

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВА ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**ГОРОХОВСЬКИЙ ВІКТОР ОЛЕКСАНДРОВИЧ**

УДК 621.01

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**ОБҐРУНТУВАННЯ МАСОВИХ, КІНЕМАТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК КРИТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СКЛАДНИХ РУХОМИХ  
ОБ'ЄКТІВ**

Спеціальність 131 – Прикладна механіка

Галузь знань 13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

  
\_\_\_\_\_ В. О. Гороховський

Науковий керівник: Гордєєв Анатолій Іванович, доктор технічних наук,  
професор, заслужений винахідник України

Хмельницький – 2026

## АНОТАЦІЯ

**Гороховський В. О.** Обґрунтування масових, кінематичних та динамічних характеристик критичних параметрів складних рухомих об'єктів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 131 – Прикладна механіка. – Хмельницький національний університет. – м. Хмельницький, 2026.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню науково-технічної задачі, яка полягає у впровадженні інформаційних технологій підтримки та прийняття рішень при проектуванні та аналізі кінематики руху складних технічних систем з урахуванням просторової форми складових об'єктів та урахуванням змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації.

**Предмет дослідження:** кінематика та динаміка обертального та прямолінійного руху складних за конфігурацією конструкції багатомасових об'єктів.

**Об'єкт дослідження:** параметри противаг для статичного балансування спеціальних токарних пристроїв, консольних борштанг, складних за конфігурацією конструкції деталей в процесі проектування та критичні швидкості при перекиданні складних рухомих об'єктів під час руху по різних траєкторіях.

**Мета дисертаційної роботи** полягає у розробленні методології визначення масових кінематичних та динамічних характеристик складних рухомих об'єктів для проведення статичного балансування в процесі проектування об'єктів машинобудування, що обертаються, та підвищення точності розрахунків критичних параметрів руху колісного транспорту з урахуванням змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає у такому:

1. Отримала подальший розвиток методологія визначення масових та динамічних характеристик складних обертальних об'єктів з урахуванням

змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації, а саме: спеціальних токарних пристроїв, борштанг та колінчастих валів з розташуванням додаткових елементів, які змінюють вагу об'єкта та координати центру ваги, що дозволило проводити статичне балансування в процесі проектування та зменшити кількість натурних досліджень, застосовуючи оригінальний макрос, створений у середовищі SolidWorks, зменшити час виконання операцій від 7 до 15 разів у поєднанні зі зниженням похибок до рівня нижче 1 %, що є ефективним засобом автоматизації інженерних розрахунків і моделювання.

2. У дослідженнях моделювання руху складних багатомасових об'єктів отримала подальший розвиток методологія визначення маси та координат центру ваги колісного транспорту із урахуванням виду та маси вантажу і його розташування, максимально наближених до реальної їх конфігурації, що дало можливість виконувати більш точні розрахунки критичних параметрів руху колісного транспорту по складних траєкторіях, а наявність вантажу в кузові, особливо великогабаритного, збільшує висоту центру ваги, знижуючи тим самим стійкість на 10%.

3. Отримано подальший розвиток застосування інформаційних технологій SolidWorks для підтримки та прийняття рішень на машинобудівних підприємствах при проектуванні та аналізі руху складних технічних систем з урахуванням просторової форми складових об'єктів та урахуванням змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації, що дозволило досягати точність балансування у межах від 0,05 до 0,08 мм при максимальних обертах досліджуваного виробу та зменшити час на проведення додаткових експериментів.

*Практичне значення отриманих результатів.* Практичне значення отриманих результатів для машинобудування полягає у застосуванні запропонованої методології статичного балансування складних рухомих об'єктів в процесі проектування, що дає змогу значно скоротити час проектування на 60–80%, підвищити точність розрахунків і забезпечити повторюваність результатів. Це робить розроблену методологію корисною у

практиці проектування борштанг, спеціальних токарних пристроїв й колінчастих валів, роторів та інших деталей, де критичною є масова симетрія та потрібно статичне і динамічне балансування.

Визначення маси і координат центру ваги колісного транспорту із урахуванням виду та маси вантажу і його розташування, максимально наближених до реальної їх конфігурації, дозволяє отримати більш точні розрахункові значення критичних параметрів руху.

Результати виконаних теоретичних і експериментальних досліджень реалізовані у новому технічному рішенні – методології визначення масових і динамічних характеристик складних рухомих об'єктів в процесі проектування, що захищені свідоцтвами про реєстрацію авторського права № 130453 та № 130457.

Результати виконаних досліджень та окремі теоретичні положення впроваджено на ПП «Резонанс-Пласт» (м. Хмельницький) та у Хмельницькому науково-дослідному експертно-криміналістичному центрі.

Теоретичні та практичні результати, отримані в дисертаційному дослідженні, впроваджені у навчальний процес кафедри технології машинобудування Хмельницького національного університету при викладанні дисциплін «Технологія машинобудування» та «Технологічні методи забезпечення якості виробів».

*У вступі* наведена загальна характеристика роботи, обґрунтовано актуальність теми досліджень, розкритий зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами, сформульована мета, завдання, об'єкт та предмет дослідження, вказана наукова новизна та практичне значення одержаних результатів, визначений особистий внесок здобувача, наведені дані про апробацію, публікації, структуру та обсяг роботи.

Використання моделювання динамічної поведінки багатотільних і багатомасових систем дозволяє вирішити низку актуальних науково-технічних завдань:

- уникнути критичних помилок на ранніх етапах проектування;

- знизити вартість розробки та зменшити кількість необхідних фізичних прототипів;
- визначати масові та динамічні характеристики об'єктів з урахуванням змін їхньої об'ємної конфігурації;
- підвищити точність розрахунків параметрів руху системи.

*У першому розділі* здійснено системний аналіз методів визначення координат центру маси складного тіла; проведено аналіз способів статичного балансування обертальних мас; виконано патентний аналіз конструкцій борштанг зі зменшенням вимушених коливань для розточування отворів та конструкцій спеціальних пристроїв для токарних операцій, способів та конструкцій пристроїв визначення положення координат центра ваги транспортних засобів; здійснено аналіз розрахункових залежностей визначення критичних параметрів стійкості транспортних засобів.

Проведений аналіз стану наукових досліджень показав, що задачі визначення координат центру ваги, кінематики та динаміки багатомасових і багатотільних систем є актуальним науково-технічним завданням для багатьох галузей народного господарства.

Результати аналізу літературних джерел і патентного огляду дали можливість сформулювати мету та задачі для досягнення поставленої мети.

*У другому розділі* описано загальну методологію досліджень, проведених в роботі, що базується на застосуванні системного підходу для вирішення поставленого науково-технічного завдання.

Системний підхід ґрунтується на таких ключових принципах: цілеспрямованість, моделювання фізичних процесів, визначення алгоритму основних системних досліджень, моделювання досліджень та вибір оптимальних конструктивних рішень.

У процесі виконання дисертаційного дослідження визначено можливості сучасних програмних продуктів САД-систем та проведено обґрунтування вибору програмного продукту САД-системи для визначення масових та динамічних характеристик складних рухомих об'єктів за складністю їх

конфігурації та вартість програмного забезпечення. Наведено методологію запропонованого способу та загальні етапи визначення координат центру ваги та відстаней його у вертикальній до основи та горизонтальній площинах складного тіла.

*У третьому розділі* у процесі виконання дисертаційного дослідження розроблено методологію статичного балансування консольних борштанг розточування глухих отворів в процесі проектування та досліджено кінематику руху борштанги в середовищі SolidWorks Motion, розроблено методологію статичного балансування спеціальних токарних пристроїв для розточування глухих отворів та досліджено кінематику обертального руху спеціального верстатного пристрою із заготовкою в середовищі SolidWorks Motion, проведено статичне балансування у процесі проектування геометричних параметрів конструкції колінчастого валу, згідно запропонованої методології, та досліджено кінематику руху колінчастого валу в SolidWorks Motion незбалансованого та збалансованого.

*У четвертому розділі* на основі аналізу залежностей для визначення фактичних критичних швидкостей перекидання транспортного засобу при повороті запропоновано методологію визначення фактичних координат центру мас та критичних швидкостей перекидання транспортного засобу при повороті за допомогою SolidWorks, побудовано номограми зміни критичної швидкості для аналізу впливу різних факторів на картину руху колісного транспорту, визначеною для різних відстаней центру ваги об'єкта до основи  $h_g$  і від зміни різних параметрів: радіуса округлення полотна шляху, кута ухилу полотна шляху, що дає можливість більш точно оцінити вплив факторів на рух транспортного засобу. Проведено моделювання заносу транспортного засобу з точно визначеними координатами центру ваги у горизонтальній проекції та встановлено, що зміщення центру ваги від геометричного центру вимагає визначення реакцій коліс переднього та заднього моста у подальшому для більш точного розрахунку критичних швидкостей заносу.

