид зверху, *b* – вид спереду.

Застосування видовженої робочої ємності 12, відстань між геометричними вісями кріплення «А» якої перевищує відстань між геометричними вісями ведучої 7 та веденої 8 вилок «В», спричинятиме додаткове зворотно-поступальне переміщення поршня 13 вздовж вісі 15 в середині робочої ємності 12 на відповідну амплітуду з довжиною «С». Зі збільшенням міжосьової відстані «А», збільшуватиметься й амплітуда вздовжосьового зворотно-поступального переміщення «С», яка асимптотично наблизатиметься до значення довжини міжосьової відстані «В». Таким чином, на фіг. 1 відстань «А» буде мінімальною, а

на фіг. 2 відстань «А» – максимальною. Враховуючи обмеження, що накладаються фізичними розмірами деталей механізму, геометричними закономірностями та в зв'язку зі збільшення кутів тиску в кінематичних парах машини не рекомендовано, щоб сумарна відстань між геометричними вісями кріплення «А» перевищувала в три рази збільшену відстань між геометричними вісями кожної вилки «В».

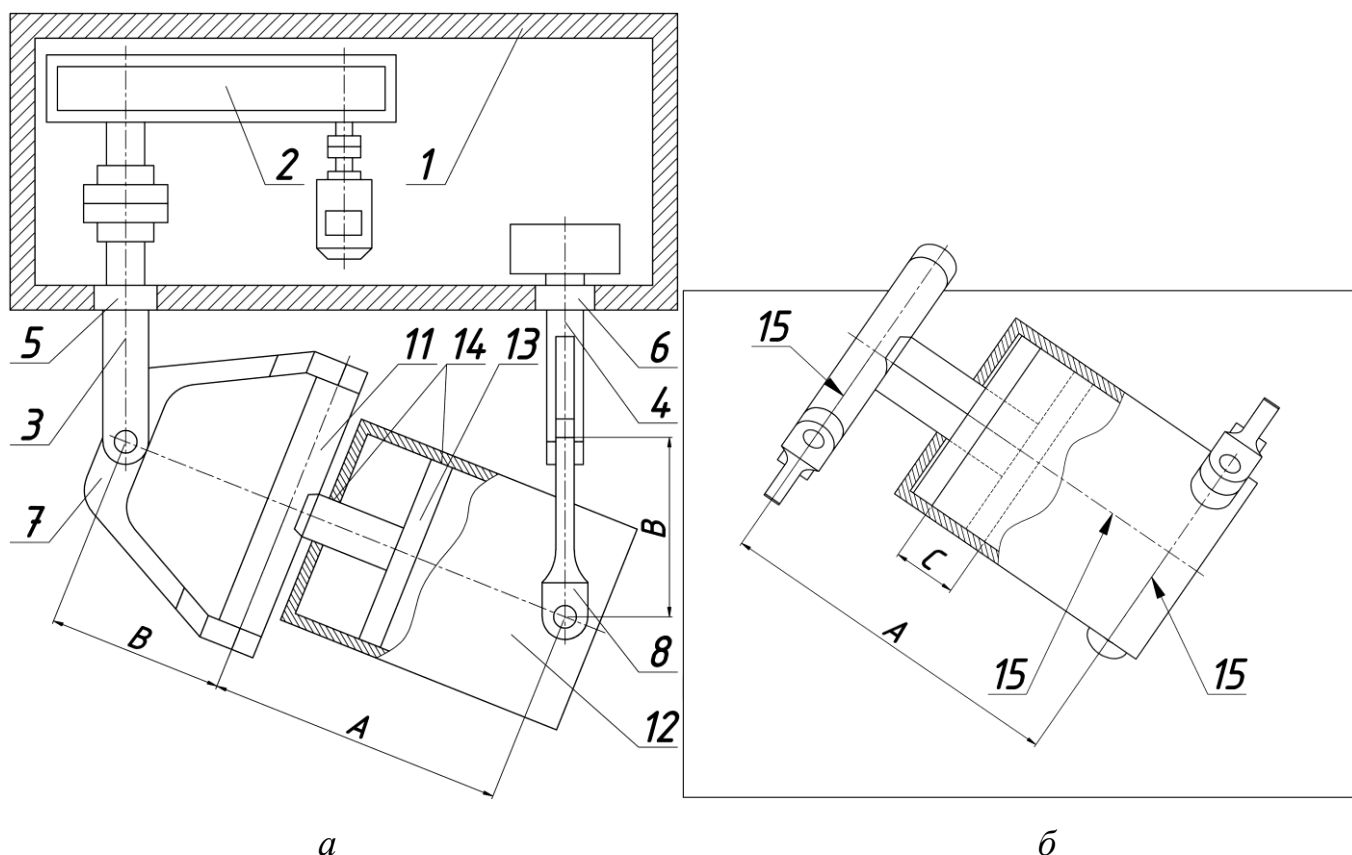


Рис. 5.10. Розроблена конструкція машини: *a* – вид зверху, *б* – вид спереду

Абсолютні значення міжосьової відстані «А» для положень машини, що представлені на кресленнях та відстані між геометричними вісями кожної вилки «В» визначаються аналітично розрахунковим методом на основі конструктивних міркувань та представлені у розділі 2.

### 5.3.5. Розробка машини з додатковою рухомою ланкою кривошипом

Машини для обробки деталей містять станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, при чому, ведучий вал 3 встановлений в підшипниковій опорі 5, а ведений вал 4 кінематично з'єднаний з кривошипом 6, що

встановлений в підшипниковій опорі 7 з можливістю обертального руху у вертикальній площині. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 8 та веденою 9 вилками відповідно, діаметрально взаємоперпендикулярні вісі яких 10 і 11 являються вісями кріплення робочої ємності 12. Відстань між геометричними вісями ведучої 8 та веденої 9 вилок позначено на кресленні  $l_B$ , відстань між вісями кріплення 10 і 11 робочої ємності 12 –  $l_{PC}$ , радіус кривошипу 6 –  $l_K$ , мінімальна відстань між вісями ведучого 3 та веденого 4 валів –  $l_{MIN}$ , максимальна відстань між вісями ведучого 3 та веденого 4 валів –  $l_{MAX}$ .

На рис. 5.11 представлено розроблену машину: *a* – вид зверху, при максимальній відстані між вісями ведучого та веденого валів, *б* – вид зверху, при мінімальній відстані між вісями ведучого та веденого валів, *в* – вид спереду.

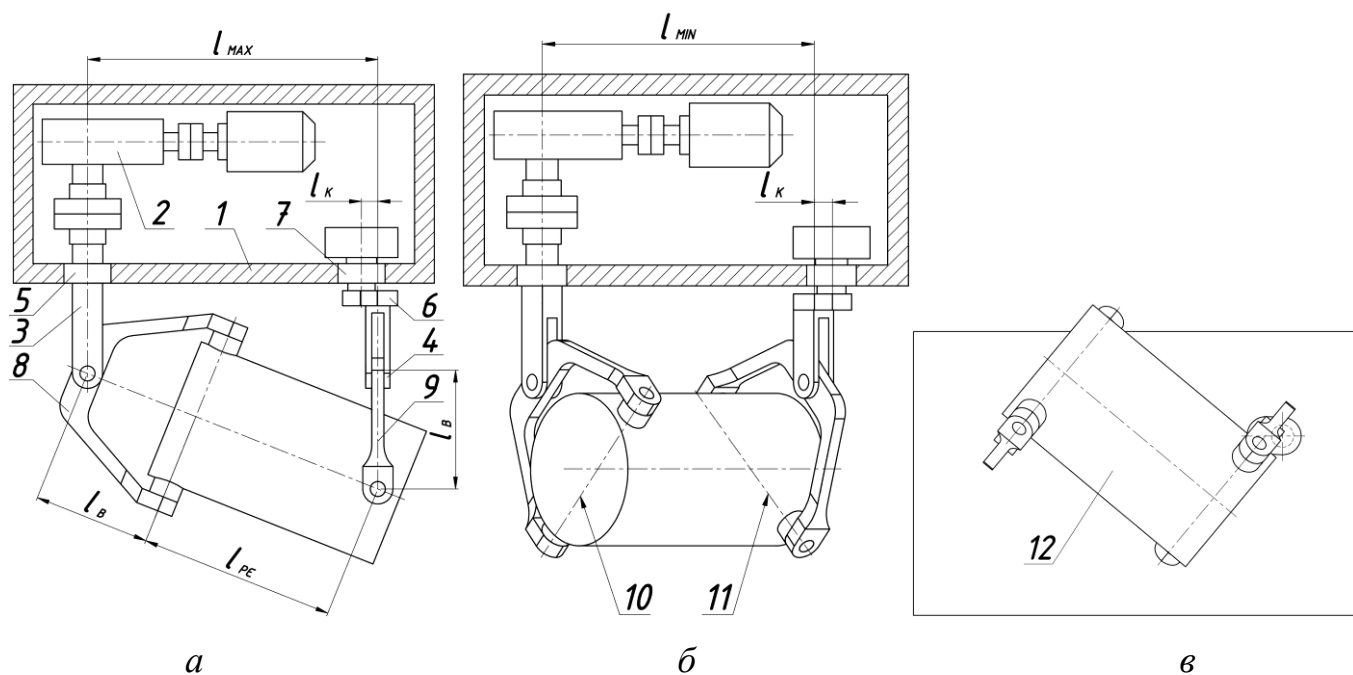


Рис. 5.11. Розроблена машину: *a* – вид зверху, при максимальній відстані між вісями ведучого та веденого валів, *б* – вид зверху, при мінімальній відстані між вісями ведучого та веденого валів, *в* – вид спереду.

Застосування видовженої робочої ємності 12, відстань між геометричними вісями кріплення  $l_{PC}$  якої перевищує відстань між геометричними вісями ведучої 8 та веденої 9 вилок  $l_B$ , спричинятиме додаткове обертання кривошипу 6 в підшипниковій опорі 7. При збільшенні відстані між вісями кріплення робочої

ємності  $l_{PC}$ , яка перевищуватиме відстань між вісями кожної вилки  $l_B$ , збільшуватиметься й радіус  $l_K$  кривошипа 6, довжина якого асимптотично наблизатиметься до значення половини довжини міжосьової відстані  $0,5 \cdot l_B$ , а також амплітуда коливань робочої ємності 12. Враховуючи обмеження, що накладаються фізичними розмірами деталей механізму, геометричними закономірностями, можливістю виконання відповідних технологічних процесів обробки деталей, а також у зв'язку зі збільшення кутів тиску в кінематичних парах машини, не рекомендовано, щоб сумарна відстань між геометричними вісями кріплення  $l_{PC}$  перевищувала в три рази збільшену відстань між геометричними вісями кожної вилки  $3 \cdot l_B$ .

Радіус  $l_K$  кривошипу 6 визначається наступним чином:

$$l_K = \frac{l_{MAX} + l_{MIN}}{2}.$$

Абсолютні значення міжосьової відстані  $l_{PC}$  для положень машини, що представлені на кресленнях та відстані між геометричними вісями кожної вилки  $l_B$  визначаються аналітично розрахунковим методом на основі конструктивних міркувань та представлені у розділі 2

### **5.3.6. Розробка машини з додатковою рухомою ланкою коромислом з вертикальною віссю обертання**

Машина для обробки деталей [194] містить станину 1, розміщений в ній привід 2, ведучий 3 та ведений 4 вали, при чому, ведучий вал 3 встановлений в підшипниковій опорі 5, а ведений вал 4 з можливістю обертання з'єднаний з коромислом 6, яке може виконувати коливальний рух у горизонтальній площині відносно вертикальної вісі 7. Коромисло 6 кінематичне з'єднане з повзуном 8. Повзун 8, з можливістю поступального переміщення та фіксації у визначеному положенні, з'єднаний з напрямною 9, яка жорстко закріплена у станині 1. Ведучий 3 та ведений 4 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 10 та веденою 11 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 12 і 13 є вісями кріплення робочої ємності 14. Відстань між геометричними вісями ведучої 10 та

веденої 11 вилок позначено на кресленні  $l_B$ , відстань між вісями кріплення 12 і 13 робочої ємності 14 –  $l_{PC}$ , причому  $l_{PC} > l_B$ , кут коливання коромисла 6 позначено на кресленні  $\alpha$ .

На рис. 5.12 представлено розроблену машину: *а* – вид зверху, при крайньому правому положенні коромисла, *б* – вид зверху, при крайньому лівому положенні коромисла, *в* – вид спереду.

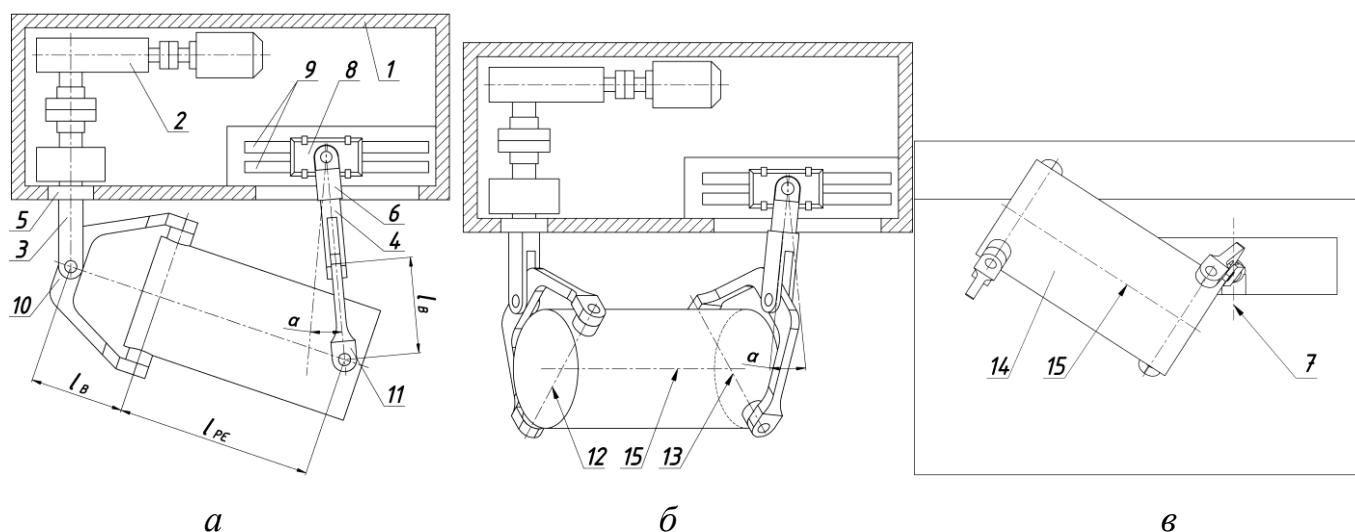


Рис. 5.12. Розроблена машина: *а* – вид зверху, при крайньому правому положенні коромисла, *б* – вид зверху, при крайньому лівому положенні коромисла, *в* – вид спереду

При збільшенні відстані  $l_{PC}$  між вісями кріплення 12 і 13 робочої ємності 14, яка перевищуватиме відстань  $l_B$  між вісями ведучої 10 та веденої 11 вилок, буде збільшуватися й кут коливання  $\alpha$  коромисла 6, а також амплітуда коливань робочої ємності 14 із одного крайнього положення в інше, асимптотично наближаючись до значення, яке рівне відстані  $l_B$  між вісями ведучої 10 та веденої 11 вилок. Абсолютні значення відстані  $l_{PC}$  між вісями кріплення 12 та 13 робочої ємності 14 визначаються розрахунковим методом, представлені у 2 розділі, залежать від типу технологічної операції, об'єму партії деталей, що оброблятимуться за один цикл роботи машини, їх розміру, форми, а також крихкості, твердості, матеріалу та фізичних властивостей оброблюваних деталей.

### 5.3.7. Розробка машин з додатковою рухомою ланкою повзуном, що оснащені спеціальними конструкціями приводів, які дають можливість забезпечити одночасне обертання ведучого валу з його зворотно-поступальним переміщенням вздовж напрямної

Машина для обробки деталей [182] містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого жорстко закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 закріплений на валу привода 5, який встановлений в підшипникових опорах 6 та 7. На валу привода 5 також жорстко закріплена ведуча зірочка 8 ланцюгової передачі. Проміжна зірочка 9 ланцюгової передачі кінематично з'єднана з першою 10 та другою 11 кулісами, що, за допомогою пружин 12 та 13 відповідно, встановлені в кулісних каменях 14 та 15 відповідно. Кулісний камінь 14, кінематично, з можливістю обертального руху, з'єднаний з валом привода 5, а кулісний камінь 15, кінематично, з можливістю обертального руху, з'єднаний з ведучим валом 16. Ведена зірочка 17 жорстко закріплена на ведучому валу 16, що встановлений в підшипниковій опорі повзуна 18 з можливістю його зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 19, ведений вал 20 встановлений в підшипниковій опорі 21. Ведучий 16 та ведений 20 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 22 та веденою 23 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 24 і 25 є вісями кріплення робочої ємності 26. Відстань між геометричними вісями ведучої 22 та веденої 23 вилок позначено на кресленні  $l_B$ , відстань між вісями кріплення 24 і 25 робочої ємності 26 –  $l_{PC}$ , причому  $l_{PC} > l_B$ , мінімальна відстань між вісями ведучого 16 та веденого 20 валів –  $l_{MIN}$ , максимальна відстань між вісями ведучого 16 та веденого 20 валів –  $l_{MAX}$ .

На рис. 5.13 представлено розроблену машину: *a* – вид зверху, при максимальній відстані між вісями ведучого та веденого валів, *б* – вид зверху, при мінімальній відстані між вісями ведучого та веденого валів.

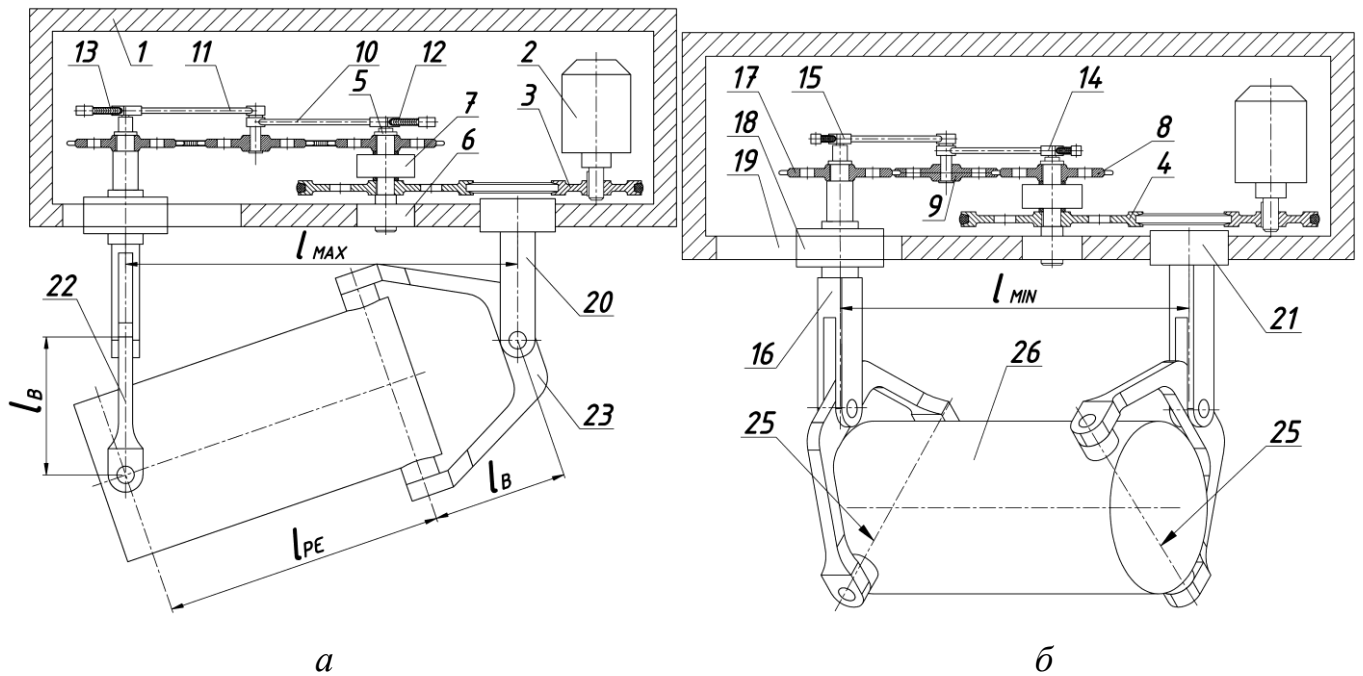


Рис. 5.13. Розроблена машина: *а* – вид зверху, при максимальній відстані між вісями ведучого та веденого валів, *б* – вид зверху, при мінімальній відстані між вісями ведучого та веденого валів.

При збільшенні відстані  $l_{PC}$  між вісями кріплення 24 і 25 робочої ємності 26, яка перевищуватиме відстань  $l_B$  між вісями ведучої 22 та веденої 23 вилок, збільшуватиметься й амплітуда зворотно-поступального переміщення ведучого валу 16 із одного крайнього положення в інше, асимптотично наближаючись до значення, яке рівне відстані  $l_B$  між вісями ведучої 22 та веденої 23 вилок. Однак, в зв'язку зі збільшення кутів тиску в кінематичних парах машини, не рекомендовано, щоб відстань  $l_{PC}$  вісями кріплення 24 і 25 робочої ємності 26 перевищувала потрібну відстань  $3 \cdot l_B$  між вісями вилки. Абсолютне значення відстані  $l_{PC}$  між вісями кріплення 24 і 25 робочої ємності 26 визначається розрахунковим методом та залежить від розміру, форми, типу, крихкості, твердості, матеріалу та фізичних властивостей оброблюваних деталей.

Під час роботи машини відстань між вісями ведучого 16 та веденого 20 валів буде циклічно змінюватися від мінімального  $l_{MIN}$  до максимального  $l_{MAX}$  значення. Максимальне значення відстані між вісями ведучого 16 та веденого 20 валів  $l_{MAX}$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вісь 24 займатиме

вертикальне або горизонтальне положення, мінімальне значення відстані між вісями ведучого 16 та веденого 20 валів  $l_{MIN}$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вилки 22 та 23 будуть розташовані паралельно одна до одної.

Машина для обробки деталей [185] містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого жорстко закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 закріплений на валу привода 5, який встановлений в підшипникових опорах 6 та 7. На валу привода 5 також жорстко закріплена ведуча зірочка 8 ланцюгової передачі. Проміжна зірочка 9 ланцюгової передачі кінематично з'єднана з другим повзуном 10, що встановлений в станині з можливістю зворотно-поступального руху вздовж вертикальної напрямної 11. Ведена зірочка 12 жорстко закріплена на ведучому валу 13, що встановлений в підшипниковій опорі першого повзуна 14 з можливістю його зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 15, ведений вал 16 встановлений в підшипниковій опорі 17. Ведучий 13 та ведений 16 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 18 та веденою 19 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 20 і 21 являються вісями кріплення робочої ємності 22. Відстань між геометричними вісями ведучої 18 та веденої 19 вилок позначено на кресленні  $l_B$ , відстань між вісями кріплення 20 і 21 робочої ємності 22 –  $l_{PC}$ , причому  $l_{PC} > l_B$ , мінімальна відстань між вісями ведучого 13 та веденого 16 валів –  $l_{MIN}$ , максимальна відстань між вісями ведучого 13 та веденого 16 валів –  $l_{MAX}$ .

На рис. 5.14 представлено розроблену машину: *a* – вид зверху, при максимальній відстані між вісями ведучого та веденого валів, *б* – вид зверху, при мінімальній відстані між вісями ведучого та веденого валів.

При збільшенні відстані  $l_{PC}$  між вісями кріплення 20 і 21 робочої ємності 22, яка перевищуватиме відстань  $l_B$  між вісями ведучої 18 та веденої 19 вилок, збільшуватиметься й амплітуда зворотно-поступального переміщення ведучого валу 13 із одного крайнього положення в інше, асимптотично наближаючись до значення, яке рівне відстані  $l_B$  між вісями ведучої 18 та веденої 19 вилок. Однак, в зв'язку зі збільшення кутів тиску в кінематичних парах машини, не рекомендовано,



щоб відстань  $l_{PC}$  вісями кріплення 20 і 21 робочої ємності 22 перевищувала потрібну відстань  $3 \cdot l_B$  між вісями вилки. Абсолютне значення відстані  $l_{PC}$  між вісями кріплення 20 і 21 робочої ємності 22 визначається розрахунковим методом та залежить від розміру, форми, типу, крихкості, твердості, матеріалу та фізичних властивостей оброблюваних деталей.

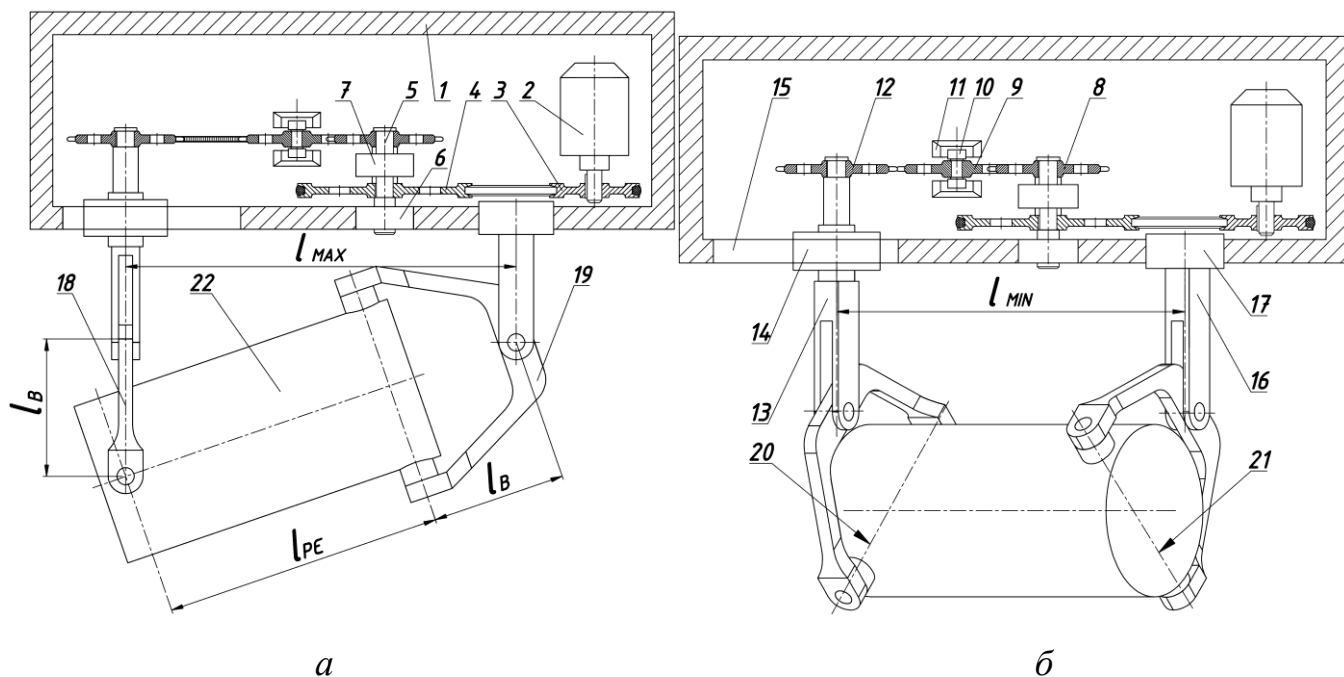


Рис. 5.14 Розроблена машина: *а* – вид зверху, при максимальній відстані між вісями ведучого та веденого валів, *б* – вид зверху, при мінімальній відстані між вісями ведучого та веденого валів

Під час роботи машини відстань між вісями ведучого 13 та веденого 16 валів буде циклічно змінюватися від мінімального  $l_{MIN}$  до максимального  $l_{MAX}$  значення. Максимальне значення відстані між вісями ведучого 13 та веденого 16 валів  $l_{MAX}$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вісь 20 займатиме вертикальне або горизонтальне положення, мінімальне значення відстані між вісями ведучого 13 та веденого 16 валів  $l_{MIN}$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вилки 18 та 19 будуть розташовані паралельно одна до одної.

Машина для обробки деталей [184] містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого жорстко закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 закріплений на валу привода 5, який встановлений в

підшипникових опорах 6 та 7. На валу привода 5 жорстко закріплена ведуча зірочка 8 першої ланцюгової передачі, окрім того, вал привода 5 кінематично з'єднаний з нижньою головкою першого шатуна 9. Перший шатун 9, верхньою головкою кінематично з'єднаний з рухомим валом привода 10, на якому жорстко закріплені ведена зірочка 11 першої ланцюгової передачі, ведуча зірочка 12 другої ланцюгової передачі, а також рухомий вал 10 з'єднаний з верхньою головкою другого шатуна 13. Ведена зірочка 14 другої ланцюгової передачі жорстко закріплена на ведучому валу 15, що встановлений в підшипниковій опорі повзуна 16 з можливістю його зворотно-поступального переміщення вздовж його горизонтальної напрямної 17, окрім того, ведучий вал 15 кінематично з'єднаний з нижньою головкою другого шатуна 13. Ведений вал 18 встановлений в підшипниковій опорі 19. Ведучий 15 та ведений 18 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 20 та веденою 21 вилками відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 22 і 23 являються вісями кріплення робочої ємності 24. Відстань між геометричними вісями ведучої 20 та веденої 21 вилок позначено на кресленні  $l_B$ , відстань між вісями кріплення 22 і 23 робочої ємності 24 –  $l_{PC}$ , причому  $l_{PC} > l_B$ , мінімальна відстань між вісями ведучого 15 та веденого 18 валів –  $l_{MIN}$ , максимальна відстань між вісями ведучого 15 та веденого 18 валів –  $l_{MAX}$ .

На рис. 5.15 представлено розроблену машину: *a* – вид зверху, при максимальній відстані між вісями ведучого та веденого валів, *б* – вид зверху, при мінімальній відстані між вісями ведучого та веденого валів.

При збільшенні відстані  $l_{PC}$  між вісями кріплення 22 і 23 робочої ємності 24, яка перевищуватиме відстань  $l_B$  між вісями ведучої 20 та веденої 21 вилок, буде збільшуватися й амплітуда зворотно-поступального переміщення ведучого валу 15 із одного крайнього положення в інше, асимптотично наближаючись до значення, яке рівне відстані  $l_B$  між вісями ведучої 20 та веденої 21 вилок. Однак, в зв'язку зі збільшення кутів тиску в кінематичних парах машини, не рекомендовано, щоб відстань  $l_{PC}$  вісями кріплення 22 і 23 робочої ємності 24 перевищувала потрібну відстань  $3 \cdot l_B$  між вісями вилок. Абсолютне значення відстані  $l_{PC}$  між вісями кріплення 22 і 23 робочої ємності 24 визначається розрахунковим методом та

залежить від об'єму партії деталей, що оброблятимуться за один цикл роботи машини, їх розміру, форми, типу, а також крихкості, твердості, матеріалу та фізичних властивостей оброблюваних деталей.

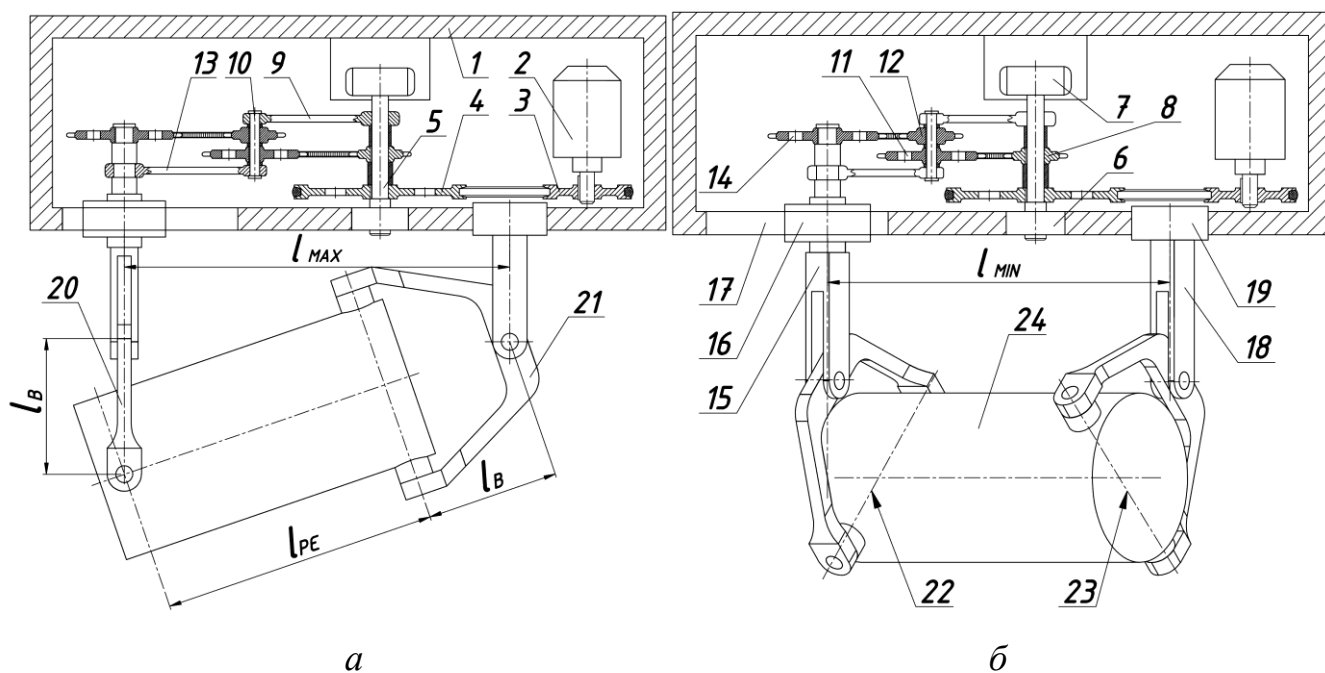


Рис. 5.15. Розроблена машина: *a* – вид зверху, при максимальній відстані між вісями ведучого та веденого валів, *б* – вид зверху, при мінімальній відстані між вісями ведучого та веденого валів

Під час роботи машини відстань між вісями ведучого 15 та веденого 18 валів буде циклічно змінюватися від мінімального  $l_{MIN}$  до максимального  $l_{MAX}$  значення. Максимальне значення відстані між вісями ведучого 15 та веденого 18 валів  $l_{MAX}$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вісь 22 займатиме вертикальне або горизонтальне положення, мінімальне значення відстані між вісями ведучого 15 та веденого 18 валів  $l_{MIN}$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини, коли вилки 20 та 21 будуть розташовані паралельно одна до одної.

#### 5.4. Використання результатів роботи в промисловості

Науково-практичні результати проведених досліджень у межах дисертаційної роботи мають суттєвий результат для розвитку різних галузей промисловості

України, зокрема машинобудування, приладобудування, а також легкої промисловості.

Отримані результати наукових досліджень, розроблені на їх основі рекомендації та алгоритми розрахунку параметрів конструкцій машин зі складним просторовим рухом робочої ємності, а також рекомендації процесу обробки металевих деталей замка «блискавка» успішно прийняті до впровадження на єдиному підприємстві України легкої промисловості, що спеціалізується на виготовленні замків-застібок «блискавка» та фурнітурних виробів ПрАТ «Молнія» (с.м.т. Баришівка, Броварський район, Київська область). Акт про впровадження результатів досліджень машини для обробки деталей зі складним просторовим рухом робочої ємності представлено у додатку №14.

Проведені аналітичні та експериментальні дослідження показали, що із використанням нових способів [234 – 238] та типів розробленого галтувального обладнання [106, 169, 175, 177, 179, 182 – 185, 191] зі складним просторовим рухом робочих ємностей, зокрема із застосування розробленої галтувальної машини за патентом №135994 [232], тривалість виконання технологічних операцій відділення металевих деталей від ливників варіюватиметься в діапазоні від 3 до 20 хв [234, 238], що засвідчується затвердженням на ПрАТ «Молнія» технологічним процесом відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників, який наведено у додатку №15. У той само час, на підприємстві ПрАТ «Молнія», із використанням «базового» технологічного процесу відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників, час на виконання аналогічної технологічної операції варіюється в межах 20 – 120 хв (додаток №16).

Таким чином, час виконання відповідних технологічних операцій скоротився в 10 – 12 разів. Оцінка якості усіх експериментально оброблених деталей, проведена на ПрАТ «Молнія» показала, що вони повністю відповідають технологічним вимогам підприємства, що засвідчується затвердженням на ПрАТ «Молнія» актом виробничої апробації експериментальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності (додаток №17).

Виконання технологічної операції відділення металевих деталей від ливників з використанням обладнання, в якому робоча ємність виконує складний просторовий рух є значно ефективнішим та продуктивнішим ніж при використанні галтувальних машин з обертовим барабаном чи вібраційних машин. Було виконано порівняльний розрахунок очікуваного річного економічного ефекту від впровадження розробленої галтувальної машини згідно патенту України на корисну модель №135994 на ПрАТ «Молнія», який представлено у додатку №2. Очікуваний економічний ефект [238] склав 25'826 грн у рік на одну установку.

Між Київським національним університетом технологій та дизайну та Приватним акціонерним товариством «Молнія» було укладено ліцензійний договір №3-19 від 08 квітня 2019 року про продаж не виключної ліцензії на використання корисної моделі за патентом №126647. Повний зміст ліцензійного договору представлено у додатку №18.

Між Київським національним університетом технологій та дизайну та Приватним акціонерним товариством «Молнія» було укладено ліцензійний договір №6-19 від 22 жовтня 2019 року про продаж не виключної ліцензії на використання корисної моделі за патентом №135994. Повний зміст ліцензійного договору представлено у додатку №19.

Окрім того, між КНУТД та ПрАТ «Молнія» було укладено безтермінову угоду про співпрацю від 08 квітня 2019 року. Керівник та фахівці підприємства ПрАТ «Молнія» висловилися за підтримку науково-дослідної дисертаційної роботи та сприяють у виконанні даної роботи. Повний зміст угоди про співпрацю представлено у додатку №20.

Окремі результати проведених досліджень у межах дисертаційної роботи впроваджені в освітній процес трьох закладів вищої освіти. Акти про впровадження результатів дисертаційного дослідження у вищих навчальних закладах представлено у додатку №21.

Зокрема, отримані результати наукових досліджень впроваджені та успішно використовуються у Відкритому міжнародному університеті розвитку людини «Україна» в освітньому процесі кафедр автомобільного транспорту, кафедри

сучасної інженерії та нанотехнологій, а також кафедри технології харчування при підготовці здобувачів освіти за спеціальностями 274 «Автомобільний транспорт», 161 «Хімічні технології та інженерія» та 181 «Харчові технології» в межах вивчення таких навчальних дисциплін: «Машини та обладнання підприємств в інженерній галузі», «Деталі машин та ПТО», «САПР у машинобудуванні», «Теорія механізмів та машин», «Процеси та апарати хімічного виробництва», «Машини та обладнання підприємств тугоплавких неметалевих і силікатних матеріалів», «Процеси та апарати харчових виробництв», «Устаткування закладів ресторанного господарства», при виконанні студентами курсових та дипломних робіт цих само спеціальностей; у Київському національному університеті технологій та дизайну в освітньому процесі кафедр механічної інженерії, комп'ютерної інженерії та електромеханіки при підготовці здобувачів освіти 1-го (бакалаврського), 2-го (магістерського) та 3-го (освітньо-наукового) рівнів вищої освіти за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», а також при підготовці здобувачів освіти 1-го (бакалаврського), 2-го (магістерського) та 3-го (освітньо-наукового) рівнів вищої освіти за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка».

Також результати наукових досліджень впроваджені та використовуються в освітньому процесі Приватного вищого навчального закладу «Фастівський автомобільно-дорожній технікум» Товариства сприяння оборони України за спеціальністю 274 «Автомобільний транспорт».

У межах виконання дисертаційної роботи опубліковано 74 наукові роботи. Зокрема, опубліковано 6 статей у міжнародній науково-метричній базі даних Scopus (у двох виданнях), 43 статті у фахових виданнях України, 11 тез доповідей на всеукраїнських та міжнародних наукових конференціях, отримано 12 патентів Україну на корисну модель, видано 1 навчальний посібник [1] «Машини та обладнання підприємств» та 1 монографію [165] «Основи проектування машин зі складним рухом робочих ємкостей для фінішної обробки дрібних деталей». У додатку №22 представлено список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації.

### **Висновки до 5-го розділу**

1. Розроблено конструкції галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей з відмінними конструктивними особливостями.

2. Розроблено технологічний процес відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників із застосуванням галтувального обладнання зі складним рухом робочих ємностей.

3. Розроблено раціональні статично визначені просторові механізми галтувальних машин зі складним рухом робочих ємностей.

4. Технологічний процес відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників із використанням розробленої конструкції галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності прийнято до впровадження на ПрАТ «Молнія». Очікуваний економічний ефект складе 25'826 грн. у рік на одну установку.

5. Результати наукових досліджень впроваджено у навчальний процес трьох вищих навчальних закладів – Київського національного університету технологій та дизайну, Відкритого міжнародного університету розвитку людини «Україна», Фастівського автомобільно-дорожнього технікуму ТСО України.

### **ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ**

1. Вирішено важливу науково-технічну задачу – створено науково обґрунтовані основи та уніфіковані підходи до проектування обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємностей для виконання галтувальних технологічних операцій з прогнозованим кінцевим технологічним результатом.

2. Виконано критичний аналіз та узагальнення досвіду використання галтувальних машин, узагальнено закономірності виконання фінішних галтувальних технологічних операцій, суть яких заключається у об'ємній обробці технологічним середовищем формоутворених дрібних металевих та полімерних деталей, визначено необхідні вимоги для їх обробки.

3. На основі аналізу інформації про об'єкт обробки сформульовані вимоги до зовнішнього вигляду формованих металевих та полімерних фурнітурних деталей,

зокрема деталей замка «блискавка», визначені допустимі в процесі виконання технологічної операції дефекти деталей.

4. Розроблено уніфіковані вимоги та підходи для синтезу раціональних статично визначених просторових механізмів без пасивних зв'язків галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності.

5. Виконано синтез раціональних статично визначених просторових механізмів галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей з відмінними конструктивними особливостями, розроблені загальні підходи щодо їх комплексного аналітичного дослідження з точки зору розрахунку їх геометричних параметрів.

6. Розроблено класифікацію просторових статично визначених шарнірних механізмів галтувальних машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей із зазначенням основних, необхідних для проектування, математичних закономірностей, які описують конструктивні особливості.

7. Виконано комплексне силове дослідження синтезованих галтувальних машин з метою визначення впливу зміни їх геометричних параметрів на приріст реакцій у кінематичних парах їх просторових механізмів.

8. Систематизовано та узагальнено результати силового дослідження, визначено раціональні діапазони варіювання відповідними геометричними параметрами для усіх розроблених конструкцій галтувальних машин при яких значення реакцій у кінематичних парах не будуть перевищувати встановлені межі.

9. Встановлено взаємозв'язок між кутовою швидкістю ведучого валу, масштабним типорозміром та міжосьовою довжиною робочої ємності розроблених галтувальних машин з додатковими рухомими ланками коромислами та повзуном. Аналітично отримано математичні вирази, які описують такі залежності для даних конструкцій галтувальних машин.

10. На основі результатів аналітичних та експериментальних досліджень встановлені фактори, які мають найбільш виражений вплив на інтенсивність та продуктивність відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників при об'ємній обробці у машинах зі складним просторовим рухом робочих ємностей.



11. Встановлено взаємозв'язок між масою та геометричною формою металевих відливок, кількістю зіткнень відливок з твердою поверхнею, конструктивними особливостями галтувальної машини зі складним рухом робочої ємності, значенням кутової швидкості ведучого валу машини, рівнем заповнення ємності робочим масивом, що дозволяє виконати розрахунок тривалості виконання галтувальної технологічної операції відділення металевих деталей від ливників.