*У додатках наведено:* наукові публікації, в яких відображено основні

наукові результати роботи; відомості про апробацію результатів дисертації; свідоцтва про реєстрацію авторського права.

**Ключові слова:** координати центру мас, токарний пристрій, борштанга, колінчастий вал, методологія проведення статичного балансування, колісний транспорт, критичні параметри руху.

**Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації**

**Статті у журналах, що включені до переліку фахових видань України:**

1. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Застосування програмного продукту SOLIDWORKS для визначення масових, кінематичних та динамічних характеристик руху об'єктів складної об'ємної геометричної конфігурації. *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*, №6, 2023 (329). С.415–420. Особистий внесок здобувача: *ідея застосування програмного продукту SolidWorks для визначення масових, кінематичних та динамічних характеристик руху об'єктів складної об'ємної геометричної конфігурації.*

2. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Створення методології визначення кінематичних характеристик рухомих об'єктів складної об'ємної конфігурації. *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*, №4, 2024 (339). С. 482–490. Особистий внесок здобувача: *ідея створення методології визначення кінематичних характеристик рухомих об'єктів складної об'ємної конфігурації.*

3. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Створення методології статичного балансування консольних борштанг для розточування глухих отворів в процесі проектування з аналізом кінематики руху. *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*, №1, 2025 (347). С. 368–374. Особистий внесок здобувача: *створення методології статичного балансування консольних борштанг для розточування глухих отворів в процесі проектування та проведення аналізу кінематики руху вершини різця.*

4. Гороховський В. О., Гордєєв А.І., & Костюк Н. Дослідження кінематики руху статично збалансованих спеціальних токарних пристроїв в процесі їх проектування у solidworks. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences*, т.353 (3.2), 2025. С. 329–341.

Особистий внесок здобувача: *статичне балансування спеціальних токарних пристроїв в процесі їх проектування у SolidWorks та дослідження кінематику їх руху.*

***Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:***

5. Гороховський В. О., Гордєєв А. І., Самарук Н. М. Спосіб статичного балансування спеціальних токарних пристроїв із встановленою заготовкою в процесі їх проектування. *Proceedings of the 12th International Scientific and Practical Conference «Challenges in Science of Nowadays»* (December 6-8, 2023). Washington, USA. №181. С. 380–389. Особистий внесок здобувача: *запропоновано спосіб статичного балансування спеціальних токарних пристроїв із встановленою заготовкою в процесі їх проектування.*

6. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта. *Proceedings of the 10th International Scientific and Practical Conference «X Ukrainian-Polish scientific dialogues» Actual problem of modern science.* (June 11-15, 2024). Khmelnytsky – Bydgoszcz. С. 290–293. Особистий внесок здобувача: *запропоновано спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта.*

7. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Визначення параметрів противаги для статичного балансування консольних борштанг розточування глухих отворів. *Proceedings of the 3rd International Scientific and Practical Conference «Innovative Development in the Global Science»* (January 26-28, 2024). Boston, USA. 2024. №186. С. 371–379. Особистий внесок здобувача: *запропоновано методологію визначення параметрів противаги для статичного балансування консольних борштанг розточування глухих отворів.*

8. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта. Abstracts of the conference 10th International Scientific and Practical Conference «X Ukrainian-Polish scientific dialogues» Actual problem of modern science. (June 11-15, 2024). Khmel'nitsky – Bydgoszcz. P. 34. Особистий внесок здобувача: *запропоновано методологію визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта.*

9. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Визначення кінематичних характеристик рухомих об'єктів складної об'ємної конфігурації. Матеріали VIII Міжнародної науково-практичної конференції: "Сучасні технології промислового комплексу" (17-19 вересня 2024 року). Херсон-Хмельницький. С. 175–180. Особистий внесок здобувача: *методологія визначення кінематичних характеристик рухомих об'єктів складної об'ємної конфігурації.*

10. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Вдосконалення процесу статичного балансування спеціальних токарних пристроїв в процесі їх проектування. Матеріали II міжнародної наукової конференції студентів і молодих вчених «Проблеми та інновації у розвитку інженерії, технологій та транспорту». 10 квітня 2025 р. м. Хмельницький. 2025. С. 54–71. Особистий внесок здобувача: *запропоновано шляхи удосконалення процесу статичного балансування спеціальних токарних пристроїв в процесі їх проектування.*

11. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Аналіз динаміки руху консольних борштанг для розточування глухих отворів. Матеріали VIII Міжнародній науково-практичній конференції "Scientific Community: Interdisciplinary Research". Гамбург, Німеччина. (6-8 вересня 2024). № 215. 2024. С. 142–150. Особистий внесок здобувача: *досліджено динаміку руху консольних борштанг для розточування глухих отворів.*

12. Ганзюк А. Л., Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Розвиток методології визначення критичних параметрів руху автомобільного транспорту. Міжнародній науково-практичній конференції «Судова експертиза: європейська інтеграція та цифрова трансформація» (05 листопада 2025 року). Львів. С. 87–

91. Особистий внесок здобувача: *запропоновано методологію визначення критичних параметрів руху транспортних засобів у SolidWorks.*

13. Гордєєв А. І., Гороховський В. О., Костюк Н. О. Розвиток методології статичного балансування колінчастого валу в процесі проектування його конструкції. Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Innovations of modern science and education» 28-30 листопада 2025 р. Ванкувер, Канада. С. 282-290. Особистий внесок здобувача: *запропоновано методологію статичного балансування колінчастого валу в процесі проектування його конструкції та дослідження динаміки руху.*

***Свідоцтва про реєстрацію авторського права на твір:***

14. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 130453. Науковий твір «Спосіб визначення параметрів противаги для статичного балансування консольних борштанг розточування глухих отворів». Гороховський В. О., Гордєєв А. І., Ганзюк А. Л., Кравчук О. В., Костюк Н. О. Національний орган інтелектуальної власності державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» (УКРНОІВІ). Дата реєстрації 8 жовтня 2024 р. Особистий внесок здобувача: *запропоновано спосіб визначення параметрів противаги для статичного балансування консольних борштанг; частка кожного з авторів є рівною.*

15. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 130457. Науковий твір «Спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта в процесі експертного дослідження». Гороховський В. О., Гордєєв А. І., Кравчук О. В., Ганзюк А. Л. Національний орган інтелектуальної власності державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» (УКРНОІВІ). Дата реєстрації 8 жовтня 2024 р. Особистий внесок здобувача: *запропоновано спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта в процесі експертного дослідження; частка кожного з авторів є рівною.*

## ANNOTATION

**Gorohovsky V. O.** Justification of mass, kinematic and dynamic characteristics of critical parameters of complex moving objects. – Qualification scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 131 – Applied Mechanics. – Khmelnytskyi National University. – Khmelnytskyi, 2025.

The dissertation is devoted to solving a scientific and technical problem, which consists in implementing information technologies for supporting and making decisions in the design and analysis of the kinematics of motion of complex technical systems, taking into account the spatial shape of the constituent objects and taking into account the variable parameters of the volumetric geometric configuration.

***Subject of research:*** kinematics and dynamics of rotational and rectilinear motion of multi-mass objects of complex configuration.

Object of research: parameters of counterweights for static balancing of special turning devices, cantilever boring bars, complex in configuration of parts in the design process and critical speeds when overturning complex moving objects when moving along different trajectories.

***The purpose*** of the dissertation is to develop a methodology for determining the mass and dynamic characteristics of complex moving objects for static balancing in the design process of rotating objects in mechanical engineering and to increase the accuracy of calculations of wheeled transport movement parameters taking into account variable parameters of the volumetric geometric configuration.

***The scientific novelty*** of the results obtained is as follows:

1. The methodology for determining the mass and dynamic characteristics of complex rotating objects, taking into account the variable parameters of the volumetric geometric configuration, namely special turning devices, boring bars and crankshafts with the location of additional elements that change the weight of the object and the coordinates of the center of gravity, has been further developed, which made it possible to carry out static balancing during the design process and reduce the number of field studies, using the original macro created in the SolidWorks

environment, reduce the time for performing operations from 7 to 15 times in combination with reducing errors to a level below 1%, which is an effective means of automating engineering calculations and modeling.

2. In studies of the modeling of the movement of complex multi-mass objects, the methodology for determining the mass and coordinates of the center of gravity of wheeled vehicles has been further developed, taking into account the type and mass of the cargo and its location, as close as possible to their real configuration, which made it possible to make more accurate calculations of critical parameters of the movement of wheeled vehicles along complex trajectories, and the presence of cargo in the body, especially large-sized cargo, increases the height of the center of gravity, thereby reducing stability by 10%.