12. Розроблено аналітичний метод розрахунку та отримано математичний вираз для визначення тривалості виконання галтувальної технологічної операції відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників у машинах зі складним просторовим рухом робочих ємностей на основі встановлених взаємозв'язків між властивостями оброблюваних деталей, параметрами галтувального обладнання та способами його експлуатації. Виконано експериментальну перевірку адекватності аналітично отриманих методів розрахунку.

13. Експериментально встановлено раціональний режим руху робочого масиву, рівень заповнення робочої ємності при виконанні галтувальних технологічних операцій відділення металевих деталей від ливників, який має бути в діапазоні 50% – 75% від її загального вільного об'єму, також експериментально встановлено, що розгалужена складна форма відливок потребує значно більшого часу обробки.

14. Розроблено галтувальне обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємностей з розширеними технологічними можливостями, а також технологічний процес відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників із застосуванням даного обладнання.

15. Результати дисертаційних наукових досліджень впроваджено у виробництво на ПрАТ «Молнія». Очікуваний річний економічний ефект складе 25'826 грн на одну установку.

16. Результати дисертаційних наукових досліджень впроваджено у навчальний процес трьох вищих навчальних закладів – Київського національного університету технологій та дизайну, Відкритого міжнародного університету розвитку людини «Україна», Фастівського автомобільно-дорожнього технікуму ТСО України.

### Список використаної літератури:

1. Залюбовський М. Г. Машины та обладнання підприємств: навч. посібник / М. Г. Залюбовський, В. В. Малишев. – К.: Університет «Україна», 2020. – 120 с;
2. Яковенко І.Е. Технологічні основи машинобудування: навчальний посібник / І. Е. Яковенко, О. А. Пермяков, А.В. Фесенко – Харків: НТУ «ХП», 2022. – 421с;
3. Залюбовський М.Г. Перспективні технології обробки деталей та змішування сипких речовин у рухомих робочих ємкостях (частина 1: способи технологічних операцій) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 2, том 31 (70). – С. 29-35;
4. Бурмістенков О.П. Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантерейній промисловості: монографія / О. П. Бурмістенков, Б. М. Злотенко, В. П. Коновал, І. В. Панасюк, М. Є. Скиба, О. М. Синюк. – Хмельниц., 2007. – 255 с;
5. Панасюк І.В. Особливості оздоблювально-зачищувальної обробки деталей легкої промисловості технологічним середовищем / І.В. Панасюк, О.П. Бурмістенков, М.Г. Залюбовський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2013. – №3. – С. 190-194;
6. Панасюк І.В. Наукові основи проектування технологічних процесів обробки деталей взуття та фурнітури з пластмас і металів: автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.19.06 / Панасюк Ігор Васильович; Київський національний ун-т технологій та дизайну. – К., 2004. – 36 с;
7. Фетисов М.А. Влияние низкой температуры на физико-механические свойства резины и пластмасс / М.А. Фетисов, А.С. Тельнов, В.Н. Митрашко // О научно-исследоват. работах в вузах УССР. – Вып. 21. Машиностроение и металлообработка. – Київ: Вища школа, 1978. – 87 с;
8. Панасюк І.В. Научные основы проектирования технологических процессов обработки деталей обуви и фурнитуры из пластмасс и металлов: дис. д-ра техн. наук: 05.19.06 / Панасюк Игорь Васильевич; Киевский национальный ун-т технологий и дизайна. – Киев, 2004. – 403 с;

9. Калмиков М.О. К вопросу разработки математического аппарата определения оптимальной формы гранулы / М.О. Калмиков, В.Б. Шумакова, В.Б. Струтинский // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». – 2010. № 3 (59), С. 109 – 114;

10. Залюбовський М. Г. Вдосконалення машин зі складним рухом робочих ємкостей для обробки деталей легкої промисловості: дис. канд. техн. наук. // Спец.: 05.05.10 – машини легкої промисловості: захист 28.11.2017 / Залюбовський Марк Геннадійович; наук. кер.: І. В. Панасюк; КНУТД. – К.: КНУТД, 2017. – 278 С;

11. Залюбовський М.Г. Перспективні технології обробки деталей і змішування сипких речовин у рухомих робочих ємкостях (частина 2: типи обладнання з рухомими ємкостями) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 3, том 31 (70). – С. 7-13;

12. Залюбовський М. Г. Вдосконалення машин зі складним рухом робочих ємкостей для обробки деталей легкої промисловості. Автор. дис. на здобуття вченого ступеня к-та техн. наук: 05.05.10 – машини легкої промисловості / Залюбовський Марк Геннадійович; Київський національний університет технологій та дизайну. – К.: КНУТД, 2017. – 24 с;

13. Пат. України 6219, МПК В 24 В 31/02. Устрій для галтовки виробів /Турік Ю.О., заявник та патентовласник Турік Ю.О. – № 2950551/25-08; заяв. 02.07.1980, опуб. 29.12.1994, бюл. № 8-І/1994;

14. Шварц А.И. Механизация и автоматизация производства формовых резино-технических изделий: Учебное пособие для рабочего образования. М.: Химия, 1987. – 176 с;

15. Валуйский В.Я. Продвижение сыпучих продуктов через наклонный барабан // Известия вузов. Сер. Пищевая технология. – 1965. – №1. – С. 139 – 142;

16. 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;

17. ПрАТ «Молнія»: сайт Molniya. – 2020 [Електронний ресурс] URL: <https://molniya.com.ua> (дата відвідування: 09.06.2022);

18. Панасюк И.В. Разработка центробежных устройств для обработки изделий легкой промышленности из полимерных материалов: дис. канд. техн. наук: 05.02.13 – машины и агрегаты легкой промышленности / И.В. Панасюк. – К., 1989. – 223 с;

19. ПАТ «Молнія»: сайт Polyplast. – 2020 [Електронний ресурс] URL: <https://polyplast.lviv.ua/ru/> (дата відвідування: 14.06.2022);

20. Шумакова Т.А. Инструмент для виброабразивной обработки деталей: монография / Т. А. Шумакова, В. И. Шаповалов, Ю. И. Гутько; Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля. – Луганск: Ноулидж, 2011. – 59 с;

21. Пат. України 30405, МПК В24В 31/067. Пристрій для вібраційної обробки деталей / Ярошевич М.П., Ярошевич Т.С., Товстушко М.М., заявник та патентовласник Луцький державний технічний університет - № u200712138; заяв. 02.11.2007, опуб. 25.02.2008, бюл. № 4/2008;

22. Симонюк В.П. Вібраційна обробка деталей та її технологічні особливості // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки» – 2011. – №31. – С. 344-349;

23. Романченко А.В. Вибрационная обработка длинномерных деталей / А.В. Романченко, С.Е. Дзей // Вібрації в техніці та технологіях – 2010. – №2 (58). – С. 185-204;

24. Боровець В.М. Вібраційна обробка деталей із застосуванням обертових пристроїв / В.М. Боровець, В.С. Шенбор, Б.М. Савчин // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні – 2006. Вип. 40. – С. 35 – 39;

25. Богуслаев В. А. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки компрессора вентилятора. Часть I / В. А. Богуслаев, Ф. И. Муравченко, П. Д. Жеманюк и др. – Запорожье: ООО «Мотор Сич», 2003. – 396 с;

26. Пшеничный И. Н. Расширение технологических возможностей обработки деталей в вибрирующих контейнерах: дис. канд. тех. наук: 05.03.01 / Пшеничный Игорь Николаевич. – Луганск, 2004. – 265 с.

27. Лубенська Л. М. Основи вібраційної технології: навч. пос. / Л. М. Лубенська, М. О. Калмиков, С. М. Ясунік. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2009. – 284 с;
28. Николаенко А. П. Исследование зависимости интенсивности вибрационной обработки от расположения вибровозбудителя / А. П. Николаенко, М. А. Калмыков // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2/5(38). – С. 54 – 57;
29. Шаповал В.Н. и др. Вибрационные приводы в металлообработке. К., «Техніка», 1983. – 107 с;
30. Булгаков В.М. Проектування машин вібраційної дії: підручник / В.М. Булгаков, О.М. Черниш, М.Г. Березовий, В.В. Яременко. Київ: навч.літ. 2019. 704 с.
31. Оpirский Б. Я. Новые вибрационные станки: конструирование и расчет / Б. Я. Оpirский, П. Д. Денисов – Львов: Свит, 1991. – 160 с;
32. Пат. України 38804, МПК В24В 31/067. Вібраційна машина / Силивонюк А.В., Нахаєв П.П., Тимощук В.М., заявник та патентовласник Луцький державний технічний університет – № u200805362; заяв. 24.04.2008, опуб. 26.01.2009, бюл. № 2;
33. Пат. України 8831, МПК В24В 31/06. Спосіб вібраційної обробки деталей / Оніщенко О.О., Баскаков Г.Г., Саповець В.М., заявник та патентовласник Науково – виробниче об'єднання «Хімтекстильмаш» - № 4135344/SU; заяв. 17.10.1986, опуб. 30.09.1996, бюл. № 3/1996;
34. Пат. України 45115А, МПК В24В 31/06. Пристрій для віброабразивної обробки / Сухаревська О.М., Лубенська Л.М., заявник та патентовласник Східноукраїнський національний університет – № 2001053434; заяв. 22.05.2001, опуб. 15.03.2002, бюл. № 3/2002;
35. Шушпанков А.Б. Смесительные агрегаты вибрационного типа для дисперсных материалов / А.Б. Шушпанков, Г.Е. Иванец // Кемерово: Кемеровский технологический ин-тут пищевой промышленности, 2008 – 152 с;
36. Шушпанков А.Б. Смесительные агрегаты вибрационного типа для сыпучих комбинированных продуктов / А.Б. Шушпанков, Г.Е. Иванец // Достижения науки и техники АПК №6, 2009 – С. 60-62;

37. Лубенская Л. М. Особенности шпиндельной обработки деталей в среде свободного абразива / Л. М. Лубенская, Е. В. Нечай, Г. Ю. Бурлакова // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 4 (56). – С. 97 – 102.

38. Пат. України 72282, МПК В24В 31/06. Пристрій для вібраційної шпиндельно-планетарної обробки деталей / Берник П.С., Писаренко В.Г., Ярошенко Л.В., Боковий Є.Ф., Пазюк В.М., заявник та патентовласник Ярошенко Л.В. - № 2002054019; заяв. 16.05.2002, опуб. 15.02.2005, бюл. № 2/2005;

39. Пат. України 76113, МПК В24В 31/06. Спосіб для віброшпиндельної обробки деталей / Берник П.С., Ярошенко Л.В., Голуб Ю.М., Писаренко В.Г., Боковий Є.Ф., заявник та патентовласник Берник П.С., Ярошенко Л.В., Голуб Ю.М., Писаренко В.Г., Боковий Є.Ф. - № 2003020895, заяв. 03.02.2003, опуб. 17.07.2006, бюл. № 7/2006;

40. Пат. України 32665, МПК В24В 31/06. Машина для вібропланетарної обробки / Берник П.С., Паламарчук І.П., Липовий І.Г., заяв. та патентовл. Вінницький державний сільськогосподарський інститут – №u200800346; заяв. 10.01.2008, опуб. 26.05.2008, бюл. № 12/2008;

41. Пат. України 34707, МПК В24В 31/06. Пристрій для вібропланетарного обробітку деталей / Серета Л.П., Берник П.С. та інші, заяв. та патентовл. Вінницький державний сільськогосподарський інститут – №u99052637; заяв. 12.05.1999, опуб. 15.03.2001, бюл. № 12/2001;

42. Пат. України 53516, МПК В24В 31/104. Пристрій для обробки деталей / Бурлаков В.І., Барсуков В.А., заяв. та патентовл. Приазовський державний технічний університет – №u201003922; заяв. 06.04.2010, опуб. 11.10.2010, бюл. № 19/2010;

43. Пат. України 48217, МПК В24В 31/06. Вібровідцентрова машина / Симоненко Т.Є., Барсуков В.А., заяв. та патентовл. Приазовський державний технічний університет – №u200909590; заяв. 18.09.2009, опуб. 10.03.2010, бюл. № 5/2010;

44. Бурмистенков А.П. Исследование динамики частицы сыпучей среды в емкости со сложным вращением / А.П. Бурмистенков, И.В. Панасюк // Изв. вузов. Технол. легкой пром-сти. – 1989. – №1. – С. 108 - 112;

45. Пат. України 25812, МПК В24В 31/02. Планетарна установка безперервної дії / Сілін Р.І., Гордєєв А.І., Гордєєв О.А., Урбанюк Є.А., Третько В.В., заявник та патентовласник Хмельницький національний університет – № u200703372; заяв. 28.03.2007, опуб. 27.08.2007, бюл. № 13/2007;

46. Авт. свид. СССР 992171, МПК В24В 31/02. Галтовочная установка / Бондарь Н.И., Мороз В.М., Окара О.И., заяв. 09.10.81. – №u3343724/25-08, опуб. 30.01.83, бюл. №4/1983;

47. Авт. свид. СССР 818831, МПК В24В 31/04. Устройство для галтовки деталей / Мудров П.Г., Мудров А.Г., заявитель Казанский ордена "Знак Почета" сельскохозяйственный институт им. М. Горького – №u2765978/25-08, заяв. 15.05.79., опуб. 07.04.81, бюл. №13/1981;

48. Авт. свид. СССР 812535, МПК В24В 31/02. Устройство для галтовки деталей / Мудров П.Г., Мудров А.Г., Мудров А.П. заявитель Казанский ордена "Знак Почета" сельскохозяйственный институт им. М. Горького – №u2736189/25-08, заяв. 12.03.79., опуб. 17.03.81, бюл. №10/1981;

49. Willy A. Bachofen (WAB): сайт Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2020 [Електронний ресурс]. URL: <https://www.wab-group.com/en/> (дата відвідування: 20.06.2022);

50. Панасюк І.В. Визначення деяких конструктивних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2013. №5. С. 76-81;

51. Розробка автоматизованого відцентрового змішувача безперервної дії з додатковою зоною змішування для сипких матеріалів легкої промисловості. Автор. дис. на здобуття вченого ступеня к-та техн. наук: 05.05.10 – машини легкої промисловості Стаценко В.В. / Київський національний університет технологій та дизайну. – К., 2007. – 21 с;

52. 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, Vol. 2, Issue 3, P. 138-141;

53. Потапова К.В. Исследование процесса сухого смешивания и обоснование выбора вкусоароматических добавок для получения высокобелкового продукта спортивного питания / К.В. Потапова, О.Е. Бакуменко // Food Processing: Techniques and Technology, 2015, №1. – С. 87-90;

54. Marigo M. Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation: dissertation EngD – The University of Birmingham, UK., 2012. – 316 P;

55. Marigo M. Discrete Element Method (DEM) for Industrial Applications: Comments on Calibration and Validation for the Modelling of Cylindrical Pellets / M. Marigo, EH Stitt // KONA Powder and Particle Journal, (2015), No 32, P. 236-252;

56. Marigo M. Discrete element modelling (DEM) input parameters: understanding their impact on model predictions using statistical analysis / Z. Yan, SK. Wilkinson, EH. Stitt, M. Marigo // Computational Particle Mechanics, (2014), No. 2., Vol. 3, P. 283-299;

57. Williams, J.C. The Mixing and Segregation of Particulate Solids of Different Particle Size / J.C. Williams // Chemical Eng. – 1973. – Vol. 5, № 269. – P. 19 – 25;

58. Perschin, V.F. The mixing and segregation of particulate solids of different particle size. / V.F. Perschin, U.T. Selivsnov, A.G. Tkachev // Abstracts of the 10 International congress of chemical equipment and automatics, "CHISA-90". – Praha, Czechoslovakia, 1990. – P. 49;

59. Stambaugh, J. Segregation in a monolayer of magnetic spheres / J. Stambaugh, Z. Smith, E. Ott, W. Losert // Physical Review, (2004), Vol. 70, issue 3, P. 110 – 125;

60. Statsenko V. Determining the motion character of loose materials in the system of continuous action «hopper – reciprocating plate feeder» / V. Statsenko, O. Burmistenkov, T. Bila, D. Statsenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies – 2019. No 2/1 (98), P. 21 – 28;

61. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement



and Reconstruction of Turbula-Mixer Motion using Positron Emission Particle Tracking / M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, M. Cook, A. Ingram, E. H. Stitt // CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences, Vol. 59, No. 3 (2010), p. 217-238;

62. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part B: Investigation of Flow and Mixing in the Turbula® mixer / M. Marigo, D. L. Cairns, M. Davies, A. Ingram, E. H. Stitt // Powder Technology No., 212 (2011), p. 17-24;

63. Bauman I. Mixing of solids in different mixing devices. / I. Bauman, D.Curi'c and M.Boban. // Sadhana Vol. 33, Part 6, December 2008, pp. 721–731;

64. Kwapinska M. Mixing of particles in rotary drums: A comparison of discrete element simulations with experimental results and penetration models for thermal processes / M. Kwapinska, G. Saage, E. Tsotsas // Powder Technology No 161 (2006), p. 69-78;

65. Geng F. Numerical Simulation on Mixing Kinetics of Slender Particles in a rotary dryer / F. Geng, Z. Yuan and others // Powder Technology, No 193 (2009), p. 50-58;

66. Kuo H.P. Solids circulation and axial dispersion of cohesionless particles in a V-mixer / H.P. Kuo, P.C. Knight, D.J. Parker // Powder Technology, No 152 (2005), p. 133-140;

67. Cundall P.A. A discrete numerical model for granular assemblies / P.A. Cundall, O.D.L. Strack // Géotechnique, No 29 (1979), pp. 47–65;

68. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, Y.I. Smirnov, Y.V. Klaptsov, V.V. Malyshev // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2 (132). – P. 24 – 32;

69. Zalyubovskiy M.G. Analytical determination of the time of handling process of polymeric details in a machine with a complex movement of working container / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, Y.I. Smirnov, O.O. Kuznetsova, V.V. Malyshev // Bulletin

of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 3 (134). – P. 9 – 17;

70. Копин В.А. Обработка изделий из пластмасс / В.А. Копин, В.Л. Макаров, А.М. Ростовцев – М.: Химия, 1988. – 176 с;

71. Zalyubovskyi M.G. Experimental investigation of the processing of polymeric details in a machine with a complex movement of working capacity / M.G. Zalyubovskyi, I.V. Panasyuk, V.Y. Kurovskyi, N.F. Kushchevska, Yu.S. Loboda, V.V. Malyshev // 6-th International Conference «HighMathTech 2019», Session H, 2019, P. 154;

72. Zalyubovskyi M.G. The processing of polymeric details in a machine with a complex movement of working container / M.G. Zalyubovskyi, I.V. Panasyuk, N.V. Boshytska, N.F. Kushchevska, V.Y. Dombrova, V.V. Malyshev // 6-th International Conference «HighMathTech 2019», Session H, 2019, P. 173;

73. Патент №113266, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб вологого полірування полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201606525; заяв. 15.06.2016, опуб. 25.01.2017, бюл. № 2;

74. Патент №113267, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб вологого шліфування полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201606526; заяв. 15.06.2016, опуб. 25.01.2017, бюл. № 2;

75. Залюбовський М.Г. Особливості процесів змішування та обробки деталей легкої промисловості у машині зі складним рухом робочої ємкості // 14-та Всеукраїнська наукова конференція молодих вчених та студентів "Наукові розробки молоді на сучасному етапі" // Тези доповідей, 2015. Том 2 – С. 217;

76. Залюбовський М.Г. Специфіка обробки деталей з полімерних матеріалів в машині зі складним просторовим рухом робочої ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Перспективні полімерні матеріали та технології: монографія. МОН України, КНУТД, 2015. – С. 54 – 59;

77. Модестов В.Б. Определение мощности смесителя, необходимой при смешивании сыпучих материалов. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2003. – №3. С. 7-8;

78. Модестов В.Б. Определение затрат энергии на перемешивание в планетарно-шнековых смесителях. // "Химическое и нефтегазовое машиностроение". 2002 – №3. С. 41-49;

79. Залюбовський М.Г. Енергоефективна машина для фінішної обробки дрібних полімерних деталей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг. Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції. – Київ: КНУТД, 2017. – С. 186-188;

80. Залюбовський М. Г. Аналітичне дослідження статичного моменту опору на ведучому валу машини зі складним рухом робочої ємкості / М.Г. Залюбовський // Тези доповідей XVI Всеукраїнської наукової конференції молодих учених та студентів "Наукові розробки молоді на сучасному етапі". Т. 2: 27-27 квітня 2017 р. – К.: КНУТД, 2017. – С. 574-575;

81. Залюбовський М. Г. Особливості визначення потужності, що споживається машиною для обробки деталей зі складним просторовим рухом робочої ємкості / М.Г. Залюбовський // Тези доповідей XV Всеукраїнської наукової конференції молодих учених та студентів "Наукові розробки молоді на сучасному етапі". Т. 2 : 28-29 квітня 2016 р. – К. : КНУТД, 2016. – С. 252;

82. Коротич В.И. Анализ движения сыпучего материала во вращающемся цилиндрическом барабане / В.И. Коротич // Горный журн., 1964. – № 12. – С. 134 – 141;

83. Першин В.Ф. Переработка сыпучих материалов в машинах барабанного типа / Першин В.Ф., Однолько В.Г., Першина С.В. // Монография – М.: Машиностроение, 2009. – 220 с;

84. Сокур М.І. Модель руху матеріалу в проточній частині барабанного млина / М.І. Сокур, В.С. Білецький, Д.П. Божик, І.М. Сокур // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. збірник – 2017. – Вип. 66 (107). – С. 28-35;

85. Сокур М.І. Моделювання процесів у розвантажувальному вузлі барабанного млина. / М.І. Сокур, В.С. Білецький, Д.П. Божик, І.М. Сокур // Качество минерального сырья: Сборник научных трудов. – 2017. С. 387-396;
86. Сокур М.І. Математична модель проходження матеріалу через розвантажувальні грати барабанного млина / М.І. Сокур, В.С. Білецький, Д.П. Божик, І.М. Сокур// Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. збірник – 2017. – Вип. 66 (107). – С. 88-95;
87. Sokur N. Investigation of the process of crushing solid materials in the centrifugal disintegrators / N. Sokur, V. Biletskyy, L. Sokur, D. Bozyk, I. Sokur // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 3/7 ( 81 ). – 2016. P. 34-40;
88. Silva M. Modelling SAG milling power and specific energy consumption including the feed percentage of intermediate size particles / M. Silva, A. Casali // Minerals Engineering. № 70. – 2015. pp. 156–161;
89. Першин В.Ф. Энергетический метод описания движения материала в поперечном сечении гладкого вращающегося цилиндра // Теоретические основы химической технологии. – 1988. – Т. 22, № 2. – С. 255 – 260;
90. Першин В.Ф. Использование энергетического подхода при определении режимов движения сыпучего материала во вращающемся барабане / В.Ф. Першин, Г.А. Минаев // Теоретические основы химической технологии. – 1989. – Т. 23, № 5. – С. 659 – 662;
91. Першин, В.Ф. Использование энергетического метода для описания движения сыпучего материала в трубчатом питателе / В.Ф. Першин, С.В. Барышникова, А.Г. Ткачев // Тезисы докладов междунар. науч-техн. конф. «Холод и пищевые производства». – 1996. – С. 219;
92. Першин В.Ф. Расчет распределения сыпучего материала в гладком вращающемся барабане // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1988;
93. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження руху частинки сипкого середовища у робочій ємкості, що здійснює складний рух / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2014. – №6. – С. 35-42;

94. Панасюк І.В. Визначення залежності режиму руху робочого середовища у ємкості зі складним рухом від кутової швидкості ведучого валу / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2015. – №1. – С. 43-52;

95. Panasyuk I. Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process / I. Panasyuk, M. Zalyubovskiy // Metallurgical and Mining Industry – 2015. – №3. – P. 260-264;

96. Кинематический и силовой анализ механизма смесителя с избыточной связью. Автореферат диссертации на соискание ученой степени к-та техн. наук: 05.02.18 – Теория механизмов и машин / Хростицкий А.А. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – Санкт-Петербург., 2012. – 16 с;

97. Панасюк І.В. Визначення кінематичних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2013. – №6. – С. 28-33;

98. Obadele B.A., Turbula mixing characteristics of carbide powders and its influence on laser processing of stainless steel composite coatings / B.A. Obadele, Z.H. Masuku, P.A. Olubambi // Powder Technol. 2012. Vol. 230, P. 169 – 182;

99. Панасюк І.В. Визначення закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2015. – №5. – С. 40-46;

100. Zalyubovskii M. G. Modeling and designing the barreling machine drive with complex spatial motion of the container / M.G. Zalyubovskii, I.V. Panasyuk, S.O. Koshel', G.V. Koshel' // International Applied Mechanics, 58, No. 4, July 2022, 472 – 480;

101. Панасюк І.В. Визначення деяких конструктивних параметрів приводу маятникового типу машини з тривимірним обертанням барабану для змішування та обробки деталей / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський, Ю.В. Клапцов // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2014. – №3. – С. 221-228;

102. Патент №92544, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201401841; заяв. 25.02.2014, опуб. 26.08.2014, бюл. № 16;

103. Патент №105556, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201509212; заяв. 25.09.2015, опуб. 25.03.2016, бюл. № 6;

104. Panasjuk I. Determination of design parameters of block linkage mechanism of the drive of machine for processing of details with the compound motion of working reservoir / I. Panasjuk, M. Zaljubovskiy// Metallurgical and Mining Industry – 2016. – №9. – P. 34-42;

105. Залюбовський М. Г. Дослідження конструктивних параметрів чотирьохланкового шарнірного механізму приводу галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, С.О. Кошель, Д.О. Личов // Прикладна механіка. – 2022. – 58, № 6. – С. 127-141;

106. Кошель С.О. Кінематичний аналіз складних плоских механізмів вищих класів / С.О. Кошель, В.М. Дворжак, Г.В. Кошель, М.Г. Залюбовський // Прикладна механіка. – 2022. – 58, № 1. – С. 128-142;

107. Патент №109083, МПК В01F 11/00, В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201601467; заяв. 18.02.2016, опуб. 10.08.2016, бюл. № 15;

108. Залюбовський М.Г. Нові способи та устаткування для обробки дрібних полімерних деталей легкої промисловості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Міжнародна науково-технічна конференція молодих науковців «Сучасні технології в механіці» // Збірник наукових праць «Технічна творчість», 2016. – С. 82-85;

109. Патент №110417, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський

національний університет технологій та дизайну – №u201603277; заяв. 30.03.2016, опуб. 10.10.2016, бюл. № 19;

110. Залюбовський М.Г. До питання удосконалення конструкції машини зі складним рухом робочої ємкості для фінішної обробки деталей фурнітури / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Актуальные проблемы инженерной механики. Тезисы докладов III Международной научно-практической конференции. Одесса: "Внешрекламсервис", 2016. – С. 80-84;

111. Патент №92545, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201401842; заяв. 25.02.2014, опуб. 26.08.2014, бюл. № 16;

112. Патент №118297, МПК В24В 31/00 (2017.01). Машина для полірування та шліфування дрібних полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201702992; заяв. 30.03.2017, опуб. 25.07.2017, бюл. № 14;

113. Патент №108645, МПК В01F 11/00, В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201600830; заяв. 02.02.2016, опуб. 25.07.2016, бюл. № 14;

114. Патент №93982, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201404584; заяв. 29.04.2014, опуб. 27.10.2014, бюл. № 20;

115. Патент №115677, МПК F16H 21/52 (2006.01), F16H 29/00. Шарнірний механізм для перетворення постійного обертального руху на обертальний з вистосом / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201611011; заяв. 02.11.2016, опуб. 25.04.2017, бюл. № 8;

116. Патент №98901, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський

національний університет технологій та дизайну – №u201412897; заяв. 02.12.2014, опуб. 12.05.2015, бюл. № 9;

117. Кошель С.О. Кінематичний аналіз складних плоских механізмів вищих класів / С.О. Кошель, В.М. Дворжак, Г.В. Кошель, М.Г. Залюбовський // Прикладна механіка. – 2022. – 58, № 1. – С. 128-142;

118. Koshel' S.O. Kinematic analysis of complex planar mechanisms of higher classes / S.O. Koshel', V.M. Dvorzhak, G.V. Koshel', M.G. Zalyubovskyi // International Applied Mechanics, Vol. 58, No. 1, July 2022, 111 – 122;

119. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: "Наука", 1975. – 640 с;

120. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. – Изд. 2-е, переработ. и доп. – М.: Машиностроение, 1972. – 256 с;

121. Кореняко А.С. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – К.: "Вища школа", 1970. – 332 с;

122. Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов. – К.: Наук. думка, 1979. – 232 с;

123. Залюбовський М.Г. Розробка конструктивних параметрів машини для змішування та обробки деталей легкої промисловості зі складним рухом робочої ємкості // 2-га Міжнародна науково-практична інтернет-конференція "Актуальні проблеми інженерної механіки". – 2015. – С. 20-25;

124. Панасюк І.В. Розробка конструктивних параметрів машини для змішування та обробки деталей легкої промисловості зі складним рухом робочої ємкості / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // 2-га Міжнародна науково-практична інтернет-конференція "Актуальні проблеми інженерної механіки". – 2015. – С. 52-55;

125. Antonyuk E.Ya. Dynamic System of an Engine with Spatially Rocking Links: a Mathematical Model / E.Ya. Antonyuk, V.A. Sakharnov, N.I. Koval' // Int. Appl. Mech. – 2010. – 46, N 9. – P. 1039 –1049;

126. Avramov K.V. Using Nonlinear Normal Modes to Analyze Forced Vibrations // Int. Appl. Mech. – 2008. – 44, N 12. – P. 1405 – 1412;



127. Мудров А.Г. Обзор исследований пространственных механизмов с вращательными шарнирами / А.Г. Мудров, Р.Ш. Марданов // Научно-методический журнал «Теория механизмов и машин». Том 13. – 2015. – №2(26). – С. 62 – 70.

128. Кожевников С.Н. Механизмы / С.Н. Кожевников, Я.И. Есипенко, Я.М. Раскин. – М.: Машиностроение, 1965. – 1060 с;

129. Bennett G.T. A new mechanism. Engineering, London, 1903, p.777-778;

130. Авт. свид. СССР 643305, МПК В24В 31/04. Устройство для галтовки деталей / Мудров П.Г., Мудров А.Г., Белобродов В.А., заявитель Казанский сельскохозяйственный институт им. М. Горького, заяв. 17.12.76. – №2430894/25-8, опуб. 25.01.79, бюл. №3;

131. Мудров А. Г. Способ и устройство для приготовления цветного бетона // Известия КГАСУ. – 2016. – №4 (38). С. 444-450;

132. Budniak Z. Simulation of the movement of four-bar spatial linkage / Z.Budniak and T.Bil // Int. J. of Applied Mechanics and Engineering. – 2012. Vol. 17. – p.723-732;

133. Mudrov A.G. The practical use of the mechanism of Bennett in the technique / The Eighth IFToMM International Symposium on Theory of Machines and Mechanisms. SYROM, 2001. – Bucharest: ROMANIA, 2001, Vol. 11. – P. 221-228;

134. Herve J. M. The two kinds of Bennett's mechanisms / J. M. Herve M. Dahan // Sixth IFToMM World Congress on Theory of Machines and Mechanisms. – 1983. Vol.1. – p. 116 – 119.

135. Yarullin M. G. 2016 Structural modifications synthesis of Bennett mechanism / M. G.Yarullin, M. R. Mingazov // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – p. 9 – 16;

136. Khabibullin F.F. Nonlinear crushing dynamics in two-degree of freedom disintegrator based on the Bennett's linkage / F.F. Khabibullin, M.G. Yarullin, I.R. Isyanov // Vibroengineering Procedia – 2016. Vol.8, – P. 477- 482;

137. Khabibullin F.F. Theoretical and practical conditions of Bennett mechanism workability / F.F. Khabibullin, M.G. Yarullin // Lecture Notes in Mechanical Engineering – 2017. – P. 145–153;

138. Khabibullin F.F. Kinematics of a two movable disintegrator with drives based on the Bennett's mechanism / F.F. Khabibullin, M.G. Yarullin // Russian Forum of Young Scientists (RFYS) – 2018. Vol. 20. – P. 122–131;

139. Хабибуллин Ф. Ф. Теория и методы исследования и проектирования модификаций приводов дезинтегратора на базе пространственных 4R механизмов. Автор. дис. на соиск. ученой степени к-та техн. наук: 05.02.02 – машиноведение, системы приводов и детали машин / Хабибуллин Фаниль Фаргатович; Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ. – 2019. – 16 с;

140. Khabibullin F.F. Geometry of the kinematic chain and the links of the Bennett's mechanism / F.F. Khabibullin, M.G. Yarullin, I.Z. Bagautdinov // International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.). – 2018. Vol. 12, n. 9. – P. 756 – 761;

141. Khabibullin F.F. To the Question of the Synthesis of Modifications Bennett's Mechanism / F.F. Khabibullin, I.H. Saitov, I.Z. Bagautdinov // Lecture Notes in Mechanical Engineering – 2018. – P. 129-138;

142. Антонюк Е. Я. Движение шарнирно сочлененного экипажа с двумерными звеньями при боковых ограничениях / Е. Я. Антонюк, А. Т. Забуга // Приклад. механика. – 2016. – 52, № 4. – С. 89-99;

143. Antonyuk E.Ya., Zabuga A.T. 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;

144. Антонюк Е. Я. О математической модели динамической системы двигателя с пространственно качающимися звеньями / Е. Я. Антонюк, В. А. Сахарнов, Н. И. Коваль // Приклад. механика. – 2010. – 46, № 9. – С. 83-96;

145. Серикбай К. Параметрический синтез пространственных рычажных механизмов / К. Серикбай, Ж. Алгазы // Монграфия: Алматы, КазНТУ им. К.И. Сатпаева. – 2008. – 233 С;

146. Хростицкий А. А., Терёшин В. А. Особенности структуры и геометрии пространственного шестизвенного механизма с избыточными связями //

Современное машиностроение. Наука и образование.: Материалы Междунар. науч.-практ. конф.: [сайт] – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – С. 399–409;

147. Хростицкий А. А., Евграфов А. Н., Терёшин В.А. Особенности задачи исследования геометрии механизма с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2011. – № 4 (135). – С. 122–126;

148. Хростицкий А. А., Терёшин В. А. Силовой анализ парадоксального механизма с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2011. – № 4 (135). – С. 133–137;

149. Хростицкий А. А., Евграфов А. Н., Терёшин В. А. Методика силового расчёта парадоксальных механизмов с избыточными связями // XL Неделя науки СПбГПУ: материалы междунар. науч.-практ. конф. Ч. IV. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. – С. 136–138;

150. Патент Российской Федерации № 2077941, МПК 15 В01F11/00. Смеситель для сыпучих и жидких веществ / Грузнова Т.А.; Малахова Г.В.; Фридкина Н.А., заявитель и патентообладатель Акционерное общество открытого типа НИКТИ "Электроприбор" - № 94045445/26; заяв. 27.12.1994, опуб. 27.04.1997, бюл. № 13;

151. Патент №89571, МПК В01F 11/00. Машина для обработки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201313728; заяв. 26.11.2013, опуб. 25.04.2014, бюл. № 8;

152. Патент №108488, МПК В01F 11/00. Машина для обработки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201511872; заяв. 01.12.2015, опуб. 25.07.2016, бюл. № 14;

153. 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;

154. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя в трех томах. Изд. 8-е, перераб. и дополн. – М.: "Машиностроение", 2001. – 1030 с;

155. Пищиков В.О. Проектування швейних машин: навчальний посібник для ВНЗ за спеціальністю "Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування" / В.О. Пищиков, Б.В. Орловський – К.: Видавничо-поліграфічний дім "Формат". – 2007. – 320 с;

156. Бурмістенков О.П. Основи теорії та практична реалізація пристроїв для зачищувальної обробки формових деталей із полімерних матеріалів: Монографія / О.П. Бурмістенков, І.В. Панасюк. – К.: НМК ВО, 1993. – 64 с;

157. Гирщик Р.Л. Оборудование для удаления облоя с формовых резино-технических изделий / Р.Л. Гирщик, И.А. Натансон. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1975. – 75 с;

158. Фетисов М.А. Влияние низкой температуры на физико-механические свойства резины и пластмасс / М.А. Фетисов, А.С. Тельнов, В.Н. Митрашко // О научно-исследоват. работах в вузах УССР. – Вып. 21. 1978. Машиностроение и металлообработка. – К.: Вища школа, 1978. – С 87;

159. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів у середовищі низьких температур (частина 1: визначення температури крихкості) / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 4, том 32 (71). – С. 8-12;

160. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів у середовищі низьких температур (частина 2: дослідження тривалості промерзання і технологічного процесу галтування) / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 5, том 32 (71). – С. 1-4;

161. Залюбовський М.Г. Дослідження та шляхи усунення перевантажень у гідравлічних системах пресів для вирубки деталей легкої промисловості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №1 (305). – С. 125 – 130;

162. ГОСТ 24105-80 (СТ СЭВ 884-78). Изделия из пластмасс. Термины определения дефектов;

163. ГОСТ 25140-93. Сплавы цинковые литейные. Марки;

164. ГОСТ 19424-74. Сплавы цинковые литейные в чушках. Технические условия;

165. Залюбовський М. Г. Основи проєктування машин зі складним рухом робочих ємкостей для фінішної обробки дрібних деталей: монографія / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк – Київ: КНУТД, 2022. – 352 с;

166. Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 1, April 2020, 54 – 64;

167. Залюбовский М. Г. Об исследовании основных конструктивных параметров семизвенного пространственного механизма машины для обработки деталей / М. Г. Залюбовский, И. В. Панасюк // Прикладная механика. – 2020. – 56, № 1. – С. 67-77;

168. Патент №132178, МПК В01F 11/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u201809740; заяв. 01.10.2018, опуб. 11.02.2019, бюл. № 3;

169. Патент №126647, МПК В01F 11/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201801469; заяв. 15.02.2018, опуб. 25.06.2018, бюл. № 12;

170. Zalyubovskii M. G. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 6, November 2020, 762 – 772;

171. Panasjuk I. Analytical determination the driving shaft working angular velocity of a machine for polymer details processing in the case of application of a special drive / I.

Panasjuk, M. Zalyubovskiy, O. Kuznetsova // Advanced polymer materials and technologies: theory and practice. – Kyiv: KNUTD, 2018. P. 146 – 151;

172. Панасюк І.В. Підвищення енергоефективності процесу фінішної обробки деталей в обертових ємкостях / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2017. – №5. – С. 65-72;

173. Залюбовський М.Г. Дослідження кінематичних параметрів машини для обробки деталей з двома ємкостями, що виконують складний просторовий рух / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №3 (146). – С. 25-36;

174. Залюбовский М. Г. Об исследовании основных конструктивных параметров пространственных механизмов машин с двумя рабочими емкостями для обработки деталей / М. Г. Залюбовский, И. В. Панасюк // Прикладная механика – 2020. – 56, № 6. – С. 130-141;

175. Патент №127438, МПК В24В 31/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201803397; заяв. 30.03.2018, опуб. 25.07.2018, бюл. № 14;

176. Залюбовський М.Г. Машина для обробки деталей з семиланковим просторовим механізмом – синтез та дослідження / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №4 (148). – С. 38-47;

177. Патент №133925, МПК В01F 11/00 (2019.01), В24В 37/07 (2019.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u201811703; заяв. 28.11.2018, опуб. 25.04.2019, бюл. № 8;

178. Залюбовский М.Г. Структурный синтез и анализ пространственного механизма без избыточной связи галтовочной машины / М.Г. Залюбовский, И.В.

Панасюк, В.В. Малышев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 4, том 31 (70). – С. 12-17;

179. Патент №127611, МПК В24В 37/00 (2018.01), В24В 37/07 (2012.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201802817; заяв. 20.03.2018, опуб. 10.08.2018, бюл. № 15;

180. Zaliubovskyi M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zaliubovskyi, I. V. Panasiuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, – 2020. – 178, issue 4, 69-75;

181. Залюбовський М. Г. Розробка конструктивних параметрів машини для об'ємної обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг: тези доповідей III-ої Міжнар. наук.-практ. конф. (10 жовтня 2019 р., м. Київ) / відп. за вип. М. А. Зенкін. — Київ : КНУТД, 2019. — С. 33-34;

182. Патент №140397, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201907603; заяв. 08.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

183. Zalyubovskiy M.G. Development of a drive that provides torque transmission to the drive shaft performing additional reciprocating motion / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // Тези доповідей VI Міжнародної науково-практичної конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», – Київ: КНУТД, 2022. – С. 16 – 17;

184. Патент №140463, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201908936; заяв. 24.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

185. Патент №140398, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201907606; заяв. 08.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

186. Залюбовський М. Г. Синтез та аналіз просторових семиланкових механізмів без надлишкового зв'язку машини для обробки деталей / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Прикладна механіка – 2021. – 57, № 4. – С. 110-121;

187. Zalyubovskyi M.G. Development of a drive that provides the torque transmission to the drive shaft of the machine, performing additional reciprocating movement machine / M.G. Zalyubovskyi, I.V. Panasyuk // Тези доповідей V Міжнародної науково-практичної конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», – Київ: КНУТД, 2021. – С. 32 – 33;

188. Ачеркан Н.С. Справочник машиностроителя в шести томах. Том – 1. М., 1956. – 568 С;

189. Залюбовський М.Г. Синтез та дослідження статично визначеного просторового шарнірного механізму галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, В.В. Малишев, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2020. – №5 (289). – С. 142 – 148;

190. Залюбовський М.Г. Синтез та аналітичне дослідження геометричних параметрів статично визначеного просторового шарнірного механізму галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №5 (150). – С. 24-30;

191. Патент №135185, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u201812346; заяв. 12.12.2018, опуб. 25.06.2019, бюл. № 12;

192. 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;

193. Залюбовський М.Г. Synthesis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених, – Хмельницький: ХНУ, 2022. – С. 9 – 13;



194. Патент №143097, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u202000655; заяв. 04.02.2020, опуб. 10.07.2020, бюл. № 13;

195. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Машгиз, 1979. – 575 С;

196. Евграфов А.Н. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / А.Н. Евграфов, М.З. Коловский, Г.Н. Петров. – 2-е изд., испр. и доп. – СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2009. – 248 с;

197. Zalyubovskiy M.G. Research of constructive and geometrical parameters of the spatial mechanism of the part-processing machine / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // XVI International Conference «Strategy of Quality in Industry and Education», Varna, Bulgaria. 2021. P. 74 – 78;

198. Залюбовський М.Г. Визначення деяких конструктивних та геометричних параметрів галтувальної машини типу «Turbula» / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №6 (303). – С. 147 – 152;

199. Залюбовський М.Г. Аналітичне дослідження деяких конструктивних параметрів галтувальної машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між собою обертальною кінематичною парою / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №2 (307). – С. 97 – 102;

200. Залюбовський М. Г. Розробка просторових механізмів без надлишкового зв'язку машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк // Тези доповідей X Міжнародної конференції молодих вчених «Молоді вчені 2019 – від теорії до практики». 07 березня 2019 р. — Дніпро: в-во «Дике Поле», 2019. — С. 36-40;

201. Zalyubovskiy M.G. Synthesis of the tumbling machine spatial mechanism / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // Тези доповідей IV Міжнародної науково-практичної конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», – Київ: КНУТД, 2020. – С. 50 – 52;

202. Залюбовський М.Г. Дослідження статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості // Вісник Хмельницького націон. університету. Технічні науки. 2021. №1 (293). С. 86-92;

203. Залюбовський М.Г. Визначення статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, створеного масою сипкого середовища у робочій ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №2 (295). – С. 116 – 122;