3. Further development of the application of SolidWorks information technology for supporting and making decisions at machine-building enterprises in the design and analysis of the movement of complex technical systems, taking into account the spatial shape of the constituent objects and taking into account the variable parameters of the volumetric geometric configuration, which made it possible to achieve balancing accuracy in the range from 0.05 to 0.08 mm at maximum speeds of the product under study and reduce the time for conducting additional experiments.

***Practical significance*** of the obtained results. The practical significance of the obtained results for machine-building is the application of the proposed methodology for static balancing of complex moving objects in the design process, which significantly reduces the design time by 60–80%, increases the accuracy of calculations and ensures repeatability of results. This makes the developed methodology useful in the practice of designing boring bars, special turning devices and crankshafts, rotors and other parts, where mass symmetry is critical and static and dynamic balancing is required. The results of the theoretical and experimental research have been implemented in a new technical solution - a methodology for determining the mass and dynamic characteristics of complex moving objects in the design process, which is protected by copyright registration certificates No. 130453

and No. 130457. The results of the research and some theoretical provisions were adopted for implementation at the Private Enterprise "Rezonans-Plast" in Khmelnytskyi and at the Khmelnytskyi Scientific Research Expert and Forensic Center. The theoretical and practical results obtained in the dissertation research have been implemented in the educational process of the Department of Mechanical Engineering Technology of Khmelnytskyi National University when teaching the disciplines "Mechanical Engineering Technology" and "Technological Methods for Ensuring Product Quality".

The introduction provides a general description of the work, justifies the relevance of the research topic, reveals the connection of the work with scientific programs, plans and topics, formulates the goal, tasks, object and subject of the research, indicates the scientific novelty and practical significance of the results obtained, determines the personal contribution of the applicant, provides data on testing, publications, structure and scope of the work.

*In the first section*, a systematic analysis of methods for determining the coordinates of the center of mass of a complex body was carried out, methods for static balancing of rotating masses were analyzed, patent analysis of designs of boring bars with reduced forced oscillations for boring holes and designs of special devices for turning operations, methods and designs of devices for determining the position of the coordinates of the center of gravity of vehicles was carried out, and analysis of calculated dependencies for determining critical parameters of vehicle stability was carried out.

The analysis of the state of scientific research showed that the tasks of determining the coordinates of the center of gravity, kinematics and dynamics of multi-mass and multi-body systems are relevant scientific and technical tasks for many sectors of the national economy. The results of the analysis of literary sources and patent review made it possible to formulate the goal and tasks to achieve the set goal.

*The second section* describes the general methodology of the research conducted in the work, which is based on the application of a systematic approach to solving the set scientific and technical task.

The system approach is based on such key principles as purposefulness, modeling of physical processes, determination of the algorithm of basic system research, modeling of research and selection of optimal design solutions.

In the process of performing the dissertation research, the capabilities of modern CAD software products - systems for finding mass and dynamic characteristics of complex moving objects were determined and the justification for the choice of CAD software product - system for determining mass and dynamic characteristics of complex moving objects was provided based on the complexity of their configuration and the price of the software package. The methodology of the proposed method and the general stages of determining the coordinates of the center of gravity and its distances in the vertical to the base and horizontal planes of a complex body are given.

*In the third section*, In the process of carrying out the dissertation research, a methodology for static balancing of cantilever boring bars for boring blind holes in the design process was developed and the kinematics of the boring bar movement in the SolidWorks Motion environment were studied, a methodology for static balancing of special turning devices for boring blind holes was developed and the kinematics of the rotational movement of a special machine tool device with a workpiece in the SolidWorks Motion environment were studied, static balancing was carried out in the design process of the geometric parameters of the crankshaft structure, according to the proposed methodology, and the kinematics of the crankshaft movement in SolidWorks Motion were studied in unbalanced and balanced.

*In the fourth section*, based on the analysis of dependencies for determining the actual critical vehicle rollover speeds when turning, a methodology for determining the actual coordinates of the center of mass and critical vehicle rollover speeds when turning using SolidWorks is proposed, nomograms of critical speed

changes are constructed to analyze the influence of various factors on the movement pattern of wheeled transport, determined for different distances of the center of gravity of the object to the base hg and from changes in various parameters: the radius of curvature of the track, the angle of inclination of the track, which makes it possible to more accurately assess the influence of factors on the movement of the vehicle.

***The appendices contain:*** scientific publications that reflect the main scientific results of the work; information on the approval of the results of the dissertation; certificates of copyright registration and acts on the implementation of the results of the work.

***Keywords:*** coordinates of the center of mass, turning device, boring bar, crankshaft, static balancing methodology, wheeled transport, critical movement parameters.

***Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published***

*Articles in journals included in the list of professional publications of Ukraine:*

1. Gorohovsky V. O., Gordeyev A. I. Application of the SOLIDWORCS software product to determine the mass, kinematic and dynamic characteristics of the motion of objects of complex volumetric geometric configuration. Bulletin of Khmelnytsky National University. Technical Sciences, №6, 2023 (329). P. 415 –420. Personal contribution of the applicant: *the idea of applying the SolidWorcs software product to determine the mass, kinematic and dynamic characteristics of the motion of objects of complex volumetric geometric configuration.*

2. Gorohovsky V. O., Gordeyev A. I. Creation of a methodology for determining the kinematic characteristics of moving objects of complex volumetric configuration. Bulletin of Khmelnytsky National University. Technical Sciences, № 4, 2024 (339). Pp. 482–490. Personal contribution of the applicant: *the idea of creating a methodology for determining the kinematic characteristics of moving objects of complex volumetric configuration.*

3. Gorohovsky V. O., Gordeev A. I. Creating a methodology for static balancing of cantilever boring bars for boring blind holes in the design process with analysis of motion kinematics. Bulletin of Khmelnytsky National Univ. The use of modeling of the dynamic behavior of multi-body and multi-mass systems allows: to avoid critical errors at the early stages of design and thus reduce the cost of product development and reduce the number of physical prototypes created, to determine the mass and dynamic characteristics of complex moving objects and increase the accuracy of calculations of the system's motion parameters taking into account the variable parameters of its volumetric geometric configuration, which is relevant in science ersity. Technical Sciences, №1, 2025 (347). P. 368–374. Personal contribution of the applicant: *creation of a methodology for static balancing of cantilever boring bars for boring blind holes in the process of designing and conducting an analysis of the kinematics of the cutter tip movement.*

4. Gorohovsky, V., Gordeev, A., & Kostyuk, N. Research on the kinematics of the movement of statically balanced special turning devices in the process of their design in SolidWorks. Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences, vol. 353 (3.2), 2025. P. 329–341. Personal contribution of the applicant: *static balancing of special turning devices in the process of their design in SolidWorks and research on the kinematics of their movement.*

***Scientific works that confirm the approval of the dissertation materials:***

5. Gorokhovsky V. O., Gordeyev A. I., Samaruk N. M. Method of static balancing of special turning devices with an installed workpiece in the process of their design. Proceedings of the 12th International Scientific and Practical Conference «Challenges in Science of Nowadays» (December 6-8, 2023). Washington, USA. №181. P. 380–389. Personal contribution of the applicant: *a method of static balancing of special turning devices with an installed workpiece in the process of their design is proposed.*

6. Gorokhovsky V. O., Gordeyev A. I. Method of determining the coordinates of the center of gravity and kinematic characteristics of a complex moving object. Proceedings of the 10th International Scientific and Practical Conference «X

Ukrainian-Polish scientific dialogues» Actual problem of modern science. (June 11-15, 2024). Khmel'nitsky-Bydgoszcz. P. 290–293. Personal contribution of the applicant: *a method for determining the coordinates of the center of gravity and kinematic characteristics of a complex moving object is proposed.*

7. Gorohovsky V. O., Gordeev A. I. Determination of counterweight parameters for static balancing of cantilever boring bars for boring blind holes. Proceedings of the 3rd International Scientific and Practical Conference «Innovative Development in the Global Science» (January 26-28, 2024). Boston, USA. 2024. №186. P. 371–379. Personal contribution of the applicant: *A methodology for determining counterweight parameters for static balancing of cantilever boring bars for boring blind holes is proposed.*

8. Gorohovsky V. O., Gordeev A. I. Method for determining the coordinates of the center of gravity and kinematic characteristics of a complex moving object. Abstracts of the conference 10th International Scientific and Practical Conference «X Ukrainian-Polish scientific dialogues» Actual problem of modern science. (June 11-15, 2024). Khmel'nitsky – Bydgoszcz. P. 34. Personal contribution of the applicant: *a methodology for determining the coordinates of the center of gravity and kinematic characteristics of a complex moving object is proposed.*