204. Залюбовський М.Г. Силове дослідження просторового шестиланкового механізму машини для обробки деталей (частина 1: дослідження при роботі машини на холостому ході) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 5, том 31 (70). – С. 13-18;

205. Залюбовський М.Г. Силове дослідження просторового шестиланкового механізму машини для обробки деталей (частина 2: дослідження при роботі машини на робочому ході) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 6, том 31 (70), частина 2. – С. 1 – 6;

206. Залюбовський М.Г. Аналітичне дослідження потужності, яка споживається на ведучому валу галтувальної машини зі складним рухом робочої ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №4 (299). – С. 96 – 100;

207. Залюбовський М.Г. Дослідження динамічного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, утвореного переміщення сипкого масиву у робочій ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №3 (297). – С. 94 – 99;

208. 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;

209. 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;

210. 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;

211. 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;

212. Залюбовский М. Г. Об исследовании основных конструктивных параметров пространственных механизмов машин с двумя рабочими емкостями для обработки деталей / М. Г. Залюбовский, И. В. Панасюк // Прикладная механика. – 2020. – 56, № 6. – С. 130-141;

213. Залюбовський М.Г. Кінетостатичне дослідження шарнірних просторових механізмів галтувальних машин (частина 2: дослідження механізму машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані поступальною кінематичною парою) / М.Г. Залюбовський, В.В. Скідан // Технології та інжиніринг – 2021. – №2. – С. 20-28;

214. Залюбовський М.Г. Силові дослідження реактивних навантажень у кінематичних парах галтувальної машини з робочою ємкістю зі складним просторовим рухом та змінним об'ємом / М.Г. Залюбовський, М.С. Блаженко, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2023. – №2 (319). – С. – ;

215. Mayer C. Mixing dynamics for easy flowing powders in a lab scale Turbula mixer / C. Mayer, C. Gatumel, H. Berthiaux // Chemical Engineering Research and Design, Elsevier, 2015, 95, pp.248-261;

216. Залюбовський М.Г. Визначення залежності між зміною режимів руху робочого масиву та конструктивними особливостями галтувальної машини типу «Turbula» / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №6 (315). – С. 82 – 88;

217. Залюбовський М.Г. Дослідження зміни режимів руху робочого масиву в галтувальній машині з додатковою рухомою ланкою повзуном в залежності від зміни конструктивних особливостей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, Д.О. Личов, Г.В. Кошель // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2023. – №1 (317). – С. 87–93;

218. Залюбовський М.Г. Перспективні галтувальні та змішувальні технологічні процеси у машині типу «Turbula» / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 3, том 32 (71). – С. 6-11;

219. Залюбовський М.Г. Аналіз сил, що діють на робочий масив при виконанні відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Тези доповідей Всеукраїнської конференції молодих вчених «Молодь і наука. Практика інноваційного пошуку», Дніпро, 2019. С. 49 – 53;

220. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження потужності галтувальної машини зі складним рухом робочої ємкості, що споживається на її ведучому валу / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №5 (301). – С. 59 – 65;

221. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Учебник для технических вузов – 8-е изд., стереотипное / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова // СПб.: издательство "Лань", 2001. – 768 с;

222. Береговий О. С. Визначення технологічних параметрів полірування полімерних деталей вільним абразивом / О. С. Береговий, М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, В. В. Малишев // Тези доповідей Міжнародної конференції «Функціональні матеріали для інноваційної енергетики». 13-15 травня 2019 р. – Київ. – С. 74;

223. Залюбовський М.Г. Визначення кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей: енергетичний підхід / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2019. – №4 (136). – С. 57-66;

224. Злотенко Б. М. Методологія сучасних наукових досліджень: навчально-методичний матеріал для магістрів. / упор.: Б. М. Злотенко, Т. І. Кулік, В. В. Стаценко. – К.: КНУТД, 2014. – 59 с;

225. Гусейнов Ф.Г. Планирование эксперимента в задачах электроэнергетики / Ф.Г. Гусейнов, О.С. Мамедяров – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 151 с;

226. Тихомиров В.Б. Планирование и анализ эксперимента (при проведении исследований в легкой и текстильной промышленности). М.: "Легкая индустрия", 1974. – 262 с;

227. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. Главная редакция физико-математической литературы. М., "Наука", 1971. – 192 с;

228. 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;

229. 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;

230. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження впливу режимів руху робочого масиву та об'єму заповнення ємкості на інтенсивність відділення металевих деталей від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №1 (142). – С. 27-38;

231. 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;

232. Патент №135994, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201902138; заяв. 04.03.2019, опуб. 25.07.2019, бюл. № 14;

233. Залюбовський М.Г. Розробка високопродуктивної галтувальної машини зі складним просторовим рухом двох робочих ємкостей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №5 (313). – С. 152 – 158;

234. Залюбовський М.Г. Техніко-економічне обґрунтування використання галтувального обладнання типу «Turbula» при виконанні відділення металевих деталей від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №3 (309). – С. 92 – 98;

235. Залюбовський М. Г. Моделювання та розробка приводу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Прикладна механіка. – 2022. – 58, № 4. – С. 117-126;

236. Zalyubovskii M. G. Modeling and designing the barreling machine drive with complex spatial motion of the container / M.G. Zalyubovskii, I.V. Panasyuk, S.O. Koshel', G.V. Koshel' // International Applied Mechanics, 58, No. 4, July 2022, 472 – 480;

237. Патент №137568, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб об'ємної обробки металевих деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Сухенко А.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201904193; заяв. 19.04.2019, опуб. 25.10.2019, бюл. № 20;

238. Залюбовський М.Г. Техніко-економічне обґрунтування використання галтувальної машин типу «Turbula» при виконанні полірування поверхні дрібних полімерних виробів // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №4 (311). – С. 94 – 99.

## ДОДАТОК №1



**ДОДАТОК №2**

**Розрахунок очікуваного економічного ефекту від впровадження галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності для обробки деталей згідно патенту України на корисну модель №135994**



ЗАТВЕРДЖЕНО

Директор ПрАТ "Молнія"

Ящинський П. А.

2019 р.

**РОЗРАХУНОК**

очікуваного річного економічного ефекту від впровадження галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості для обробки деталей згідно патенту України на корисну модель № 135994

1. **Назва підприємства: ПрАТ "Молнія" (смт. Барішівка);**
2. **Характеристика базового технологічного процесу:** на підприємстві, при реалізації технологічного процесу відділення металевих деталей замка «Блискавка» від ливників використовується галтувальний розділово-полірувальний 8-ми гранний барабан К-36 «Optilon» (об'єм барабану 0,12м<sup>3</sup>). Тривалість процесу відділення партії деталей від ливників (30 – 45 кг) в барабані, в залежності від типу деталей та ливників, становить 10 – 60 хв. В середньому на дану технологічну операцію витрачається до 35 хв часу. Після відділення деталей від ливників проводиться їх сепарація. Для сепарації оброблених деталей від ливників використовується вібраційне сито (віброгрохот). Перевантаження деталей з ливниками з галтувального барабану до вібраційного сита відбувається вручну. За один раз на вібраційному ситі можна виконати сепарацію від ливників не більш ніж третини від усіх оброблених деталей. В зв'язку з цим, в середньому, на перевантаження деталей, витрачається до 45 хвилин технологічного часу. Тривалість просіювання деталей через сито, що має відповідні розміри отворів, в залежності від типорозміру деталей та конструкції ливника, для всіх оброблених деталей, в середньому становить 20 хв. Таким чином, загальний час на виконання даної технологічної операції, в середньому, становить приблизно 100 хв.
3. **Характеристика технологічного процесу з використанням машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості:** після впровадження галтувальної машини для обробки деталей згідно патенту України на корисну модель № 135994, тривалість процесу відділення деталей від ливників (75 кг) в барабані, в залежності від типу деталей та ливників, становитиме 1 – 25 хв. В середньому на дану технологічну операцію витратиметься до 10 хв часу. Оскільки розроблена машина для обробки деталей в одній конструкції поєднує

галтувальний барабан та вібраційне сито, то час перевантаження деталей становитиме не більш ніж 2 хв технологічного часу. За один раз на вібраційному ситі можна виконати просіювання усіх оброблених деталей, тому тривалість просіювання деталей через вібраційне сито, в середньому становитиме 5 хв. Таким чином, загальний час на виконання даної технологічної операції, в середньому, становитиме до 20 хв.

**4. В результаті впровадження галтувальної машини для обробки деталей (автори: к.т.н. Залюбовський М. Г. та д.т.н., проф. Панасюк І. В.), а також на підставі рекомендацій к.т.н. Залюбовського М. Г. щодо специфіки проведення галтувальної операції відділення металевих деталей замка «Блискавка» від ливників, значно підвищується продуктивність виконання даної технологічної операції, а також в більш ніж в 5 разів скорочується час, який витрачається на її виконання.**

#### **5. Розрахунок очікуваного річного економічного ефекту.**

##### **5.1. Вихідні дані для розрахунку:**

| Параметр   | Базовий варіант      | Після впровадження |
|--|----------------------|--------------------|
| Об'єм барабана, м <sup>3</sup>                         | 0,12                 | 0,12               |
| Кількість робочих ємкостей на одній установці, шт.     | 1                    | 1                  |
| Маса завантажуваних в одну установку деталей, кг       | 40                   | 75                 |
| Час обробки однієї партії деталей, хв                  | 100                  | 20                 |
| Річний годинний фонд при однозмінній роботі, год       | 1926                 | 385,2              |
| Маса оброблюваних в рік деталей на одній установці, кг | 21'000               | 21'000             |
| Потрібна кількість устаткування, шт.                   | 1                    | 1                  |
| Вартість одиниці устаткування, грн                     | Барабан:<br>280'000  | 300'000            |
|  | Вібросито:<br>60'000 |                    |
| Потужність встановлених електродвигунів, кВт           | 3,8                  | 3,0                |

### 5.2. Річний годинний фонд (базовий варіант).

Враховується, що підприємство працює при однозмінному режимі роботи ( $K_{см}=1$ ), на обробку деталей витрачається, в середньому, 100 хв, в барабан завантажується 40 кг сировини.

$$Г_1 = F_n \cdot K_{н.о} \cdot K_{см} = 2027 \cdot 0,95 \cdot 1 = 1926 \text{ год},$$

де  $F_n$  – номінальний фонд часу роботи обладнання;  $K_{н.о}$  – коефіцієнт, що враховує втрати робочого часу на плановий ремонт обладнання.

$$F_n = F_k - F_{н.н} = 365 - 111 = 254 \text{ дні};$$

$$F_n = F_{н.н} \cdot t_{см} + F_{пр.н} \cdot t_{пр.см} = 249 \cdot 8 + 5 \cdot 7 = 2027 \text{ год},$$

де  $F_k$ ,  $F_n$ ,  $F_{пр.н}$ ,  $F_{н.н}$  – відповідно, кількість календарних, вихідних та святкових, передсвяткових і повних днів ( $F_k=365$ ;  $F_n=111$ ;  $F_{пр.н}=5$ ;  $F_{н.н}=249$ );  $t_{см}$  та  $t_{пр.см}$  – тривалість повної та передсвяткової робочої змін.

### 5.3. Річний годинний фонд при однозмінній ( $K_{см}=1$ ) роботі (після впровадження):

Після впровадження машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості, на обробку деталей витрачається, в середньому, 20 хв (в 5 разів менше ніж в базовому варіанті). За один цикл роботи машини зі складним рухом робочої ємкості можна обробити 75 кг деталей, тобто, в 1,88 разів більше ніж при обробці деталей в машині базового варіанту, таким чином, річний годинний фонд, при однозмінній роботі становитиме:

$$Г_2 = Г_1 / (5 + 1,88) = 1926 / (5 + 1,88) = 280 \text{ год}.$$

### 5.4. Розрахунок собівартості продукції по статтях витрат, що змінюються.

#### Базовий варіант:

Амортизаційні відрахування (15% від капітальних витрат):

$$A1 = 340'000 \cdot 0,15 = 51'000 \text{ грн.}$$

Витрата на ремонт і обслуговування устаткування (15% від капітальних витрат):

$$P1 = 51'000 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію:

$$E1 = M \cdot K_c \cdot Г_1 \cdot Ц = 3,8 \cdot 0,7 \cdot 1926 \cdot 1,69 = 8820 \text{ грн},$$

де  $M$  – сумарна потужність електродвигунів,  $K_c=0,7$  – коефіцієнт попиту,  $Г_1=1926$  – річний годинний фонд (базовий варіант),  $Ц=1,69$  грн – ціна 1 кВт\*год електроенергії.

Собівартість продукції для базового варіанту:

$$C1 = A1 + P1 + E1 = 51'000 + 51'000 + 8820 = 110'820 \text{ грн.}$$

Після впровадження технологічного процесу з використанням машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості:

Амортизаційні відрахування:  $A_2 = 300'000 \cdot 0,15 = 45'000$  грн.

Витрати на ремонт і обслуговування устаткування:  $P_2 = 45'000$  грн.

Витрати на електроенергію:

$$E_2 = M \cdot K_c \cdot \Gamma_2 \cdot \Psi = 3,0 \cdot 0,7 \cdot 280 \cdot 1,69 = 993,7 \text{ грн,}$$

де  $\Gamma_2=280$  – річний годинний фонд (після впровадження машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості).

Собівартість продукції після впровадження:

$$C_2 = A_2 + P_2 + E_2 = 45'000 + 45'000 + 993,7 = 90'993,7 \text{ грн.}$$

#### 5.5. Розрахунок річного економічного ефекту ведемо по формулі:

$$E_p = (C_1 + E \cdot K_1) - (C_2 + E \cdot K_2),$$

де  $C_1, C_2$  – собівартість продукції по змінних статтях витрат до впровадження і після впровадження, відповідно;  $K_1, K_2$  – капітальні витрати до впровадження і після впровадження, відповідно;  $E=0,15$  – нормативний коефіцієнт економічної ефективності.

$$E_p = (110'820 + 0,15 \cdot 340'000) - (90'993,7 + 0,15 \cdot 300'000) = 25'826,3 \text{ грн.}$$

Очікуваний річний економічний ефект від впровадження технологічного процесу галтування і сортування з використанням планетарно-відцентрової установки складе 25'826,3 грн. на одну установку.

Головний технолог  
ПрАТ «Молнія»



Сухоенко А. Г.

Головний бухгалтер  
ПрАТ «Молнія»



Т. П. Іванов

## ДОДАТОК №3



## ДОДАТОК №4



## ДОДАТОК №5



## ДОДАТОК №6





## ДОДАТОК №7



## ДОДАТОК №8



## ДОДАТОК №9



## ДОДАТОК №10



## ДОДАТОК №11



## ДОДАТОК №12



## ДОДАТОК №13



**ДОДАТОК №14**

**Акт про впровадження результатів досліджень машини для обробки деталей зі складним просторовим рухом робочої ємності**



ЗАТВЕРДЖЕНО

Директор ПрАТ "Молнія"

Ящинський П. А.

2019 р.

АКТ



**Про впровадження результатів досліджень машини для обробки деталей зі складним просторовим рухом робочої ємкості**

Ми, що нижче підписалися, представник ПрАТ "Молнія" – головний технолог Сухенко Анатолій Григорович, представник Відкритого міжнародного університету розвитку людини «Україна» – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобільного транспорту Залюбовський Марк Геннадійович та представник Київського національного університету технологій та дизайну – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплоенергетики, ресурсоощадності та техногенної безпеки Панасюк Ігор Васильович склали цей акт про те, що підприємство ПрАТ "Молнія" прийняло до впровадження результати наукових досліджень, розроблені на їх основі рекомендації та алгоритми розрахунку параметрів конструкцій машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості, рекомендації процесу обробки металевих деталей замка «Блискавка» (автори: Залюбовський М. Г. та Панасюк І. В.).

Конструкція машини та технологічні процеси обробки деталей розроблені у відповідності до патентів України на корисну модель, авторами яких є Залюбовський М. Г. та Панасюк І. В., №126647, №127438, №127611, №132178, №133925.

Машину зі складним просторовим рухом робочої ємкості на підприємстві ПрАТ "Молнія" буде впроваджено для виконання таких технологічних операцій: відділення від ливників металевих деталей замка «Блискавка».

Дослідно-промисловий зразок установки зі складним просторовим рухом робочої ємкості планується впровадити в 2021 році. Очікуваний річний економічний ефект від впровадження складатиме 25'826,3 грн.

Представник ПрАТ «Молнія»

головний технолог


 Сухенко А. Г.

Представник ВМУРоЛі «Україна»

к.т.н., доцент кафедри автомобільного транспорту


 Залюбовський М. Г.

Представник КНУТД

д.т.н., проф., завідувач кафедри теплоенергетики,

ресурсоощадності та техногенної безпеки


 Панасюк І. В.

**ДОДАТОК №15**

**Технологічний процес відділення металевих деталей**

**замка «блискавка» від ливників**

**(варіант із використанням машини зі складним просторовим рухом  
робочої ємності за патентом на корисну модель №135994)**

## ДОДАТОК №15



Технологічний процес відділення металевих деталей замка «Блискавка» від ливників  
(варіант з використанням машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості (патент № 135994))

| Назва операції  | Обладнання  | Назва та марка матеріалу                    | Режим обробки |   |
|---|---|---|---------------|---|
|   |   |   | об/хв         | Т, хв   |
| <b>005. Підготовка</b>  |   |   |               |   |
| 1. Отримати з ливарної дільниці виробу, виготовлені із цинкового сплаву.  |   | «ЦАМ 4-1»<br>ГОСТ 25140-93<br>ГОСТ 19424-74 |               | 2 хв  |
| 2. Транспортувати виробу на дільницю галтування.  | Ручний візок<br>ГОСТ 24831-81   |   |               | 5 хв  |
| <b>010-015. Галтувально-сортувальна</b>   |   |   |               |   |
| 1. Завантажити в робочу ємкість за допомогою гідравлічного візка відливки. Заповнення робочої ємкості – 70%.  | Машина для обробки деталей згідно патенту України на корисну модель № <u>135994</u> |   | 10 - 20       | – Корпус (Т-4.8, Т-6, Т-4.1, Т-8, Л-7, П10) – 1-5 хв;<br>– Фіксатор Т6, П10 – 20 хв;<br>– Ручка (Т-4, Т-6, Т-6.8, Т-6.19, Т-6.22, Т-6.29, Т-8) – 3-5 хв;<br>– Направляюча Т6, Т8 – 3-5 хв;<br>– Коробочка Т6, Т8 – 3-5 хв;<br>– Утримувач Т6, Т8 – 3-5 хв;<br>– Кришка Т6.П10 – 3-5 хв. |
| 2. Закрити кришку ємкості, увімкнути машину. При цьому, забезпечити переміщення робочої ємкості відповідного типорозміру при реалізації водоспадного режиму руху робочого середовища. | № <u>135994</u><br>(Машина включає в себе вібраційне сито).                         | «ЦАМ 4-1»<br>ГОСТ 25140-93<br>ГОСТ 19424-74 |               |   |
| 4. Висипати деталі з робочої ємкості на поверхню вібраційного сита машини для обробки деталей.  |   |   |               | 1 хв  |
| Примітка: ливники повинні бути відділені від деталей; поверхня деталей повинна бути гладкою без задирок та заусенцій, на деталях допускається незначні сліди ливників до 0,05 мм.     |   |   |               |   |
| 5. Просіяти деталі через вібросито машини для обробки деталей з відповідними розмірами отворів в залежності від розміру деталей та конструкції ливника.                               | Машина для обробки деталей згідно патенту України на корисну модель № <u>135994</u> |   |               | – Фіксатор – 1-2 хв;<br>– Корпус, ручка, коробочка, утримувач, кришка, направляюча – 5-15 хв;   |

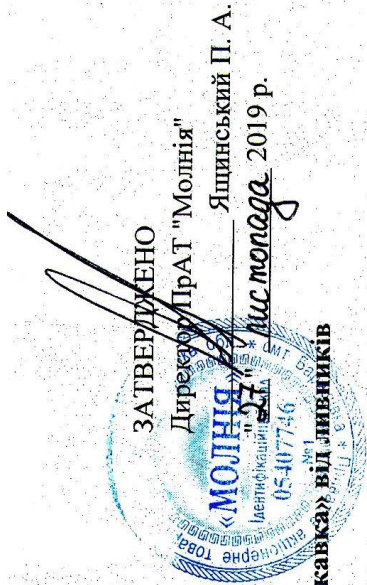
|   |      |      |   |   |
|---|------|------|---|---|
| 3. Вивантажити деталі вручну.   | 1 хв |      |   | Примітка: не допускається наявність ливників у лотку з деталями; не допускається наявність дрібних частинок ливників в пазах деталей. |
| <b>020. Знежирення</b>  |      |      |   |   |
| 1. Засипати вручну в барабан 30 кг деталей.   | 1 хв |      |   |   |
| 2. Залити миючий засіб в кількості 0,012 кг на 1 кг деталей.  |      |      |   | 30-40 хв.   |
| 3. Залити деталі гарячою водою. Температура води 80° С. Вода повинна повністю покривати деталі. Промивку проводити до повного зникнення піни. При необхідності повторити операцію промивки.   |      |      | Мийний барабан. Технічний миючий засіб «Техмос-2» ТУ У 24.5-30309233-014:2009 |   |
| <b>025. Просушування деталей</b>  |      |      |   |   |
| 1. Висипати виробу (15-20 кг) в перфоровану корзину та встановити в центрифугу. Увімкнути центрифугу. Сушку виконувати до повного зникнення вологи.   |      | 1500 | Центрифуга.   | 5-15 хв.  |
| <b>030. Контрольна</b>  |      |      |   |   |
| 1. Контролювати якість знежирення та просушування деталей чистою світлою зовнішністю.   |      |      | Візуально.  |   |
| 2. Контролювати якість обробки поверхні. Ливники повинні бути відділені від деталей, поверхня деталей повинна бути без задирок та заусенцій.  |      |      | Візуально.<br>Зразок-еталон.  |   |
| 3. Контролювати розміри деталей.<br>4. Контролювати відсутність сторонніх деталей. Для уникнення поломки складального обладнання не допускається наявність ливників разом з деталями. При виявленні ливників усю партію повернути в цех на переробку. |      |      | Набір шаблонів, штангенциркуль ШЦ-ІІ-250-0,05, мікрометр МК-025 ГОСТ 650778   |   |

Головний технолог \_\_\_\_\_ Сухенко А. Г.