9. Gorokhovskiy V. O., Gordeev A. I. Determination of kinematic characteristics of moving objects of complex volumetric configuration. Materials of the VIII International Scientific and Practical Conference: «Modern Technologies of the Industrial Complex» (September 17-19, 2024). Kherson- Khmel'nitsky. P. 175–180. Personal contribution of the applicant: *a methodology for determining the kinematic characteristics of moving objects of complex volumetric configuration.*

10. Gorokhovskiy V. O., Gordeev A. I. Improving the process of static balancing of special turning devices in the process of their design. Materials of the II international scientific conference of students and young scientists "Problems and innovations in the development of engineering, technologies and transport". April 10, 2025. Khmel'nitsky. 2025. P. 54–71. Personal contribution of the applicant: *ways to*

*improve the process of static balancing of special turning devices in the process of their design are proposed.*

11. Gorokhovskiy V. O., Gordeev A. I. Analysis of the dynamics of the movement of cantilever boring bars for boring blind holes. Materials of the VIII International scientific and practical conference "Scientific Community: Interdisciplinary Research". Hamburg, Germany. (September 6-8, 2024). № 215. 2024. P. 142–150. Personal contribution of the applicant: *the dynamics of the movement of cantilever boring bars for boring blind holes were studied.*

12. Ganzjuk A. L., Gorokhovskiy V. O., Gordeyev A. I. Development of a methodology for determining critical parameters of motor vehicle movement. International scientific and practical conference "Forensic examination: European integration and digital transformation" (November 5, 2025). Lviv. pp. 87-91. Personal contribution of the applicant: *a methodology for determining critical parameters of vehicle movement was proposed in SolidWorks.*

13. Gordeyev A. I., Gorokhovskiy V. O., Kostyuk N. O. Development of a methodology for static balancing of a crankshaft in the process of designing its structure. Materials of the III International scientific and practical conference "Innovations of modern science and education" November 28-30, 2025 Vancouver, Canada. P. 282-290. Personal contribution of the applicant: *a methodology for static balancing of the crankshaft in the process of designing its structure and studying the dynamics of motion is proposed.*

***Certificates of registration of copyright for the work:***

14. Certificate of registration of copyright for the work №130453. Scientific work "Method of determining the parameters of the counterweight for static balancing of cantilever boring bars for boring blind holes". Gorokhovskiy V. O., Gordeyev A. I., Ganzjuk A. L., Kravchuk O. V., Kostyuk N. O. National intellectual property authority state organization "Ukrainian National Office of Intellectual Property and Innovations" (UKRNOIVI). Date of registration October 8, 2024. Personal contribution of the applicant: *a method of determining the parameters of the*

*counterweight for static balancing of cantilever boring bars is proposed; the share of each of the authors is equal.*

15. Certificate of registration of copyright for work №130457. Scientific work "Method of determining the coordinates of the center of gravity and kinematic characteristics of a complex moving object in the process of expert research". Gorokhovskiy V. O., Gordeyev A. I., Ganzjuk A. L., Kravchuk O. V. National Intellectual Property Authority State Organization "Ukrainian National Office of Intellectual Property and Innovations" (UKRNOIPI). Registration date October 8, 2024. Personal contribution of the applicant: *a method for determining the coordinates of the center of gravity and kinematic characteristics of a complex moving object in the process of expert research is proposed; the share of each of the authors is equal.*

## ЗМІСТ

Вступ.....	22
<b>РОЗДІЛ 1. ІСНУЮЧІ МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ МАСОВИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СКЛАДНИХ РУХОМИХ ОБ’ЄКТІВ, ЇХ КОНСТРУКЦІЯ ТА МЕТОДИ СТАТИЧНОГО БАЛАНСУВАННЯ.....</b>	<b>32</b>
1.1 Аналіз існуючих методів визначення координат центру маси складного тіла .....	32
1.2 Аналіз способів статичного балансування обертальних мас .....	36
1.3 Аналіз конструкцій борштанг зі зменшенням вимушених коливань для розточування отворів .....	45
1.4 Аналіз конструкцій спеціальних пристроїв для токарних операцій .....	54
1.5 Аналіз способів та конструкцій пристроїв визначення положення координат центра ваги транспортних засобів.....	56
1.6 Аналіз розрахункових залежностей визначення критичних параметрів стійкості транспортних засобів.....	60
1.7 Висновки до розділу 1.....	66
<b>РОЗДІЛ 2. УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДОЛОГІЇ ВИЗНАЧЕННЯ МАСОВИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СКЛАДНИХ РУХОМИХ ОБ’ЄКТІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ СУЧАСНИХ ПРОГРАМНИХ ПРОДУКТІВ.....</b>	<b>70</b>
2.1 Аналіз можливостей сучасних програмних продуктів САД - систем по визначенню масових та динамічних характеристик складних рухомих об’єктів .....	70
2.2 Методика та особливості 3D-моделювання за допомогою комп’ютерних програм.....	73
2.3 Обґрунтування вибору програмного продукту САД - системи	

по визначенню масових та динамічних характеристик складних рухомих об'єктів.....	78
2.4 Висновки до розділу 2.....	82
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОГО БАЛАНСУВАННЯ В ПРОЦЕСІ ПРОЄКТУВАННЯ СКЛАДНИХ РУХОМИХ ОБ'ЄКТІВ ТА АНАЛІЗ ТОЧНОСТІ ПРОВЕДЕНИХ РОЗРАХУНКІВ.....	84
3.1 Статичне балансування спеціальних борштанг для розточування глухих отворів в процесі їх проектування.....	84
3.2 Методологія статичного балансування консольних борштанг для розточування глухих отворів в процесі проектування .....	87
3.3 Аналіз кінематики руху борштанги в середовищі SolidWorks Motion.....	92
3.4 Статичне балансування спеціальних токарних пристроїв для розточування .....	95
3.5 Методологія статичного балансування спеціальних токарних пристроїв для розточування в процесі проектування.....	99
3.6 Аналіз кінематики обертального руху спеціального верстатного пристрою із заготовкою в середовищі SolidWorks Motion...	103
3.7 Статичне балансування у процесі проектування геометричних параметрів конструкції колінчастого валу .....	106
3.8 Аналіз кінематики руху колінчастого валу в SolidWorks Motion незбалансованого.....	110
3.9 Аналіз кінематики руху колінчастого валу в SolidWorks Motion збалансованого.....	113
3.10 Аналіз точності та ефективності ручного й автоматизованого балансування.....	117
3.10 Висновки до розділу 3.....	120

РОЗДІЛ 4. МЕТОДОЛОГІЯ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ОБГРУНТУВАННЮ КІНЕМАТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБ'ЄКТІВ СКЛАДНОЇ ОБ'ЄМНОЇ КОНФІГУРАЦІЇ.....	122
4.1 Вибір аналітичних залежностей для визначення фактичних критичних швидкостей перекидання транспортного засобу при повороті .....	126
4.2 Створення методології визначення фактичних критичних швидкостей перекидання транспортного засобу при повороті за допомогою SolidWorks .....	128
4.3 Приклад визначення координат центра ваги та маси для спорядженого вантажного транспортного засобу за допомогою SolidWorks .....	132
4.4 Визначення відстані від центру ваги об'єкта до основи та критичної швидкості при перекиданні спорядженого вантажного транспортного засобу за допомогою SolidWorks .....	134
4.5 Висновки до розділу 4 і перспективи розвитку напрямку.....	139
ВИСНОВКИ.....	141
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	145
ДОДАТОК А. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА.....	164
ДОДАТОК Б. СВДОЦТВА ПРО РЕЄСТРАЦІЮ АВТОРСЬКОГО ПРАВА НА ТВІР.....	167
ДОДАТОК В. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ.....	169
ДОДАТОК Г. АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ БАЛАНСУВАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ VBA-МАКРОСІВ У SOLIDWORKS.....	172

## ВСТУП

Вирішення наукових завдань, які полягають у впровадженні інформаційних технологій для підтримки та прийняття рішень при синтезі складних технологічних систем з урахуванням просторової геометрії компонентів, є актуальним завданням для різних секторів економіки.

Важливим класом таких задач є транспортна та складська логістика, компонування аерокосмічних об'єктів, підвищення безпеки паливно-енергетичних комплексів, сучасні впровадження новітніх технологій 3D-друку, аналіз кінематики руху неврівноважених складних за конструкцією виробів машинобудування, визначення критичних швидкостей при аналізі дорожньо-технічної експертизи.

Під час аналізу руху та поведінки багатомасових і багатотільних систем необхідно вирішувати завдання визначення маси системи та координат центру ваги. Поряд із вимірюванням маси сьогодні постає ще один не менш важливий параметр – це положення центра ваги для складних рухомих об'єктів.

У машинобудуванні виконання консольної обробки розточуванням супроводжується небажаними вібраціями, що знижують точність, якість і продуктивність обробки деталей та обмежує технічні можливості верстата як найменш жорстка ланка в технічній системі верстата. Застосування сучасних інструментальних матеріалів робить необхідним підвищення швидкохідності шпиндельних вузлів під час обробки отворів. За конструкцією, статично не збалансована, борштанга зі значним вильотом різця та елементами його кріплення є складною статично неврівноваженою системою зі зміщеними від осі координатами центра мас, що створює статичний дисбаланс, а при її обертанні будуть виникати крутильні коливання. Все це має значний вплив на рівень відносної вібрації між інструментом і заготовкою. Зменшення інтенсивності вібрації консольних борштанг є одним із ключових способів підвищення продуктивності та точності обробки.

Також при проектуванні спеціальних токарних пристроїв виникає завдання отримання необхідної точності виготовлення деталей, що залежить від статичного балансування пристрою та заготовки. Спеціальні токарні пристрої за своєю конструкцією мають вигляд планшайби, що кріпиться на шпindel верстата, на якій розташовані базові та закріплюючі елементи. Відповідно, у загальному випадку, заготовка, що встановлюється в спеціальному токарному пристрої, може бути несиметричною та елементи пристрою, що розташовуються на планшайбі, також несиметричні осі обертання і відповідно центр ваги системи «заготовка–пристрій» розташовується відносно осі обертання шпинделя зі зміщенням. Тому у статичному стані, коли система перебуває в спокої, центр ваги завжди буде прагнути зайняти нижнє положення – система статично незбалансована, а в процесі оброблення деталі при обертанні пристрою із деталлю виникають динамічні навантаження, що призводять до виникнення вимушених коливань – вібрації. Вібрації технологічної системи викликають підвищене зношування деталей і вузлів верстата, збільшують зношування різального інструменту, погіршують якість обробленої поверхні, знижують точність обробки та обмежують продуктивність роботи верстата.

Моделювання динаміки багатомасових систем використовується для передбачення та оптимізації руху неврівноважених систем та визначенню характеристик критичних параметрів руху складних рухомих об'єктів – завантажених транспортних засобів.

Задачі аналізу кінематики та динаміки багатомасових і багатотільних систем є одним із класичних напрямків у галузі прикладної механіки. При моделюванні динаміки багатомасових систем застосовується метод скінчених елементів, що дозволяє досліджувати концепцію всієї системи та оцінити її динамічний відгук у лінійній, нелінійній постановках. Особливості поведінки можуть бути збережені і передані як вхідні дані в МСЕ-аналіз для використання в якості динамічних навантажень, що забезпечить розуміння функціонування системи в більш детальному вигляді. Розроблення сучасних інформаційних

систем для розв'язання задач синтезу оптимальних конфігурацій складних просторових об'єктів потребує побудови математичних моделей в автоматичному режимі. При цьому процес комп'ютерного моделювання з урахуванням перетворення геометричної інформації та візуалізації отриманих рішень має творчий характер і є одним із найбільш складних і відповідальних етапів при проектуванні. Цей процес безпосередньо зв'язаний зі створенням інформаційної технології, яка будується на інформаційно-аналітичних і об'єктно-орієнтованих моделях предметної області й вимагає розроблення ефективних методів оптимізації рішень.

**Актуальність роботи.** Моделювання кінематичної та динамічної поведінки багатотільних і багатомасових систем дає змогу:

- уникнути критичних помилок на ранніх етапах проектування, знизивши вартість розробки та зменшити кількість фізичних прототипів;
  - визначати масові й динамічні характеристики складних рухомих об'єктів;
  - підвищити точність розрахунків параметрів руху системи з урахуванням зміни параметрів її об'ємної геометричної конфігурації.
- Розв'язання цих питань є актуальним науково-технічним завданням.

Робота присвячена розв'язанню науково-технічної задачі, яка полягає у впровадженні інформаційних технологій підтримки та прийняття рішень при проектуванні та аналізі кінематики руху складних технічних систем з урахуванням просторової форми складових об'єктів і змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації.

**Зв'язок роботи із науковими програмами, планами, темами**  
Дисертаційна робота виконувалась у межах державних і науково-технічних програм за пріоритетними напрямками розвитку науки та техніки України та відповідає Закону України «Про внесення змін до деяких законів України щодо пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки та інноваційної діяльності» від 13 січня 2024р. № 3534-IX. Дисертаційна робота виконана відповідно до тематики держбюджетної теми «Обґрунтування масових, кінематичних та

динамічних характеристик критичних параметрів складних рухомих об'єктів» (№ державної реєстрації 0124U002686), у якій автор був одним із виконавців, а також в рамках науково-дослідних робіт кафедри технології машинобудування Хмельницького національного університету.

**Мета і завдання досліджень.** Мета дисертаційної роботи полягає у розробленні методології визначення масових кінематичних та динамічних характеристик складних рухомих об'єктів для проведення статичного балансування в процесі проектування об'єктів машинобудування, що обертаються, та підвищення точності розрахунків критичних параметрів руху колісного транспорту з урахуванням змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації.

Поставлену мету можна реалізувати шляхом вирішення таких завдань:

- провести аналіз існуючих теоретичних та практичних досліджень визначення розташування координат центру ваги при статичному балансуванні багатомасових і багатотільних систем як у технології машинобудування, так і при аналізі руху транспортних засобів;

- обґрунтувати та вибрати програмний продукт для визначення координат центра ваги складних за конструктивними параметрами об'єктів за параметрами складності їхньої конфігурації та вартості програмного продукту;

- розробити методологію визначення параметрів противаги для статичного балансування консольної борштанги в процесі її проектування та дослідити кінематику руху вершини різця при розточуванні глухих отворів за допомогою програмного продукту SolidWorks Motion, що підвищить точність розрахунків відстані розташування центру ваги у вертикальній та горизонтальній проекції борштанги для конкретного її розміру;

- провести дослідження з моделювання кінематики зміщення вершини різця борштанги, що забезпечує точність оброблення та рекомендувати раціональні режими оброблення заготовки при розточуванні глухих отворів;

- розробити методологію, із застосуванням програмного продукту SolidWorks, для статичного балансування спеціальних токарних пристроїв в процесі проектування на машинобудівних підприємствах;

- провести дослідження з моделювання кінематики руху спеціальних токарних пристроїв, які статично збалансовано в процесі проектування, з можливістю досягнення необхідної точності оброблення при застосовуванні максимальних режимів оброблення на токарних верстатах з метою отримання високої продуктивності процесу оброблення заготовок;

- розробити методологію, із застосуванням програмного продукту SolidWorks, для статичного балансування колінчастих валів на етапі проектування їх конструкції;

- провести порівняльний аналіз кінематики руху незбалансованого та збалансованого колінчастого валу в SolidWorks Motion;

- розробити методологію визначення масових та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта в процесі експертного дослідження за допомогою програмного продукту SolidWorks, що дає можливість скоротити витрати часу на визначення масових характеристик у порівнянні з натурними дослідженнями та підвищити точність розрахунків відстані розташування центру ваги у вертикальній та горизонтальній проекції об'єкта для конкретного випадку, завдяки заміні проведення натурних експериментів на комп'ютерний аналіз та впливу суб'єктивних факторів при вимірюванні, що дасть можливість з більшою точністю розрахувати кінематичні характеристики транспортного засобу;

- впровадити інформаційні технології підтримки та прийняття рішень при проектуванні та аналізі руху складних технічних систем з урахуванням просторової форми складових об'єктів та змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації на машинобудівних підприємствах.

**Предмет дослідження:** процес визначення масових, кінематичних і динамічних характеристик та критичних параметрів складних за конфігурацією рухомих багатомасових об'єктів

**Об'єкт дослідження:** траєкторії руху складних технічних систем, параметри противаг для статичного балансування спеціальних токарних пристроїв, консольних борштанг, складних за конфігурацією конструкції деталей, в процесі проектування, а також критичні швидкості при перекиданні складних рухомих об'єктів під час руху за різними траєкторіями.

**Методи та засоби дослідження.** Теоретичні дослідження статички, кінематики та динаміки проводились шляхом математичного моделювання динамічної системи руху та виконувались на основі положень теорії математичного моделювання, теорії динаміки вібраційних коливальних систем, із застосуванням обчислювальної техніки.