**ДОДАТОК №16**

**Технологічний процес відділення металевих деталей  
замка «блискавка» від ливників  
(базовий варіант)**

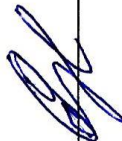
## ДОДАТОК №16



Технологічний процес відділення металевих деталей замка «Блискавка» від ливників  
(базовий варіант)

| Назва операції   | Обладнання   | Назва та марка матеріалу                    | Режим обробки |   |
|--|--|---|---------------|---|
|  |  |   | об/хв         | Т, хв   |
| <b>005. Підготовка</b>   |  |   |               |   |
| 1. Отримати з ливарної дільниці вироб, виготовлені із цинкового сплаву.  |  | «ЦАМ 4-1»<br>ГОСТ 25140-93<br>ГОСТ 19424-74 |               | 2 хв  |
| 2. Транспортувати вироб на дільницю галтування.  | Ручний візок<br>ГОСТ 24831-81  |   |               | 5 хв  |
| <b>010. Галтувальна</b>  |  |   |               |   |
| 1. Завантажити в галтувальний барабан за допомогою гідравлічного візка 30-45 кг відливоч   | Галтувальний розділово-полірувальний 8-ми гранний барабан К-36 «Orilon» (об'єм барабану 0,12м <sup>3</sup> ) | «ЦАМ 4-1»<br>ГОСТ 25140-93<br>ГОСТ 19424-74 | 24 - 30       | - Корпус (Т-4/8, Т-6, Т-4.1, Т-8, Л-7, П-10) – 30 хв;<br>- Фіксатор Т6, П10 – 80 хв;<br>- Ручка (Т-4, Т-6, Т-6.8, Т-6.19, Т-6.22, Т-6.29, Т-8) – 25-35 хв;<br>- Направляюча Т6, Т8 – 30 хв;<br>- Коробочка Т6, Т8 – 30 хв;<br>- Утримувач Т6, Т8 – 30-45 хв;<br>- Кришка Т6.П10 – 15-20 хв. |
| 2. Встановити барабан під кутом 30 – 45°   |  |   |               | 5 – 6 хв  |
| 3. Закрити кришку барабану. Увімкнути барабан та реалізувати відділення деталей від ливників.  |  |   |               |   |
| 4. Відвантажити деталі вручну в металевий піддон.  |  |   |               |   |
| Примітка: ливники повинні бути відділені від деталей; поверхня деталей повинна бути гладкою без заусенцій; на деталях допускається незначні сліди ливників до 0,05 мм. |  |   |               |   |
| <b>015. Сортувальна</b>  |  |   |               |   |
| 1. Засипати до 10-15 кг ливників на вібро. сто (віброгрозит) вручну.   |  |   |               | 5.2=10 хв   |
| 2. Просіяти деталі через сито з відповідними розмірами отворів в залежності від розміру деталей та конструкції ливника.  | Вібраційний грохот.  |   |               | - Фіксатор – 1-2 хв;<br>- Корпус, ручка, коробочка, утримувач, кришка, направляюча – 5-15 хв;   |

|   |   |      |           |
|---|---|------|-----------|
| 3. Вивантажити деталі вручну.   |   |      | 1 хв      |
| Примітка: не допускається наявність ливників у ящику з деталями, не допускається наявність дрібних частинок ливників в пазах деталей.   |   |      |           |
| <b>020. Знежирення</b>  |   |      |           |
| 1. Засипати вручну в барабан 30 кг деталей.   | Мийний барабан.   |      |           |
| 2. Залити миючий засіб в кількості 0,012 кг на 1 кг деталей.  | Технічний миючий засіб «Техмос-2»   |      | 30-40 хв. |
| 3. Залити деталі гарячою водою. Температура води 80° С. Вода повинна повністю покривати деталі. Промивку проводити до повного зникнення піни. При необхідності повторити операцію промивки.   | ТУ У 24.5-30309233-014:2009   |      |           |
| <b>025. Просушування деталей</b>  |   |      |           |
| 1. Висипати вироби (15-20 кг) в перфоровану корзину та встановити в центрифугу. Увімкнути центрифугу. Сушку виконувати до повного зникнення вологи.   | Центрифуга.   | 1500 | 5-15 хв.  |
| <b>030. Контрольна</b>  |   |      |           |
| 1. Контролювати якість знежирення та просушування деталей чистою світлою зовнішністю.   | Візуально.  |      |           |
| 2. Контролювати якість обробки поверхні. Ливники повинні бути відділені від деталей, поверхня деталей повинна бути без задирок та заусенцій.  | Візуально.<br>Зразок-еталон.  |      |           |
| 3. Контролювати розміри деталей.<br>4. Контролювати відсутність сторонніх деталей. Для уникнення поломки складального обладнання не допускається наявність ливників разом з деталями. При виявленні ливників усю партію повернути в цех на переробку. | Набір шаблонів, штангенциркуль ШЦ-ІІ-250-0,05, мікрометр МК-025 ГОСТ 650778 |      |           |



Головний технолог

Сушенко А. Г.

**ДОДАТОК №17**

**Акт виробничої апробації експериментальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності**



## ДОДАТОК №17

ЗАТВЕРДЖЕНО

Директор ПрАТ "Молнія"

Ящинський П. А.

21 "12" 2019 р.



АКТ

**виробничої апробації експериментальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості**

В Київському національному університеті технологій та дизайну розроблено та виготовлено експериментальну машину зі складним просторовим рухом робочої ємкості для галтування деталей (в подальшому експериментальна машина), автор к.т.н. Залюбовським М. Г.

Із застосуванням експериментальної машини проведено обробку (відділення від ливників) партії деталей замка «Блискавка», наданих ПрАТ «Молнія».

Деталі виготовлені з цинкового сплаву «ЦАМ 4-1», тип деталей: корпус Т-6, Т-8 (слайдер), фіксатор Т6, П10.

Обробку деталей проведено із застосуванням технологічних режимів, розроблених к.т.н. Залюбовським М. Г.

Оцінка якості оброблених деталей проведена на ПрАТ «Молнія» показала, що вони повністю відповідають технологічним вимогам підприємства.

Експериментальна машина та технологічні режими розроблені к.т.н. Залюбовським М. Г. відповідають технологічним вимогам ПрАТ «Молнія» і можуть бути використані у виробництві.

Головний технолог  
ПрАТ «Молнія»

Сухенко А. Г.

**ДОДАТОК №18**  
**Ліцензійний договір №3-19**  
**про продаж не виключної ліцензії**  
**на використання корисної моделі за патентом №126647**

**ЛІЦЕНЗІЙНИЙ ДОГОВІР № 3-19**  
**про продаж не виключної ліцензії**  
**на використання корисної моделі за патентом.**

м. Київ

" 08 " 04 2019 р.

Київський національний університет технологій та дизайну (КНУТД), що іменується в подальшому "Ліцензіар", в особі в.о. ректора Гриценка Івана Михайловича, який діє на підставі Наказу «Про розподіл функціональних обов'язків і повноважень між ректором і проректорами Університету» та Статуту Університету, з однієї сторони, і Приватне акціонерне товариство «Молнія», що іменується надалі "Ліцензіат", в особі директора Яшинського Павла Анатолійовича, який діє на підставі Статуту товариства, з іншої сторони, беручи до уваги, що:

1. Ліцензіар є власником патенту № 126647, за заявкою № ц 201801469, що стосується корисної моделі «Машина для обробки деталей» з пріоритетом від 25.06.2018 р. та володіє "ноу-хау".

2. Ліцензіат бажає одержати на умовах цього Договору ліцензію на використання корисної моделі, на яку отримано патент № 126647, з метою виготовлення, застосування, ввезення, пропозиції до продажу, продажу й іншого введення в господарський обіг продукту, виготовленого на основі зазначеної корисної моделі за патентом № 126647, з датою початку дії від 25.06.2018 р. та знаннями "ноу-хау".

Домовилися про нижченаведене:

### 1. Визначення термінів

Наступні терміни, що використовуються в даному договорі, означають:

1.1. "Патент" — отриманий Ліцензіаром патент України на корисну модель № 126647, на "Машина для обробки деталей" з пріоритетом від 25.06.2018 р.

1.2. "Продукція по ліцензії" — продукція, що буде виготовлятися на основі ліцензії "Машина для обробки деталей"

1.3. "Ноу-хау" — спеціальні знання, досвід, секрети, які належать до науково-технічних результатів, отриманих Ліцензіаром у процесі створення корисної моделі і які необхідні для виробництва продукції за ліцензією.

1.4. "Конфіденційність" — дотримання заходів щодо запобігання випадкового або навмисного розголошення відомостей, які стосуються патенту і "ноу-хау", третім особам.

1.5. "Звітний період" — період діяльності Ліцензіата по виконанню умов цього Договору кожні півроку.

1.6. "Територія" — територія України.

1.7. "Зона не виключного права" — інші країни, на які не поширюється дія патенту.

1.8. "Платежі нетто" — платежі на користь Ліцензіара.

### 2. Об'єкт Договору

Загальні дані про об'єкт техніки (технології), що ліцензується: Машина для обробки деталей містить станину, ведучий та ведений вали, встановлені в станині в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, що виконаний у вигляді двох вилок та робочої емкості, закріпленої між вилками на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях та містить додаткову робочу емкість, при цьому, робочі емкості рухомо з'єднані між собою за допомогою поступально-кінематичної пари, відстань між осями кріплення робочих емкостей перевищує відстань між геометричними осями кожноївилки.

Машина призначена для обробки деталей вільногранульованою абразивною масою робочого середовища для очищення, шліфування, полірування, плянцювання, змивання



поверхнього шару полімерних та металевих деталей, в тому числі фурнітурних виробів, очистки поверхонь від заусенцій, продуктів корозії, заокруглення гострих країв, відділення деталей від ливників, подрібнення, помолу, а також для змішування речовин.

### 3. Предмет договору

3.1. Ліцензіар надає Ліцензіату на термін дії даного договору і за винагороду, яка сплачується Ліцензіатом, не виключну ліцензію на використання корисної моделі, що охороняється патентом №126647, що стосується корисної моделі «Машина для обробки деталей».

При цьому Ліцензіату надається право: на виготовлення, застосування, продаж, рекламу та інше введення в господарський оборот продукції за ліцензією і/або спеціальної продукції (зокрема, з використанням, при необхідності, спеціального обладнання, комплектуючих вузлів, деталей і сировини, що застосовуються Ліцензіаром на території).

При цьому Ліцензіар зберігає за собою право самому використовувати вищевказаний винахід і продавати не виключні ліцензії на "Території" третім особам.

3.2. Ліцензіар передає Ліцензіату необхідну і достатню для використання винаходу по п. 3.1 технічну та іншу документацію, здійснює надання технічної та іншої допомоги.

### 4. Технічна документація

4.1. Технічна документація, необхідна і достатня для виробництва продукції по ліцензії (Додаток 1), передається Ліцензіаром уповноваженому представнику Ліцензіата в Києві за адресою: 01011, м. Київ, вул. Немировича Данченка, 2 на українській мові в 1 примірнику протягом 15 днів із дня вступу в силу даного договору.

4.2. Ліцензіат може розмножити документацію для своїх потреб, але при дотриманні зобов'язань по забезпеченню конфіденційності.

### 5. Удосконалення і поліпшення

5.1. Протягом терміну дії цього договору сторони зобов'язуються негайно інформувати один одного про всі зроблені ними удосконалення і поліпшення, що стосуються патентів, продукції за ліцензією і спеціальної продукції.

5.2. Сторони зобов'язуються в першу чергу пропонувати один одному всі вищезгадані удосконалення і поліпшення. Умови передачі цих удосконалень і поліпшень будуть погоджуватись сторонами додатково.

Удосконалення і поліпшення, що захищені патентами або по відношенню до яких подано заявки в Департамент інтелектуальної власності України на отримання патентів, які створюються однією із сторін, вважаються такими, що належать їй.

У разі відмови будь-якої із сторін або неотриманні відповіді на пропозицію, що стосується використання удосконалень і покращень протягом 30 днів, сторони мають право пропонувати удосконалення і поліпшення третім особам.

### 6. Зобов'язання і відповідальність

6.1. Ліцензіар заявляє, що на момент підписання даного Договору йому нічого не відомо про права третіх осіб, які могли бути порушені наданням даної ліцензії.

6.2. Ліцензіар заявляє про технічну здійсненність виробництва продукції за ліцензією на підприємстві (ах) Ліцензіата і про можливість досягнення показників, що передбачаються даним договором, за умови повного дотримання Ліцензіатом технічних умов і інструкцій Ліцензіара.



## 7. Платежі

7.1. За надання прав, що передбачені даним договором, та за технічну документацію Ліцензіат сплачує Ліцензіару винагороду у відповідності до наступного:

Поточні відрахування (роялті) сплачуються Ліцензіару у розмірі 500,00 грн. (п'ятсот гривень) за одиницю (штуку) продукції за ліцензією, що виготовлена та реалізована Ліцензіатом.

7.2. Поточні відрахування (роялті) проводяться Ліцензіатом протягом 30 днів, що слідує за звітним періодом.

7.3. Поточні відрахування (роялті) проводяться Ліцензіатом кожні півроку упродовж терміну дії договору.

7.4. Всі виплати по цьому договорі розуміються як платежі нетто на користь Ліцензіара.

7.5. Після припинення терміну дії даного договору його положення будуть застосовуватись до тих пір, поки не будуть остаточно врегульовані платежі, зобов'язання по яким виникли в період його дії.

## 8. Забезпечення конфіденційності

8.1. Сторони беруть на себе зобов'язання гарантувати збереження конфіденційності отриманих від Ліцензіара технічної документації і інформації, що відносяться до виробництва продукції за ліцензією і спеціальної продукції.

Сторони вживатимуть всі необхідні заходи для того, щоб запобігти повному або частковому розголошенню вказаних відомостей або ознайомлення з ними третіх осіб без взаємної домовленості.

8.2. З переданою документацією, інформацією будуть ознайомлені тільки ті особи з персоналу підприємств Ліцензіата та його партнерів по кооперації, які безпосередньо пов'язані з виробництвом продукції за ліцензією.

8.3. У разі розголошення Ліцензіатом або його партнерами по кооперації відомостей, що містяться у наведеній документації і інформації, Ліцензіат відшкодує Ліцензіару понесені у зв'язку з цим збитки.

## 9. Захист прав, що передаються

9.1. Протягом всього терміну дії даного договору Ліцензіат визнає і буде визнавати дійсність прав, що впливають з патентів Ліцензіара.

9.2. Ліцензіар зобов'язується підтримувати чинність дії патенту протягом всього терміну дії даного договору.

Якщо Ліцензіар має намір припинити підтримання дії патенту в силі, він завчасно інформує про це Ліцензіата і в цьому випадку врегульовує свої відносини, що витікають з даного договору, наступним чином повідомить про свій намір за 30 днів.

9.3. Про випадки протиправного використання третіми особами винаходів, які захищені патентами Ліцензіара на території, що стали відомими Ліцензіату, він негайно сповістить Ліцензіара.

У випадку, якщо Ліцензіату будуть пред'явлені претензії або позов з приводу порушення ним прав третіх осіб у зв'язку з використанням ліцензії по цьому договору, Ліцензіат сповістить про це Ліцензіара.

В обох випадках Ліцензіар зобов'язується врегулювати такі претензії або застосувати інші дії, що виключають виникнення витрат і збитків для Ліцензіата.

9.4. У разі, якщо Ліцензіат дійде висновку про доцільність патентування за кордоном винаходів Ліцензіара, по яким ще не отримано патенти, він доводить свою думку до відома Ліцензіара. Останній приймає рішення про доцільність правової охорони своїх винаходів за кордоном з урахуванням обґрунтування інтересів Ліцензіата.

Всі витрати, що пов'язані з таким патентуванням, розподіляються між сторонами за додатковою угодою.



05. У разі, якщо Ліцензіат дійде висновку про доцільність експорту за кордон продукції за ліцензією і / або спеціальної продукції, він повідомляє про це Ліцензіару. Порядок і валюта виплат на користь Ліцензіара у цьому випадку будуть погоджені сторонами додатково.

### 10. Реклама

10.1 Ліцензіат має право/зобов'язується вказувати у відповідних рекламних матеріалах, а також на продукції за ліцензією і спеціальній продукції, що випускається на його підприємствах, що ця продукція виробляється за ліцензією Ліцензіара.

### 11. Розв'язання спорів

11.1. У випадку виникнення спорів між Ліцензіаром і Ліцензіатом з питань, що передбачені даним договором, сторони вживають всіх заходів до вирішення їх переговорами між собою.

11.2. У випадку неможливості вирішення вказаних спорів переговорами, вони повинні бути вирішені в Господарському суді України.

### 12. Термін дії договору

12.1. Даний договір набуває чинності з дати підписання сторонами Договору і діє до 01 квітня 2021 року.

12.2. Кожна зі сторін має право достроково розірвати цей Договір шляхом направлення письмового повідомлення, якщо інша сторона не виконає будь-якої умови цього Договору. Однак стороні, що не виконала свого зобов'язання, буде надано 3 місяці для усунення порушення.

12.3. Якщо цей Договір буде достроково розірваний внаслідок порушення умов Договору Ліцензіатом, то він втрачає право використовувати винаходи по п.3.1 у будь-якій формі і зобов'язаний повернути Ліцензіарові всю технічну документацію.

12.4. У випадку визнання патенту недійсним цілком або частково або при достроковому припиненні дії патенту до закінчення терміну дії цього Договору або через невиконання Ліцензіаром своїх зобов'язань цього Договору, сторони врегулюють свої відносини з врахуванням ст.ст. 6 і 9 цього Договору.

12.5. Після закінчення терміну дії цього Договору Ліцензіат має право використовувати винаходи по п. 3.1, якщо сторони врегулюють питання щодо продовження дії цього договору за умовами, що зазначені у п.7.1.

При цьому зберігається зобов'язання про конфіденційність.

12.6 Договір може бути розірваний за взаємним погодженням сторін. Умови розірвання цього Договору повинні бути визначені сторонами за 3 місяці до його припинення.

### 13. Інші умови

13.1. Права та обов'язки кожної із сторін за цим договором не можуть бути переуступлені іншому громадянину або юридичній особі без письмового на те дозволу другої сторони, за виключенням випадків, що передбачені даним договором.

13.2. Всі зміни та доповнення до даного договору повинні бути здійснені у письмовій формі і підписані уповноваженими на це особами і ухвалені компетентними органами, якщо таке ухвалення необхідне.

13.3. У всьому іншому, що не передбачено даним договором, будуть застосовуватись норми цивільного і цивільно-процесуального права.

13.4. Цей договір здійснено у м. Києві "08" 04 2019 р. у двох примірниках.



#### 14. Юридичні адреси та р/р Сторін

Ліцензіар: Київський національний університет технологій та дизайну, 01011, Україна, м. Київ, вул. Немировича-Данченка, 2, МФО 820172, р/р 31251296103551, ЄДРПОУ 02070890, Банк одержувача: УДКСУ у Печерському районі м. Києва, КПК 2201040, тел. 256-21-39

Ліцензіат: Приватне акціонерне товариство «Молнія», Україна, Київська область, 07501, смт. Баришівка, вул. Торфяна, 26, МФО 380582, р/р 2600702031295, ЄДРПОУ 05407746 Банк АТ „МІБ“

#### Додаток.

Копія опису патенту на корисну модель № 126647, “Машина для обробки деталей”.

Від імені Ліцензіара  
 \_\_\_\_\_  
 Гриценко І.М.  
 \_\_\_\_\_  
 Підпис



Дата

Від імені Ліцензіата  
 Директор ПАТ  
 «Молнія»  
 Яшинський П.А.

\_\_\_\_\_ Підпис  
  
 Дата

Начальник ВППВ

Павленко Г. Ю.



**ДОДАТОК №19**  
**Ліцензійний договір №6-19**  
**про продаж не виключної ліцензії**  
**на використання корисної моделі за патентом №135994**



**ЛІЦЕНЗІЙНИЙ ДОГОВІР № 6 -19**  
**про продаж не виключної ліцензії**  
**на використання корисної моделі за патентом.**

м. Київ

" 22 " 10 2019 р.

Київський національний університет технологій та дизайну (КНУТД), що іменується в подальшому "Ліцензіар", в особі в.о.ректора, проректора з науково-педагогічної та міжнародної діяльності Чабана Віталія Васильовича, що діє на підставі Наказу від 06.05.19 р. № 197-к, та Статуту Університету, з однієї сторони, і Приватне акціонерне товариство «Молнія», що іменується надалі "Ліцензіат", в особі директора Яшинського Павла Анатолійовича, який діє на підставі Статуту товариства, з іншої сторони, беручи до уваги, що:

1. Ліцензіар є власником патенту № 135994, за заявкою № ц 201902138, що стосується корисної моделі «Машина для обробки деталей» з пріоритетом від 04.03.2019 р. та володіє "ноу-хау".

2. Ліцензіат бажає одержати на умовах цього Договору ліцензію на використання корисної моделі, на яку отримано патент № 135994, з метою виготовлення, застосування, ввезення, пропозиції до продажу, продажу й іншого введення в господарський обіг продукту, виготовленого на основі зазначеної корисної моделі за патентом № 135994, з датою початку дії від 04.03.2019 р. та знаннями "ноу-хау".

Домовилися про нижченаведене:

### 1. Визначення термінів

Наступні терміни, що використовуються в даному договорі, означають:

1.1. "Патент" — отриманий Ліцензіаром патент України на корисну модель № 135994, на «Машина для обробки деталей» з пріоритетом від 04.03.2019 р.

1.2. "Продукція по ліцензії" — продукція, що буде виготовлятися на основі ліцензії «Машина для обробки деталей»

1.3. "Ноу-хау" — спеціальні знання, досвід, секрети, які належать до науково-технічних результатів, отриманих Ліцензіаром у процесі створення корисної моделі і які необхідні для виробництва продукції за ліцензією.

1.4. "Конфіденційність" — дотримання заходів щодо запобігання випадкового або навмисного розголошення відомостей, які стосуються патенту і "ноу-хау", третім особам.

1.5. "Звітний період" — період діяльності Ліцензіата по виконанню умов цього Договору кожні півроку.

1.6. "Територія" — територія України.

1.7. "Зона не виключного права" — інші країни, на які не поширюється дія патенту.

1.8. "Платежі нетто" — платежі на користь Ліцензіара.

### 2. Об'єкт Договору

Загальні дані про об'єкт техніки (технології), що ліцензується: Машина для обробки деталей містить станину, ведучий та ведений вали, розміщений в станині привод, що включає електродвигун та редуктор з тихохідним та швидкохідним валами, швидкохідний вал з'єднаний з електродвигуном, коромисло та ведучий вал встановлені в станині, ведений вал встановлений в коромислі, ведучий та ведений вали з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, що виконаний у вигляді двох вилок та робочої ємкості, закріпленої між вилками на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях та містить сито, пружинну основу, муфту вільного ходу, ексцентричний вал та пасову передачу з ведучим та веденим шківками, ведучий шків за допомогою муфти вільного ходу з'єднаний зі швидкохідним валом редуктора, а ведений шків закріплений на

Зав. канц.

ексцентричному валу, який кінематично з'єднаний з ситом, останнє встановлено на пружинній основі, а тихохідний вал з'єднаний з ведучим валом за допомогою муфти вільного ходу.

Машина призначена для обробки деталей абразивом у вигляді вільних гранул для виконання технологічних операцій очищення, шліфування, полірування, зміцнення поверхневого шару деталей, очистки поверхонь від заусенцій, продуктів корозії, заокруглення гострих країв, відділення деталей від ливників.

### 3. Предмет договору

3.1. Ліцензіар надає Ліцензіату на термін дії даного договору і за винагороду, яка сплачується Ліцензіатом, не виключну ліцензію на використання корисної моделі, що охороняється патентом №135994, що стосується корисної моделі «Машина для обробки деталей».

При цьому Ліцензіату надається право: на виготовлення, застосування, продаж, рекламу та інше введення в господарський оборот продукції за ліцензією і/або спеціальної продукції (зокрема, з використанням, при необхідності, спеціального обладнання, комплектуючих вузлів, деталей і сировини, що застосовуються Ліцензіаром на території).

При цьому Ліцензіар зберігає за собою право самому використовувати вищевказаний винахід і продавати не виключні ліцензії на "Території" третім особам.

3.2. Ліцензіар передає Ліцензіату необхідну і достатню для використання винаходу по п. 3.1 технічну та іншу документацію, здійснює надання технічної та іншої допомоги.

### 4. Технічна документація

4.1. Технічна документація, необхідна і достатня для виробництва продукції по ліцензії (Додаток 1), передається Ліцензіаром уповноваженому представнику Ліцензіата в Києві за адресою: 01011, м. Київ, вул. Немировича Данченка, 2 на українській мові в 1 примірнику протягом 15 днів із дня вступу в силу даного договору.

4.2. Ліцензіат може розмножити документацію для своїх потреб, але при дотриманні зобов'язань по забезпеченню конфіденційності.

### 5. Удосконалення і поліпшення

5.1. Протягом терміну дії цього договору сторони зобов'язуються негайно інформувати один одного про всі зроблені ними удосконалення і поліпшення, що стосуються патентів, продукції за ліцензією і спеціальної продукції.

5.2. Сторони зобов'язуються в першу чергу пропонувати один одному всі вищезгадані удосконалення і поліпшення. Умови передачі цих удосконалень і поліпшень будуть погоджуватись сторонами додатково.

Удосконалення і поліпшення, що захищені патентами або по відношенню до яких подано заявки в Департамент інтелектуальної власності України на отримання патентів, які створюються однією із сторін, вважаються такими, що належать їй.

У разі відмови будь-якої із сторін або неотриманні відповіді на пропозицію, що стосується використання удосконалень і покращень протягом 30 днів, сторони мають право пропонувати удосконалення і поліпшення третім особам.

### 6. Зобов'язання і відповідальність

6.1. Ліцензіар заявляє, що на момент підписання даного Договору йому нічого не відомо про права третіх осіб, які могли бути порушені наданням даної ліцензії.

6.2. Ліцензіар заявляє про технічну здійсненність виробництва продукції за ліцензією на підприємстві (ах) Ліцензіата і про можливість досягнення показників, що передбачаються даним договором, за умови повного дотримання Ліцензіатом технічних умов і інструкцій Ліцензіара.



## 7. Платежі

7.1. За надання прав, що передбачені цим договором, та за технічну документацію та іншу інформацію, що наведена в Додатку, Ліцензіат сплачує Ліцензіару винагороду у відповідності до наступного:

Ліцензіат сплачує виплату у розмірі 1100 грн. (одна тисяча сто гривень), в тому числі 183,33 грн. (сто вісімдесят три грн., 33 коп.) ПДВ, на розрахунковий рахунок Ліцензіара протягом 30 днів від дати початку дії даного договору.

7.2. Всі виплати по цьому договору розуміються як платежі нетто на користь Ліцензіара.

7.3. Після припинення терміну дії даного договору його положення будуть застосовуватись до тих пір, поки не будуть остаточно врегульовані платежі, зобов'язання по яких виникли в період його дії.

## 8. Забезпечення конфіденційності

8.1. Сторони беруть на себе зобов'язання гарантувати збереження конфіденційності отриманих від Ліцензіара технічної документації і інформації, що відносяться до виробництва продукції за ліцензією і спеціальної продукції.

Сторони вживатимуть всі необхідні заходи для того, щоб запобігти повному або частковому розголошенню вказаних відомостей або ознайомлення з ними третіх осіб без взаємної домовленості.

8.2. З переданою документацією, інформацією будуть ознайомлені тільки ті особи з персоналу підприємств Ліцензіата та його партнерів по кооперації, які безпосередньо пов'язані з виробництвом продукції за ліцензією.

8.3. У разі розголошення Ліцензіатом або його партнерами по кооперації відомостей, що містяться у наведеній документації і інформації, Ліцензіат відшкодує Ліцензіару понесені у зв'язку з цим збитки.

## 9. Захист прав, що передаються

9.1. Протягом всього терміну дії даного договору Ліцензіат визнає і буде визнавати дійсність прав, що впливають з патентів Ліцензіара.

9.2. Ліцензіар зобов'язується підтримувати чинність дії патенту протягом всього терміну дії даного договору.

Якщо Ліцензіар має намір припинити підтримання дії патенту в силі, він завчасно інформує про це Ліцензіата і в цьому випадку врегульовує свої відносини, що витікають з даного договору, наступним чином повідомить про свій намір за 30 днів.

9.3. Про випадки протиправного використання третіми особами винаходів, які захищені патентами Ліцензіара на території, що стали відомими Ліцензіату, він негайно сповістить Ліцензіара.

У випадку, якщо Ліцензіату будуть пред'явлені претензії або позов з приводу порушення ним прав третіх осіб у зв'язку з використанням ліцензії по цьому договору, Ліцензіат сповістить про це Ліцензіара.

В обох випадках Ліцензіар зобов'язується врегулювати такі претензії або застосувати інші дії, що виключають виникнення витрат і збитків для Ліцензіата.

9.4. У разі, якщо Ліцензіат дійде висновку про доцільність патентування за кордоном винаходів Ліцензіара, по яким ще не отримано патентів, він доводить свою думку до відома Ліцензіара. Останній приймає рішення про доцільність правової охорони своїх винаходів за кордоном з урахуванням обґрунтування інтересів Ліцензіата.

Всі витрати, що пов'язані з таким патентуванням, розподіляються між сторонами за додатковою угодою.



Зав. канц.

9.5. У разі, якщо Ліцензіат дійде висновку про доцільність експорту за кордон продукції за ліцензією і / або спеціальної продукції, він повідомляє про це Ліцензіару.

Порядок і валюта виплат на користь Ліцензіара у цьому випадку будуть погоджені сторонами додатково.

## 10. Реклама

10.1 Ліцензіат має право/зобов'язується вказувати у відповідних рекламних матеріалах, а також на продукції за ліцензією і спеціальній продукції, що випускається на його підприємствах, що ця продукція виробляється за ліцензією Ліцензіара.

## 11. Розв'язання спорів

11.1. У випадку виникнення спорів між Ліцензіаром і Ліцензіатом з питань, що передбачені даним договором, сторони вживають всіх заходів до вирішення їх переговорами між собою.

11.2. У випадку неможливості вирішення вказаних спорів переговорами, вони повинні бути вирішені в Господарському суді України.

## 12. Термін дії договору

12.1. Даний договір набуває чинності з дати підписання сторонами Договору і діє до 22 жовтня 2020 року.

12.2. Кожна зі сторін має право достроково розірвати цей Договір шляхом направлення письмового повідомлення, якщо інша сторона не виконає будь-якої умови цього Договору. Однак стороні, що не виконала свого зобов'язання, буде надано 3 місяці для усунення порушення.

12.3. Якщо цей Договір буде достроково розірваний внаслідок порушення умов Договору Ліцензіатом, то він втрачає право використовувати винаходи по п.3.1 у будь-якій формі і зобов'язаний повернути Ліцензіарові всю технічну документацію.

12.4. У випадку визнання патенту недійсним цілком або частково або при достроковому припиненні дії патенту до закінчення терміну дії цього Договору або через невиконання Ліцензіаром своїх зобов'язань цього Договору, сторони врегулюють свої відносини з врахуванням ст.ст. 6 і 9 цього Договору.

12.5. Після закінчення терміну дії цього Договору Ліцензіат має право використовувати винаходи по п. 3.1, якщо сторони врегулюють питання щодо продовження дії цього договору за умовами, що зазначені у п.7.1.

При цьому зберігається зобов'язання про конфіденційність.

12.6 Договір може бути розірваний за взаємним погодженням сторін. Умови розірвання цього Договору повинні бути визначені сторонами за 3 місяці до його припинення.

## 13. Інші умови

13.1. Права та обов'язки кожної із сторін за цим договором не можуть бути переуступлені іншому громадянину або юридичній особі без письмового на те дозволу другої сторони, за виключенням випадків, що передбачені даним договором.

13.2. Всі зміни та доповнення до даного договору повинні бути здійснені у письмовій формі і підписані уповноваженими на це особами і ухвалені компетентними органами, якщо таке ухвалення необхідне.

13.3. У всьому іншому, що не передбачено даним договором, будуть застосовуватись норми цивільного і цивільно-процесуального права.

13.4. Цей договір здійснено у м. Києві " 22 " 2019 р. у двох примірниках.



#### 14. Юридичні адреси та р/р Сторін

Ліцензіар: Київський національний університет технологій та дизайну, 01011, Україна, м. Київ, вул. Немировича-Данченка, 2, МФО 820172, р/р 31251296103551, ЄДРПОУ 02070890, Банк одержувача: УДКСУ у Печерському районі м. Києва, КПК 2201040, тел. 256-21-39

Ліцензіат: Приватне акціонерне товариство «Молнія», Київська область, смт. Баришівка, вул. Торфяна, 26, МФО 380582, р/р 26007020311295/, ЄДРПОУ 05407746 Банк АТ «МІБ»

#### Додаток.

Копія опису патенту на корисну модель № 135994, "Машина для обробки деталей".

Від імені Ліцензіара  
В.о. ректора КНУТД,  
проректор з науково-  
педагогічної та  
міжнародної діяльності  
Чабан В.В.



22.10.2019р.

Дата

Начальник ВППВ

Павленко Г.Ю.

Від імені Ліцензіата  
Директор ПАТ  
«Молнія»  
Яшинський П.



Дата

**ДОДАТОК №20**

**угода про співпрацю між Київським національним університетом  
технологій та дизайну та Приватним акціонерним товариством «Молнія»**

**УГОДА**  
**про співпрацю**  
**між Київським національним університетом технологій та дизайну та**  
**Приватним акціонерним товариством «Молнія».**

м. Київ

«08» 04 2019 р.

Київський національний університет технологій та дизайну Міністерства освіти і науки України (далі КНУТД), в особі в.о. ректора Гриценка Івана Михайловича та Приватне акціонерне товариство «Молнія» в особі Директора підприємства Яцинського Павла Анатолійовича (далі – Сторони), уклали дану Угоду про наступне:

**1. Предмет і завдання співпраці**

З метою розв'язання спільних наукових, освітніх та виробничих завдань, що стосуються діяльності підприємства ПрАТ «Молнія» та КНУТД, Сторони спільно здійснюватимуть такі види діяльності:

- 1.1. Використання творчого потенціалу науково-педагогічних працівників КНУТД та інженерно-технічних працівників ПрАТ «Молнія» з метою координації спільних дій щодо розвитку наукових досліджень, освіти та виробництва в Україні;
- 1.2. Проведення спільних досліджень з розроблення нових та вдосконалення існуючих технологічних процесів та устаткування з напрямів, що мають спільний інтерес;
- 1.3. Проведення спільної науково-дослідної роботи, освітньої діяльності щодо підготовки наукових кадрів, підвищення кваліфікації працівників, практичної підготовки студентів;
- 1.4. Здійснення спільної роботи з іншими установами для розв'язання актуальних науково-технічних завдань виробничого процесу, у тому числі розширення партнерських стосунків із зарубіжними підприємствами, установами та навчальними закладами.

## **2. Права та зобов'язання Сторін**

- 2.1. Сторони для вирішення спільних завдань мають право:
  - 2.1.1. Проводити спільно науково-дослідні роботи, використовувати результати наукових досліджень, проводити підготовку наукових кадрів;
  - 2.1.2. Співпрацювати з іншими установами для розв'язання завдань, що мають спільний інтерес, створювати і вступати до асоціацій, у тому числі із закордонними закладами та установами;
  - 2.1.3. Надавати допомогу в організації студентських виробничих практик, наукових та навчальних стажувань;
  - 2.1.4. Використовувати результати наукових досліджень та розробок фахівців КНУТД для процесу виробництва на ПрАТ «Молнія»;
  - 2.1.5. Обмінюватись науково-практичною інформацією за напрямками досліджень, що здійснюються в КНУТД та ПрАТ «Молнія»;
  - 2.1.6. Проводити спільні роботи над науковими та науково-практичними публікаціями;
  - 2.1.7. Надавати здобувачам наукових ступенів необхідну технічну документацію, науково-методичну та організаційно-педагогічну консультативну допомогу в межах дисертаційних досліджень;
  - 2.1.8. Забезпечувати конфіденційність наданої інформації, що представлена в переданій технічній, науково-методичній та організаційно-педагогічній документації;
  - 2.1.9. Налагоджувати взаємовигідне співробітництво: проведення стажування для викладачів, проходження навчальних та виробничих практик, організація дозвілля та відпочинку; проведення спільних наукових досліджень, конференцій та наукових семінарів інженерно-технічних працівників, викладачів, аспірантів, докторантів і студентів;
  - 2.1.10. ПрАТ «Молнія» має зацікавленість у наукових дослідженнях щодо вдосконалення технологічного обладнання, які виконуються в КНУТД для обробки дрібних деталей та надаватиме можливість впровадження результатів дослідження у себе на підприємстві.



### 3. Термін дії Угоди

- 3.1. Угода укладена на невизначений термін;
- 3.2. Дія угоди може бути припинена за домовленістю Сторін та взаємною письмовою згодою;
- 3.3. Зміни та доповнення до даної Угоди вносяться за домовленістю обох Сторін і оформляються відповідно до чинного законодавства;
- 3.4. Угода вступає в силу з моменту її підписання;

### 4. Інші умови

- 4.1. Дану Угоду укладено у двох примірниках для кожної із Сторін;
- 4.2. У випадках, не передбачених даною Угодою, Сторони керуються чинним цивільним законодавством;
- 4.3. Сторони зобов'язуються при виконанні даної Угоди не зводити співробітництво лише до дотримання вимог, що містяться в даній Угоді, підтримувати ділові контакти та вживати всіх необхідних заходів для забезпечення ефективності та розвитку взаємовигідних зв'язків.
- 4.4. Інші види діяльності можуть виконуватися Сторонами на підставі додаткових угод;

### 5. Юридичні адреси і підписи Сторін

Київській національний  
університет технологій та дизайну,  
вул. Немировича-Данченка, 2,  
м. Київ, Україна, 01011,  
Тел. +38 044 256-84-23  
Факс: +38 048 280-05-12  
E-mail: knutd@knutd.com.ua  
http://www.knutd.com.ua

В.о. ректора

Г. М. Грищенко

«08» \_\_\_\_\_ 2019 р.



Приватне акціонерне товариство  
«Молнія»,  
вул. Торфяна, 26,  
смт. Баришівка,  
Київська область, Україна, 07501,  
Тел./факс: +38 04575 5-16-61  
E-mail: http://molniya.com.ua/ua/

Директор

П.А. Ящинський

«08» \_\_\_\_\_ 2019 р.



**ДОДАТОК №21**

**Акти про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
Залюбовського Марка Геннадійовича у  
Відкритому міжнародному університеті розвитку людини «Україна»,  
Київському національному університеті технологій та дизайну,  
Приватному вищому навчальному закладі «Фастівський автомобільно-  
дрожній технікум» ТСО України**

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Заступник директора  
Інженерно-технологічного інституту  
Відкритого міжнародного університету  
розвитку людини «Україна»  
к.т.н., доцент Кошель Г.В.

*Кошель*

03 жовтня 2022 р.



### АКТ

*Про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
Залюбовського Марка Геннадійовича*

Комісія у складі:

1. Голова – заступник директора ІТІ, канд. техн. наук, доцент **Кошель Г.В.**;
2. Член комісії – завідувач кафедри автомобільного транспорту та соціальної безпеки, канд. техн. наук **Личов Д.О.**;
3. Член комісії – доцент кафедри автомобільного транспорту та соціальної безпеки, канд. техн. наук **Сафаров Е.Г.**;
4. Член комісії – доцент кафедри автомобільного транспорту та соціальної безпеки, канд. техн. наук, доцент **Рубан Д.П.**,

цим актом засвідчує, що результати дисертаційного дослідження **Залюбовського Марка Геннадійовича**, що будуть представлені на здобуття наукового ступеня **доктора технічних наук** за спеціальністю 05.05.10 «Машини легкої промисловості» впроваджені та успішно використовуються у навчальному процесі кафедри автомобільного транспорту та соціальної безпеки Інженерно-технологічного інституту Відкритого міжнародного університету розвитку людини «Україна» для студентів освітньої програми «Автомобільний транспорт» галузі знань 27 «Транспорт» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт». Зокрема, результати дисертаційного дослідження впроваджені у лекційні курси та курси практичних робіт з дисциплін «Машини та обладнання підприємств в інженерній галузі», «Деталі машин та ПТО», «САПР у машинобудуванні», «Теорія механізмів та машин», а також при виконанні студентами курсових та дипломних робіт цієї ж спеціальності.

Голова комісії, заст. директора ІТІ,  
к.т.н, доц. **Кошель Г.В.**

*Кошель*

**Члени комісії:**

зав. каф. АТтаСБ, к.т.н. **Личов Д.О.**

доц. каф. АТтаСБ, к.т.н., доц. **Сафаров Е.Г.**

доц. каф. АТтаСБ, к.т.н., доц. **Рубан Д.П.**

*Личов*

*Сафаров*

*Рубан*

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Заступник директора

Інженерно-технологічного інституту

Відкритого міжнародного університету

розвитку людини «Україна»

к.т.н., доцент Кошель Г.В.

*Кошель*

18 жовтня 2022 р.



### АКТ

*Про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
Залюбовського Марка Геннадійовича*

Комісія у складі:

1. Голова – заступник директора ІТІ, канд. техн. наук, доцент **Кошель Г.В.**;
2. Член комісії – завідувач кафедри сучасної інженерії та нанотехнологій, канд. техн. наук, доцент **Ляшок І.О.**;
3. Член комісії – професор кафедри сучасної інженерії та нанотехнологій, канд. хім. наук, доктор педагог. наук, професор **Кофанова О.В.**;
4. Член комісії – доцент кафедри сучасної інженерії та нанотехнологій, канд. техн. наук, доцент **Смачило О.В.**;

цим актом засвідчує, що результати дисертаційного дослідження **Залюбовського Марка Геннадійовича**, що будуть представлені на здобуття наукового ступеня **доктора технічних наук** за спеціальністю 05.05.10 «Машини легкої промисловості» впроваджені та успішно використовуються у навчальному процесі кафедри сучасної інженерії та нанотехнологій Інженерно-технологічного інституту Відкритого міжнародного університету розвитку людини «Україна» для студентів освітньої програми «Хімічні технології та інженерія» галузі знань 16 «Хімічна та біоінженерія» спеціальності 161 «Хімічні технології та інженерія». Зокрема, результати дисертаційного дослідження впроваджені у лекційні курси та курси практичних робіт з дисциплін «Машини та обладнання підприємств тугоплавких неметалевих і силікатних матеріалів», «Процеси та апарати хімічного виробництва», а також при виконанні студентами курсових та дипломних робіт цієї ж спеціальності.

Голова комісії, заст. директора ІТІ,  
к.т.н, доц. **Кошель Г.В.**

*Кошель*

Члени комісії:  
зав. каф. СІтаН, к.т.н., доц **Ляшок І.О.**

*Ляшок*

проф. каф. СІтаН, к.х.н.,  
д.пед.н., проф. **Кофанова О.В.**

*Кофанова*

доц. каф. СІтаН, к.т.н., доц. **Смачило О.В.**

*Смачило*

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Заступник директора  
Інженерно-технологічного інституту  
Відкритого міжнародного університету  
розвитку людини «Україна»  
к.т.н., доцент Кошель Г.В.

« 01 » березня 2023 р.