Експериментальні дослідження динамічних та кінематичних характеристик руху складних рухомих об'єктів проведено із застосуванням моделювання динаміки багатомасових складних рухомих об'єктів у програмному продукті SolidWorks,

**Наукова новизна:** 1. Отримала подальший розвиток методологія визначення масових та динамічних характеристик складних обертальних об'єктів із урахуванням змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації, а саме спеціальних токарних пристроїв, борштанг та колінчастих валів з розташуванням додаткових елементів, які змінюють вагу об'єкта та координати центру ваги, що дозволило проводити статичне балансування в процесі проектування та зменшити кількість натурних досліджень, застосовуючи оригінальний макрос, створений у середовищі SolidWorks, зменшити час виконання операцій від 7 до 15 разів у поєднанні зі зниженням похибок до рівня нижче 1 %, що є ефективним засобом автоматизації інженерних розрахунків і моделювання.

2. У дослідженнях моделювання руху складних багатомасових об'єктів отримала подальший розвиток методологія визначення маси та координат центру ваги колісного транспорту із урахуванням виду та маси вантажу і його розташування, максимально наближених до реальної їх конфігурації, що дало можливість робити більш уточнені розрахунки критичних параметрів руху

колісного транспорту за складними траєкторіями, а наявність вантажу в кузові, особливо великогабаритного, збільшує висоту центру ваги, знижуючи тим самим стійкість на 10%.

3. Отримано подальший розвиток застосування інформаційних технологій SolidWorks для підтримки та прийняття рішень на машинобудівних підприємствах при проектуванні та аналізі руху складних технічних систем з урахуванням просторової форми складових об'єктів та змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації, що дозволило досягати точність балансування у межах від 0,05 до 0,08 мм при максимальних обертах досліджуваного виробу та зменшити час на проведення додаткових експериментів.

**Практичне значення отриманих результатів.** Практичне значення отриманих результатів для машинобудування полягає у застосуванні розробленої методології статичного балансування спеціальних токарних пристроїв, борштанг та колінчастих валів в процесі проектування та визначення маси і координат центру ваги колісного транспорту із урахуванням виду та маси вантажу і його розташування, максимально наближених до реальної їх конфігурації.

Результати виконаних теоретичних і експериментальних досліджень реалізовані у новому технічному рішенні – методології визначення масових і динамічних характеристик складних рухомих об'єктів, що захищено свідоцтвами про реєстрацію авторського права № 130453 та № 130457.

Результати виконаних досліджень та окремі теоретичні положення прийнято до впровадження на ПП «Резонанс-Пласт» м. Хмельницький та у Хмельницькому науково-дослідному експертно-криміналістичному центрі.

Теоретичні та практичні результати, отримані в дисертаційному дослідженні, впроваджені у навчальний процес кафедри технології машинобудування Хмельницького національного університету при викладанні дисциплін «Технологія машинобудування» та «Технологічні методи забезпечення якості виробів».

**Особистий внесок здобувача.** Усі наукові результати дисертаційної роботи, що виносяться на захист, належать особисто здобувачу. Постановка задачі, формулювання завдань досліджень дисертаційної роботи та аналіз результатів виконано спільно з науковим керівником. Автору належать основні ідеї застосування запропонованої методології для визначення масових і динамічних характеристик складних рухомих об'єктів.

В роботах, опублікованих не одноосібно автором, отримано такі результати: [1] – запропоновано ідею застосування програмного продукту SolidWorks для визначення масових, кінематичних та динамічних характеристик руху об'єктів складної об'ємної геометричної конфігурації; [2] – запропоновано ідею створення методології визначення кінематичних характеристик рухомих об'єктів складної об'ємної конфігурації; [3] – запропоновано ідею створення методології статичного балансування консольних борштанг для розточування глухих отворів в процесі проектування та проведення аналізу кінематики руху вершини різця; [4] – запропоновано ідею статичного балансування спеціальних токарних пристроїв в процесі їх проектування у SolidWorks та досліджено кінематику їх руху; [5] – запропоновано спосіб статичного балансування спеціальних токарних пристроїв із встановленою заготовкою в процесі їх проектування; [6] – запропоновано спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта; [7] – запропоновано методологію визначення параметрів противаги для статичного балансування консольних борштанг розточування глухих отворів; [8] – запропоновано методологію визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта; [9] – запропоновано методологію визначення кінематичних характеристик рухомих об'єктів складної об'ємної конфігурації; [10] – запропоновано шляхи удосконалення процесу статичного балансування спеціальних токарних пристроїв в процесі їх проектування; [11] – досліджено динаміку руху консольних борштанг для розточування глухих отворів; [12] – запропоновано методологію визначення критичних параметрів руху

транспортних засобів; [13] – запропоновано методологію статичного балансування колінчастого валу в процесі проектування його конструкції та дослідження динаміки руху; [14] – запропоновано спосіб визначення параметрів противаги для статичного балансування консольних борштанг; [15] – запропоновано спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта в процесі експертного дослідження.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення, ідеї та результати роботи були представлені і отримали позитивну оцінку на науковому семінарі кафедри технології машинобудування у Хмельницькому національному університеті. Наукові результати роботи доповідалися на: International Scientific and Practical Conference «Challenges in Science of Nowadays» (December 6-8, 2023). Washington, USA; 10th International Scientific and Practical Conference «X Ukrainian-Polish scientific dialogues» Actual problem of modern science. (June 11-15, 2024). Khmel'nitsky – Bydgoszcz; 3rd International Scientific and Practical Conference «Innovative Development in the Global Science» (January 26-28, 2024). Boston, USA; VIII Міжнародній науково-практичній конференції: "Сучасні технології промислового комплексу" (17-19 вересня 2024 року). Херсон-Хмельницький; VIII Міжнародній науково-практичній конференції «Scientific Community: Interdisciplinary Research». (6-8 вересня 2024). Гамбург, Німеччина; II міжнародній науковій конференції студентів і молодих вчених «Проблеми та інновації у розвитку інженерії, технологій та транспорту». 10 квітня 2025 р. м. Хмельницький; Міжнародній науково-практичній конференції «Судова експертиза: європейська інтеграція та цифрова трансформація» (05 листопада 2025 року). Львів.

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 15 робіт, у тому числі 4 статті у фахових виданнях, два свідоцтва про реєстрацію авторського права, 9 матеріалів конференцій та тез доповідей.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається з анотації, змісту, вступу, чотирьох розділів, висновку, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг роботи містить 181 сторінку друкованого

тексту, з них анотація – на 17 стор., зміст – на 3 стор., основний текст – на 124 стор., список із 169 використаних джерел – на 18 стор., додатки – на 19 стор. Дисертація містить 87 рисунків та 4 таблиці.

# РОЗДІЛ 1

## ІСНУЮЧІ МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ МАСОВИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СКЛАДНИХ РУХОМИХ ОБ'ЄКТІВ, ЇХ КОНСТРУКЦІЯ ТА МЕТОДИ СТАТИЧНОГО БАЛАНСУВАННЯ

### 1.1 Аналіз існуючих методів визначення координат центру маси складного тіла

Центр мас твердого тіла є гіпотетичною точкою, яка представляє середнє значення положення всієї маси, розподіленої в цьому тілі. Це важлива точка відліку в механічних розрахунках, і, отже, дуже важливий розгляд у різних областях інженерії. Він також відомий як точка прикладання будь-якої рівномірної сили, наприклад сили тяжіння. Перший підхід заснований на розв'язуванні вручну за допомогою інтеграції, хоча це стосується лише геометричних фігур, представлених у вигляді областей, обмежених графіками функції. Другий метод, з іншого боку, максимально використовує потужність комп'ютерів для виконання аналогічних обчислень дискретним способом.

Центроїд твердого тіла – це точка зосередження всієї його маси, або зважено середнє положення всіх частин, що його складають. Ця дуже корисна концепція, що дозволяє представляти складні тіла як сукупність простих частин, відіграє велику роль у спрощенні механічних розрахунків. Наприклад, закони руху Ньютона, закони збереження механічної енергії та багато інших фундаментальних рівнянь не можна застосовувати до мас, розподілених у просторі. Визначаючи центроїд для правильного представлення складних об'єктів, як точкових мас, дозволяє їх аналізувати. Центр маси також називають центром тяжіння, оскільки він є точкою, у якій рівномірні сили не створюють крутного моменту. Таким чином, ідеальним є об'єкт, повернутий навколо центроїда, що визначає максимальний кут, на який можна нахилити об'єкт перед падінням, оскільки тіло стабільне лише тоді, доки центроїд знаходиться безпосередньо над площею опори. Одним словом, використання центру мас в

механіці та фізиці незліченне: неможливо обчислити лінійні та кутові моменти, визначати інерційні системи або аналізувати орбітальний рух без посилання на цю точку.

Розташування центру мас особливо важливо в галузі техніки, яка значною мірою покладається на механічні розрахунки при проектуванні та тестуванні. У цивільному будівництві, наприклад, центр маси дозволяє збалансувати конструкції з мінімальною напругою. У будівництві з нахилом плити дуже важливо ретельно враховувати центр маси під час підйому бетонних стін, щоб запобігти їхньому розтріскуванню (рис. 1.1).