## АКТ

Про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
Залюбовського Марка Геннадійовича

Комісія у складі:

1. Голова – заступник директора ІТІ, канд. техн. наук, доцент **Кошель Г.В.**;
2. Член комісії – гарант освітньо-проф. програми 181 «Харчові технології», професор кафедри технології харчування, канд. техн. наук, професор, Лауреат державної премії, Заслужений працівник освіти України **Калакура М.М.**;
3. Член комісії – завідувач кафедри технології харчування, канд. техн. наук, доцент **Ратушенко А.Т.**;
4. Член комісії – доцент кафедри технології харчування, канд. техн. наук, доцент **Бабанов І.Г.**,

цим актом засвідчує, що результати дисертаційного дослідження **Залюбовського Марка Геннадійовича** на тему «Розвиток наукових основ синтезу механізмів машин для фінішної обробки фурнітури виробів легкої промисловості» на здобуття наукового ступеня **доктора технічних наук** спеціальності 05.05.10 «Машини легкої промисловості» також можуть бути успішно використані і в харчовій промисловості. Зокрема, обладнання яке досліджується може бути застосовано, як змішувачі сипких дрібнодисперсних харчових продуктів.

Таким чином, комісія засвідчує, що результати досліджень **Залюбовського М.Г.** впроваджені та успішно використовуються у навчальному процесі кафедри технології харчування Інженерно-технологічного інституту Відкритого міжнародного університету розвитку людини «Україна» для здобувачів освіти спеціальності 181 «Харчові технології», галузі знань 18 «Виробництво та технології» на освітньому ступені «бакалавр».

Зокрема, результати дисертаційного дослідження впроваджені у лекційні курси та курси практичних робіт з дисциплін «Процеси і апарати харчових виробництв» та «Устаткування закладів ресторанного господарства».

Голова комісії, заст. директора ІТІ,  
к.т.н., доц. **Кошель Г.В.**

## Члени комісії:

Проф. каф ТХ, к.т.н, проф., Лауреат держ. премії,  
Засл. прац. освіти України **Калакура М.М.**

зав. каф ТХ, к.т.н, доц. **Ратушенко А.Т.**

доцент каф ТХ, к.т.н, доц. **Бабанов І.Г.**

« 01 » березня 2023 р.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»  
 Директор ПВНЗ ТСОУ  
 «Фастівський автомобільно-дорожній  
 технікум»  
 Кривчун А.П.

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 р.

### АКТ

*Про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
 Залюбовського Марка Геннадійовича*

Комісія у складі:

1. Голова – директор ПВНЗ ТСОУ «ФАДТ» **Кривчун А.П.**;
  2. Член комісії – заступник директора з навчально-виробничої частини **Бигич В.І.**;
  3. Член комісії – викладач технічних дисциплін **Омельченко О.І.**,
- цим актом засвідчує, що результати дисертаційного дослідження **Залюбовського Марка Геннадійовича** на тему «Наукові основи синтезу просторових механізмів машин для фінішної обробки деталей легкої промисловості» на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за галуззю знань 13 «Механічна інженерія» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» впроваджені та успішно використовуються у навчальному процесі Приватного вищого навчального закладу Товариства сприяння оборони України «Фастівський автомобільно-дорожній технікум» для студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт». Зокрема, результати дисертаційного дослідження впроваджені у лекційні курси та курси практичних робіт з дисциплін «Креслення», «Інженерна графіка», «Технічна механіка», а також при виконанні студентами курсових та дипломних робіт цієї ж спеціальності.

Голова комісії,  
 директор ПВНЗ ТСОУ «ФАДТ» Кривчун А.П.

Члени комісії:  
 заступник директора ПВНЗ ТСОУ «ФАДТ»  
 з навчально-виробничої частини Бигич В.І.

викладач технічних дисциплін Омельченко О.І.

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2021 р.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Проректор з науково-педагогічної діяльності  
Київського національного університету технологій та дизайну  
Оксана МОРГУЛЕЦЬ

« 05 »

2023 р.

### А К Т

Про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
**Залюбовського Марка Геннадійовича**

Комісія у складі: голова – завідувач кафедри комп'ютерної інженерії та електромеханіки, д.т.н., проф. Борис ЗЛОТЕНКО; члени комісії – доцент кафедри комп'ютерної інженерії та електромеханіки, к.т.н., доцент Світлана ДЕМШОНКОВА; доцент кафедри комп'ютерної інженерії та електромеханіки, к.т.н., доцент, Тетяна БІЛА,

Цим Актом засвідчує, що результати дисертаційного дослідження Залюбовського Марка Геннадійовича на тему «Розвиток наукових основ синтезу механізмів машин для фінішної обробки фурнітури виробів легкої промисловості» що будуть представлені на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.10 «Машини легкої промисловості» використовуються у освітньому процесі кафедри комп'ютерної інженерії та електромеханіки Київського національного університету технологій та дизайну при підготовці та викладанні лекційного курсу і проведенні лабораторних занять з дисциплін: «Математичне та комп'ютерне моделювання систем» (бакалаври за спеціальністю 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка), «Автоматизоване проектування електропобутової техніки» (магістри за спеціальністю 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка), а також в дисципліні «Апарати та процеси хімічних виробництв легкої промисловості» для підготовки докторів філософії за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування».

Голова комісії:

зав. каф. КІЕМ БЗЛ Борис ЗЛОТЕНКО

Члени комісії:

к.т.н. доц. СД Світлана ДЕМШОНКОВА

к.т.н. доц. ТБ Тетяна БІЛА

« 04 » 04 2023 р.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

439

Проректор з науково-педагогічної діяльності  
Київського національного  
університету технологій та дизайну  
Оксана МОРГУДЕЦЬ

« 05 »

2023 р.

## А К Т

Про впровадження результатів дисертаційного дослідження  
**Залюбовського Марка Геннадійовича**

Комісія у складі: голова – завідувач кафедри механічної інженерії, к.т.н. Олексій ВОЛЯНИК; члени комісії – доцент кафедри механічної інженерії, к.т.н., доцент Сергій КОШЕЛЬ; доцент кафедри механічної інженерії, к.т.н., доцент, Володимир ДВОРЖАК,

Цим Актом засвідчує, що результати дисертаційного дослідження Залюбовського Марка Геннадійовича на тему «Розвиток наукових основ синтезу механізмів машин для фінішної обробки фурнітури виробів легкої промисловості» що будуть представлені на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.10 «Машини легкої промисловості» використовуються у освітньому процесі кафедри прикладної механіки та машин Київського національного університету технологій та дизайну при підготовці та викладанні лекційного курсу і проведенні лабораторних занять з дисциплін: «Комп'ютерні системи 3D моделювання», «Механічна технологія та обладнання підприємств легкої промисловості» для студентів освітньої програми Машинобудування спеціальності 133 Галузеве машинобудування (бакалавр), «Проектування взуттєвого обладнання» та курсового, дипломного проектуванні і науково-дослідній роботі для студентів освітньої програми Індустріальна інженерія спеціальності 133 Галузеве машинобудування (магістр), а також в курсі «Комп'ютерне моделювання механічних систем» освітньо-наукової програми спеціальності 133 Галузеве машинобудування (доктор філософії).

Голова комісії:

завідувач кафедри МІ  Олексій ВОЛЯНИК

Члени комісії:

к.т.н., доцент  Сергій КОШЕЛЬк.т.н., доцент  Володимир ДВОРЖАК

« 04 » 04. 2023 р.



**ДОДАТОК №22**

**Список публікацій Залюбовського Марка Геннадійовича за темою дисертації  
та відомості про апробацію результатів дисертації**

**Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації.**

**Статті у наукових виданнях, внесених до міжнародної наукометричної бази даних Scopus:**

1. Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 1, April 2020, 54 – 64;

2. Zaliubovskyi M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zaliubovskyi, I. V. Panasiuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, – 2020. – 178, issue 4, 69-75;

3. Zalyubovskii M. G. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, No. 6, November 2020, 762 – 772;

4. 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;

5. Koshel' S.O. Kinematic analysis of complex planar mechanisms of higher classes / S.O. Koshel', V.M. Dvorzhak, G.V. Koshel', M.G. Zalyubovskyi // International Applied Mechanics, Vol. 58, No. 1, January, 2022, 111 – 122;

6. Zalyubovskii M. G. Modeling and designing the barreling machine drive with complex spatial motion of the container / M.G. Zalyubovskii, I.V. Panasyuk, S.O. Koshel', G.V. Koshel' // International Applied Mechanics, 58, No. 4, July 2022, 472 – 480;

**Статті у фахових виданнях України:**

1. Zalyubovskyi M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / Zalyubovskyi M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. //

Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2 (132). – P. 24 – 32;

2. Zalyubovskiy M.G. Analytical determination of the time of handling process of polymeric details in a machine with a complex movement of working container / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Kuznetsova O.O, Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 3 (134). – P. 9 – 17;

3. Залюбовський М.Г. Визначення кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей: енергетичний підхід / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2019. – №4 (136). – С. 57-66;

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. Залюбовский М. Г. Об исследовании основных конструктивных параметров семизвенного пространственного механизма машины для обработки деталей / М. Г. Залюбовский, И. В. Панасюк // Приклад. механика. – 2020. – 56, № 1. – С. 67-77;

7. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження впливу режимів руху робочого масиву та об'єму заповнення ємкості на інтенсивність відділення металевих деталей від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №1 (142). – С. 27-38;

8. Залюбовський М.Г. Перспективні технології обробки деталей та змішування сипких речовин у рухомих робочих ємкостях (частина 1: способи технологічних операцій) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки

Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 2, том 31 (70). – С. 29-35;

9. 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;

10. Залюбовський М.Г. Перспективні технології обробки деталей і змішування сипких речовин у рухомих робочих ємкостях (частина 2: типи обладнання з рухомими ємкостями) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 3, том 31 (70). – С. 7-13;

11. Залюбовський М.Г. Дослідження кінематичних параметрів машини для обробки деталей з двома ємкостями, що виконують складний просторовий рух / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №3 (146). – С. 25-36;

12. Залюбовський М.Г. Структурный синтез и анализ пространственного механизма без избыточной связи галтовочной машины / М.Г. Залюбовский, И.В. Панасюк, В.В. Малышев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 4, том 31 (70). – С. 12-17;

13. Залюбовський М.Г. Машина для обробки деталей з семиланковим просторовим механізмом – синтез та дослідження / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №4 (148). – С. 38-47;

14. 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;

15. Залюбовський М.Г. Силові дослідження просторового шестиланкового механізму машини для обробки деталей (частина 1: дослідження при роботі машини на холостому ході) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені

записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 5, том 31 (70). – С. 13-18;

16. Залюбовський М.Г. Синтез та аналітичне дослідження геометричних параметрів статично визначеного просторового шарнірного механізму галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – №5 (150). – С. 24-30;

17. Залюбовський М.Г. Синтез та дослідження статично визначеного просторового шарнірного механізму галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, В.В. Малишев, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2020. – №5 (289). – С. 142 – 148;

18. Залюбовский М. Г. Об исследовании основных конструктивных параметров пространственных механизмов машин с двумя рабочими емкостями для обработки деталей / М. Г. Залюбовский, И. В. Панасюк // Приклад. механика. – 2020. – 56, № 6. – С. 130-141;

19. Залюбовський М.Г. Силові дослідження просторового шестиланкового механізму машини для обробки деталей (частина 2: дослідження при роботі машини на робочому ході) / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 6, том 31 (70), частина 2. – С. 1 – 6;

20. 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;

21. 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;

22. Залюбовський М.Г. Дослідження статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №1 (293). – С. 86 – 92;

23. 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;

24. Залюбовський М.Г. Кінетостатичне дослідження шарнірних просторових механізмів галтувальних машин (частина 2: дослідження механізму машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані поступальною кінематичною парою) / М.Г. Залюбовський, В.В. Скідан // Технології та інжиніринг – 2021. – №2. – С. 20-28;

25. Залюбовський М.Г. Визначення статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, створеного масою сипкого середовища у робочій ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №2 (295). – С. 116 – 122;

26. Залюбовський М.Г. Перспективні галтувальні та змішувальні технологічні процеси у машині типу «Turbula» / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 3, том 32 (71). – С. 6-11;

27. Залюбовський М.Г. Дослідження динамічного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, утвореного переміщення сипкого масиву у робочій ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №3 (297). – С. 94 – 99;

28. Залюбовський М. Г. Синтез та аналіз просторових семиланкових механізмів без надлишкового зв'язку машини для Зобробки деталей / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Прикладна механіка. – 2021. – 57, № 4. – С. 110-121;

29. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів у середовищі низьких температур (частина 1:

визначення температури крихкості) / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 4, том 32 (71). – С. 8-12;

30. Залюбовський М.Г. Аналітичне дослідження потужності, яка споживається на ведучому валу галтувальної машини зі складним рухом робочої ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №4 (299). – С. 96 – 100;

31. Панасюк І.В. Експериментальне дослідження фізико-механічних властивостей полімерних матеріалів у середовищі низьких температур (частина 2: дослідження тривалості промерзання і технологічного процесу галтування) / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2021. – № 5, том 32 (71). – С. 1-4;

32. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження потужності галтувальної машини зі складним рухом робочої ємкості, що споживається на її ведучому валу / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №5 (301). – С. 59 – 65;

33. Залюбовський М.Г. Визначення деяких конструктивних та геометричних параметрів галтувальної машини типу «Turbula» / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – №6 (303). – С. 147 – 152;

34. Кошель С.О. Кінематичний аналіз складних плоских механізмів вищих класів / С.О. Кошель, В.М. Дворжак, Г.В. Кошель, М.Г. Залюбовський // Прикладна механіка. – 2022. – 58, № 1. – С. 128-142;

35. Залюбовський М.Г. Дослідження та шляхи усунення перевантажень у гідравлічних системах пресів для вирубки деталей легкої промисловості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №1 (305). – С. 125 – 130;

36. Залюбовський М.Г. Аналітичне дослідження деяких конструктивних параметрів галтувальної машини з двома робочими ємкостями, що з'єднані між

собою обертальною кінематичною парою / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №2 (307). – С. 97 – 102;

37. Залюбовський М.Г. Техніко-економічне обґрунтування використання галтувального обладнання типу «Turbula» при виконанні відділення металевих деталей від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №3 (309). – С. 92 – 98;

38. Залюбовський М. Г. Моделювання та розробка приводу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємності / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, С.О. Кошель, Г.В. Кошель // Прикладна механіка. – 2022. – 58, № 4. – С. 117 – 126;

39. Залюбовський М.Г. Техніко-економічне обґрунтування використання галтувальної машин типу «Turbula» при виконанні полірування поверхні дрібних полімерних виробів // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №4 (311). – С. 94 – 99;

40. Залюбовський М.Г. Розробка високопродуктивної галтувальної машини зі складним просторовим рухом двох робочих ємностей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №5 (313). – С. 152 – 158;

41. Залюбовський М. Г. Дослідження конструктивних параметрів чотирьохланкового шарнірного механізму приводу галтувальної машини / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, С.О. Кошель, Д.О. Личов // Прикладна механіка. – 2022. – 58, № 6. – С. 127-141;

42. Залюбовський М.Г. Визначення залежності між зміною режимів руху робочого масиву та конструктивними особливостями галтувальної машини типу «Turbula» / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – №6 (315). – С. 82 – 88;

43. Залюбовський М.Г. Дослідження зміни режимів руху робочого масиву в галтувальній машині з додатковою рухомою ланкою повзуном в залежності від зміни конструктивних особливостей / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, Д.О. Личов,



Г.В. Кошель // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2023. – №1 (317). – С. 87–93.

### **Монографії:**

1. Залюбовський М. Г. Основи проєктування машин зі складним рухом робочих ємкостей для фінішної обробки дрібних деталей: монографія / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк – Київ: КНУТД, 2022. – 352 с;

### **Патенти України на корисну модель:**

1. Патент №126647, МПК В01F 11/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201801469; заяв. 15.02.2018, опуб. 25.06.2018, бюл. № 12;

2. Патент №127438, МПК В24В 31/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201803397; заяв. 30.03.2018, опуб. 25.07.2018, бюл. № 14;

3. Патент №127611, МПК В24В 37/00 (2018.01), В24В 37/07 (2012.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201802817; заяв. 20.03.2018, опуб. 10.08.2018, бюл. № 15;

4. Патент №132178, МПК В01F 11/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u201809740; заяв. 01.10.2018, опуб. 11.02.2019, бюл. № 3;

5. Патент №133925, МПК В01F 11/00 (2019.01), В24В 37/07 (2019.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u201811703; заяв. 28.11.2018, опуб. 25.04.2019, бюл. № 8;

6. Патент №135185, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u201812346; заяв. 12.12.2018, опуб. 25.06.2019, бюл. № 12;

7. Патент №135994, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201902138; заяв. 04.03.2019, опуб. 25.07.2019, бюл. № 14;

8. Патент №137568, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб об'ємної обробки металевих деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Сухенко А.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201904193; заяв. 19.04.2019, опуб. 25.10.2019, бюл. № 20;

9. Патент №140397, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201907603; заяв. 08.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

10. Патент №140398, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201907606; заяв. 08.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

11. Патент №140463, МПК В24В 31/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201908936; заяв. 24.07.2019, опуб. 25.02.2020, бюл. № 4;

12. Патент №143097, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В., заявник та патентовласник Вищий навчальний заклад «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна» – №u202000655; заяв. 04.02.2020, опуб. 10.07.2020, бюл. № 13;

**Опубліковані праці апробаційного характеру:**

**1. II Міжнародна конференція «Перспективні полімерні матеріали і технології», 12-13 жовтня 2018 року, м. Київ.**

1. Panasjuk I. Analytical determination the driving shaft working angular velocity of a machine for polymer details processing in the case of application of a special drive / I. Panasjuk, M. Zalyubovskiy, O. Kuznetsova // Advanced polymer materials and technologies: theory and practice. – Kyiv: KNUTD, 2018. P. 146 – 151;

**2. X Міжнародна конференція молодих вчених «Молоді вчені 2019 – від теорії до практики», 07 березня 2019 р., м. Дніпро.**

2. Залюбовський М. Г. Розробка просторових механізмів без надлишкового зв'язку машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк // Тези доповідей X Міжнародної конференції молодих вчених «Молоді вчені 2019 – від теорії до практики». 07 березня 2019 р. — Дніпро: в-во «Дике Порле», 2019. — С. 36-40;

**3. Міжнародна конференція «Функціональні матеріали для інноваційної енергетики», 13-15 травня 2019 р., м. Київ.**

3. Береговий О. С. Визначення технологічних параметрів полірування полімерних деталей вільним абразивом / О. С. Береговий, М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, В. В. Малишев // Тези доповідей Міжнародної конференції «Функціональні матеріали для інноваційної енергетики». 13-15 травня 2019 р. – Київ. – С. 74;

**4. III Міжнародна науково-практична конференція «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», 10 жовтня 2019 р., м. Київ.**

4. Залюбовський М. Г. Розробка конструктивних параметрів машини для об'ємної обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей III-ої Міжнар. наук.-практ. конф. (10 жовтня 2019 р., м. Київ) / відп. за вип. М. А. Зенкін. — Київ : КНУТД, 2019. — С. 33-34.

**5. 6-th International Conference «HighMathTech 2019», October 28-30, 2019. Kyiv.**

5. Zalyubovskiy M.G. The processing of polymeric details in a machine with a complex movement of working container / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk, N.V. Boshytska, N.F. Kushchevska, V.Y. Dombrova, V.V. Malyshev // 6-th International Conference «HighMathTech 2019», Session H, 2019, P. 173;

**6. Всеукраїнська конференція молодих вчених «Молодь і наука. Практика інноваційного пошуку», 18 грудня 2019 р., м. Дніпро.**

6. Залюбовський М.Г. Аналіз сил, що діють на робочий масив при виконанні відділення металевих деталей замка «блискавка» від ливників / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // Тези доповідей Всеукраїнської конференції молодих вчених «Молодь і наука. Практика інноваційного пошуку», Дніпро, 2019. – С. 49 – 53;

**7. IV Міжнародна науково-практична конференція «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», 22 жовтня 2020 р., м. Київ.**

7. Zalyubovskiy M.G. Synthesis of the tumbling machine spatial mechanism / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // Тези доповідей IV Міжнародної науково-практичної конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», – Київ: КНУТД, 2020. – С. 50 – 52;

**8. XVI International Conference «Strategy of Quality in Industry and Education», June 2 – June 5, 2021, Varna, Bulgaria.**

8. Zalyubovskiy M.G. Research of constructive and geometrical parameters of the spatial mechanism of the part-processing machine / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // XVI International Conference «Strategy of Quality in Industry and Education», Varna, Bulgaria. 2021. P. 74 – 78;

**9. V Міжнародна науково-практична конференція «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», 4 листопада 2021 р, м. Київ.**

9. Zalyubovskiy M.G. Development of a drive that provides the torque transmission to the drive shaft of the machine, performing additional reciprocating movement machine / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // Тези доповідей V Міжнародної науково-практичної конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», – Київ: КНУТД, 2021. – С. 32 – 33;

**10. Міжнародна науково-практична конференція здобувачів вищої освіти та молодих учених «Сучасні тенденції розвитку інженерії, технологій та транспорту», 18-19 жовтня 2022 р., м. Хмельницький.**

10. Залюбовський М.Г. Synthesis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених, – Хмельницький: ХНУ, 2022. – С. 9 – 13;

**11. VI Міжнародна науково-практична конференція «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», 24 листопада 2022 р., м. Київ.**

11. Zalyubovskiy M.G. Development of a drive that provides torque transmission to the drive shaft performing additional reciprocating motion / M.G. Zalyubovskiy, I.V. Panasyuk // Тези доповідей VI Міжнародної науково-практичної конференції «Мехатронні системи: інновації та інжиніринг», – Київ: КНУТД, 2022. – С. 16 – 17;

**12. Науковий семінар кафедри механічної інженерії КНУТД, 21 листопада 2022 року, м. Київ.**

**Опубліковані праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:**

1. Залюбовський М. Г. Машини та обладнання підприємств: навч. посібник / М. Г. Залюбовський, В. В. Малишев. – К.: Університет «Україна», 2020. – 120 с.