З джерел [1-4] відомо, що центр ваги тіла – незмінно зв’язана з цим тілом геометрична точка, в якій прикладена рівнодійна сил ваги окремих часток тіла, тобто вага тіла в просторі.

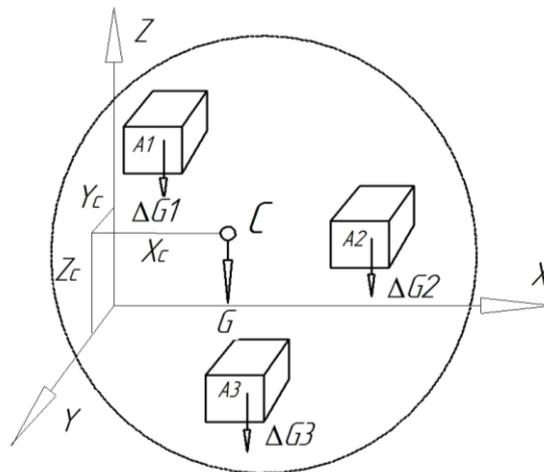


Рис. 1.1 – Схема визначення центру ваги тіла

Вагу тіла  $G$  можна записати як рівнодійну сил ваги  $\Delta G_n$  окремих часток тіла  $n$ , яка дорівнює їх сумі:

$$G = \sum_{n=1}^k \Delta G_n, \quad (1.1)$$

де  $n$  – частка тіла;

$G_n$  – сила ваги частки, прикладена в точках  $A_1, A_2, A_3$ .

Координати центра ваги визначаються аналогічно координатам центра паралельних сил  $C(X_c, Y_c, Z_c)$ , складених силами ваги часток тіла  $\Delta G_1, \Delta G_2, \dots, \Delta G_n$  :

$$X_c = \frac{\sum_{n=1}^k (\Delta G_n \cdot x_n)}{G}, \quad Y_c = \frac{\sum_{n=1}^k (\Delta G_n \cdot y_n)}{G}, \quad Z_c = \frac{\sum_{n=1}^k (\Delta G_n \cdot z_n)}{G}, \quad (1.2)$$

де  $G = \sum_{n=1}^k \Delta G_n$  – вага тіла;

$X_n, Y_n, Z_n$  – відповідні координати точок прикладання  $A_1, A_2, A_3$  сил ваги часток тіла.

Центр ваги – це точка, яка може лежати й за межами тіла (наприклад, кільце, циліндр з отвором). Центр ваги тіла можна визначити теоретичним та експериментальним методами.

Існує три методи теоретичного визначення центра ваги: метод симетрії, метод розбиття, метод від’ємних мас.

Метод симетрії. Якщо однорідне тіло має площину симетрії, то центр ваги тіла лежить у цій площині; якщо однорідне тіло має вісь симетрії, то центр ваги тіла лежить на цій осі; якщо однорідне тіло має дві осі симетрії, то центр ваги тіла лежить у точці їх перетину; центр ваги однорідного тіла обертання лежить на осі обертання.

Метод розбиття – тіло розбивають на найменшу кількість частин, сила тяжіння і центри ваги яких відомі, після цього використовують формули, розглянуті вище.

Метод від’ємних мас – тіло, яке має порожнини, вважають суцільним, масу ж вільних порожнин вважають від’ємною. Формули для визначення координат центра ваги тіла залишаються ті самі. Отже, для визначення центра

ваги тіла, що має вільні порожнини, треба застосовувати метод розбиття, але масу вільних порожнин вважати від'ємною [1-4].

Тіло під дією власної ваги може перебувати в стані спокою лише тоді, коли напрямок сили ваги проходить через точку опору, оскільки тільки в цьому випадку сила ваги врівноважується силою опору в'язі.

Експериментальний метод. Центри ваги неоднорідних тіл складної конфігурації можна визначати експериментально: методом підвішування і зважування. Перший спосіб полягає в тому, що тіло підвішується на тросі за різні точки. Напрямок троса, на якому підвішене тіло, буде давати напрямок сили тяжіння. Точка перетину цих напрямків визначає центр ваги тіла.

Метод зважування полягає в тому, що спочатку визначається вага тіла, наприклад автомобіля. Потім на вагах визначається тиск заднього моста автомобіля на опору. Склавши рівняння рівноваги щодо будь-якої точки, наприклад осі передніх коліс, можна обчислити відстань від цієї осі до центра ваги автомобіля (рис. 1.2).

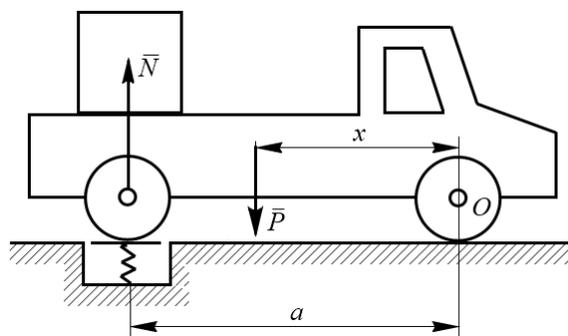


Рис. 1.2 – Схема експериментального визначення центру ваги складного тіла зважуванням

Задачі аналізу визначення координат центру ваги, кінематики та динаміки багатомасових і багатотільних систем є одним із класичних напрямків у галузі прикладної механіки. Значний розвиток теоретичних основ та практичних рішень у напрямку математичного моделювання й оптимізаційних методів

геометричного проектування та оптимізаційних задач балансної компоновки створили вітчизняні науковці [5-36] та зарубіжні автори [37-47].

Одна науково-технічна задача, а саме – визначення положення координат центра ваги колісного транспортного засобу для аналізу його руху по складних траєкторіях, – знаходить багато технічних рішень [48-53].

## **1.2 Аналіз способів статичного балансування обертальних мас**

Обертальний рух є одним з найбільш домінуючих у сучасній техніці. У цьому типі руху завжди присутні сили інерції, як ми знаємо, через неминуче прискорення обертання елементів машини. Деталі та вузли, такі як шків, маховики, дробарки, центрифуги, сепаратори та ін., які мають велику вагу і розміри та обертаються на високих швидкостях, повинні бути збалансовані, щоб уникнути биття, вібрації завдяки неспіввісності мас і підвищеного навантаження на опорні деталі. Для зрівноважування обертального тіла необхідно виконати дві умови: центр мас має знаходитися на геометричній осі обертання; вісь обертання – бути головною віссю інерції.

У машинобудуванні при обробленні заготовок на токарних верстатах також виникає потреба у зменшенні впливу сил інерції у спеціальних верстатних пристроях для розточування, які мають без статичного балансування зміщений центр мас відносно осі обертання. Незбалансований пристрій призводить до погіршення якості та точності поверхні, що обробляється, та спричиняє виникненню періодичних навантажень на підшипникові опори шпинделя верстата, що призводить до швидкого їх зношування.

Причиною невірноваженості (незбалансованості) деталей і вузлів можуть бути також неоднорідність матеріалу, з якого виготовлені заготовки, неточність їх виготовлення, похибки в заготовках і обробці, неправильна посадка на вал, нерівномірне зношування у процесі експлуатації. Невірноваженість, що виникає при цьому, зміщає центр ваги від геометричної

осі обертання деталі, вузла. При обертанні неврівноваженість викликає значні відцентрові сили, що ведуть до вібрацій і підвищеного зношування всіх деталей, що сполучаються. Поняття і терміни у області балансування тіл, що обертаються, регламентовані чинним державним стандартом. Він називає всі тіла, що обертаються в опорах незалежно від їх призначення терміном «ротор».

Процес статичного або силового балансування ґрунтується на використанні статичного неврівноваженого моменту, під дією якого деталь повертається доти, поки найбільш важка частина не встановиться вертикально під віссю обертання деталі і з'явиться можливість здійснити балансування шляхом встановлення додаткових вантажів на діаметрально протилежній стороні деталі або ж шляхом полегшення найважчої частини деталі [3,4].

В умовах одиничного і дрібносерійного виробництва та в процесі ремонту обладнання статичну неврівноваженість визначають шляхом встановлення деталі на призмах, опорах, що обертаються, вагах або ж безпосередньо на місці установки (рис. 1.3).

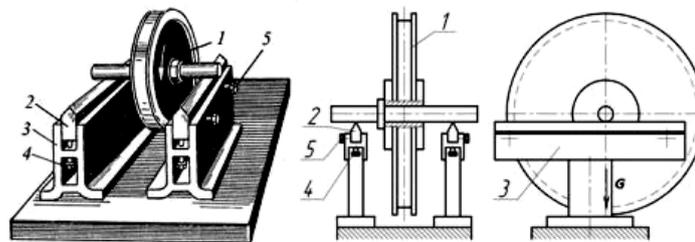


Рис. 1.3 – Схеми установки деталі на призмах: 1 – деталь; 2 – призми; 3 – стійки; 4 – гвинт регулювальний; 5 – гвинт стопорний

Статична неврівноваженість деталі – це незбігання її центра тяжіння з віссю обертання [3,4]. Наприклад, якщо до ідеально (теоретично) зрівноваженого тіла (рис. 1.4) на відстані  $R_H$  від центра обертання  $O$  прикріпити тягарець масою  $F_H$ , то центр тяжіння його зміститься у бік вантажу.

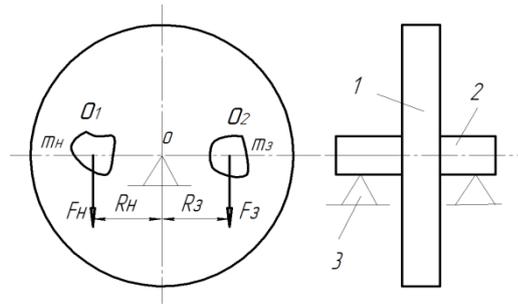


Рис. 1.4 – Схема зрівноваження деталей під час статичного балансування:

1 – деталь; 2 – оправка; 3 – опора

Виникає статична незрівноваженість, яка під час обертання тіла викликає дію відцентрової сили. Для усунення цього виду незрівноваженості застосовують статичне балансування деталей і вузлів. Деталь 1 насаджують на гладку, точно оброблену і зрівноважену оправку 2, яку встановлюють на паралельні, строго горизонтальні опори з малим тертям (призми або підшипники). Під дією незрівноваженої маси деталь довільно повернеться і встановиться так, що маса знаходитиметься у крайньому нижньому положенні. Виявивши місце концентрації незрівноваженої маси ( $O_1$ ), необхідно у діаметрально протилежній точці ( $O_2$ ) на відстані  $R_3$  прикріпити тягарець масою  $F_3$ .

У цьому випадку деталь знаходиться в умовах рівноваги, яке описується рівнянням:

$$\sum M_O = F_H \cdot R_H - F_3 \cdot R_3 = 0, \quad (1.3)$$

де  $F_H$  – маса тягарця, що створює незрівноваження;

$F_3$  – маса тягарця, що створює зрівноваження;

$R_3$  – відстань від геометричного центру до тягарця, що створює зрівноваження;

$R_H$  – відстань від геометричного центру до тягарця, що створює незрівноваження.

З рівняння 1.3 можна визначити масу тягарця, що створює зрівноваження за формулою:

$$F_3 = F_H \frac{R_H}{R_3}. \quad (1.4)$$

З наведеної залежності видно, що статична незрівноваженість не залежить від довжини, а тільки від діаметра деталі [3,4].

Статичному балансуванню піддають, як правило, деталі, що мають порівняно великий діаметр і незначну довжину (маховики, шківни, ротори ексгаустерів, муфти тощо). Суть статичного балансування полягає у дослідному визначенні найбільш легкої чи найважчої частини вузла або деталі з наступним полегшенням важкої чи обважненням легкої частини.

Як відомо, у деталі, що має дисбаланс, центр тяжіння не співпадає з віссю обертання, в зв'язку з чим деталь буде в стані спокою у тому випадку, коли центр її тяжіння буде перебувати внизу на одній вертикалі з центром обертання. Але це буде можливим лише при повній відсутності сил тертя в місцях контакту деталі з опорною площиною. Тому для компенсації сил тертя необхідно дати можливість деталі кантуватись в обидві сторони і знаходити середнє положення. Адже статично незрівноважена деталь, якщо її вивести із положення спокою, буде намагатись зайняти його знову.

Для статичного балансування застосовуються способи із використанням опорних призм чи роликів, що мають малий коефіцієнт тертя. В якості роликів доцільно використовувати підшипники кочення. Для балансування на призмах користуються верстатами, схема одного з яких показана на рис. 1.5. В будь-якому випадку призма по всій довжині повинні мати надійну опору, що має запобігати прогину призм при балансуванні.

Призми, зазвичай, виготовляють із загартованих сталей. Довжина призм  $L$  підбирається таким чином, щоб деталь могла вільно робити від 1,5 до 2 повних обертів. Ширину призми  $a$  приймають таких розмірів: для деталей масою менше однієї тонни  $a = 3,0 \dots 5,0$  мм, для деталей масою більше однієї тонни  $a = 6,0 \dots 8,0$  мм і для деталей масою 6 - 8 тонн,  $a = 50$  мм.

Робочі поверхні призм мають бути ретельно оброблені – відшліфовані до отримання правильних і рівних поверхонь. Нижче наведено один із найпоширеніших способів балансування на призмах [143].

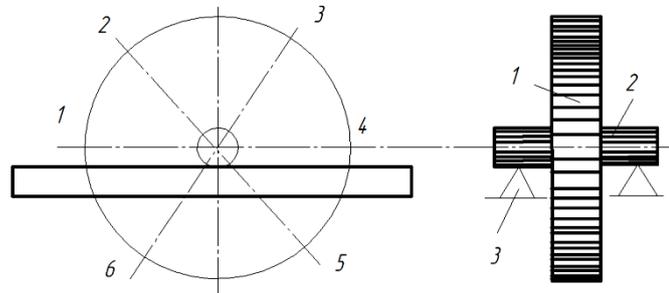


Рис. 1.5 – Схема балансірного пристрою на призмах

Балансування за цим способом поділяється на дві операції. Перша полягає у зрівноваженні деталі до індивідуального (байдужого) стану, тобто до такого стану, при якому деталь, що повернена від осі обертання на будь-який кут, залишиться нерухомою. При цій операції коло деталі поділяють на шість рівних частин (рис. 1.8). Потім установлюють кожні два протилежні поділи в горизонтальному положенні і добиваються шляхом підвішування тягарів на місцях нерухомого стану деталі на призмах.

Проте в період першої операції можлива неточність у визначенні незбалансованості, що є наслідком інерції деталей і наявності тертя, яке виникає між шийками вала і призмами. Визначення цієї неточності і відноситься до другої операції балансування.

Як і при першій операції, при другій два протилежні поділи (наприклад, перший і четвертий) установлюють горизонтально (рис.1.5). В точці першого поділу підвішують маленькі тягарі до тих пір, поки деталь не розпочне повільно обертатись. Визначення маси тягарів, що виводять деталь із стану покою, здійснюється для всіх шести поділів. У результаті на основі цих даних будують діаграму балансування (рис. 1.6), крива якої при ретельному балансуванні буде мати форму синусоїди.

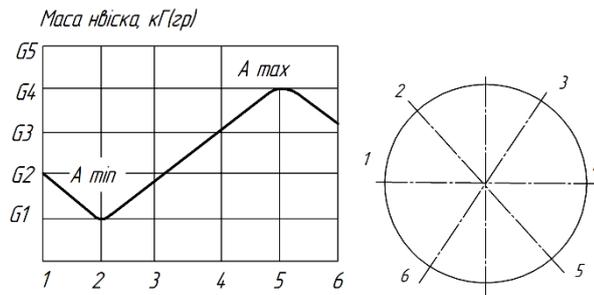


Рис. 1.6 – Діаграма другої операції балансування

Найнижче положення точки кривої відповідає найважчій точці компонента, що балансується, і для балансування в протилежному напрямку (що відповідає найвищому положенню точки кривої) повинен бути встановлений балансувальний вантаж, вага якого  $Q$  може бути визначена за формулою:

$$Q = A_{\max} - A_{\min} / 2, \quad (1.5)$$

де  $A_{\max}, A_{\min}$  – відповідно ординати максимального і мінімального значення кривої (рис. 1.6).

З метою зменшення негативного впливу сил тертя проводять статичне балансування обертових опор (наприклад, підшипників кочення) [1,4]. У цьому випадку робота (початкова робота) зводиться до знаходження «важкої» і «легкої» частин компонента, щоб отримати необхідний рівень балансу шляхом полегшення важких частин або навантаження легких частин. Для цього деталь 3 (рис. 1.7, а), зібрану на валу або на спеціальній оправці 2, поміщають на балансувальний верстат для визначення площі балансування. Цю площу ділять навпіл і за допомогою противаги 1 відмічають вертикальний діаметр. «Легка» і «важка» зони позначаються крейдою. Наступним кроком є поворот деталі на кут  $90^\circ$  і в точці  $A$  закріплення тягара  $Q$  (рис. 1.7, б). Дослідним шляхом тягар підбирають таким чином, щоб деталь була дещо незрівноваженою, тобто щоб вона повернулася важкою частиною вниз на кут  $\varphi = 10 \dots 15^\circ$ .

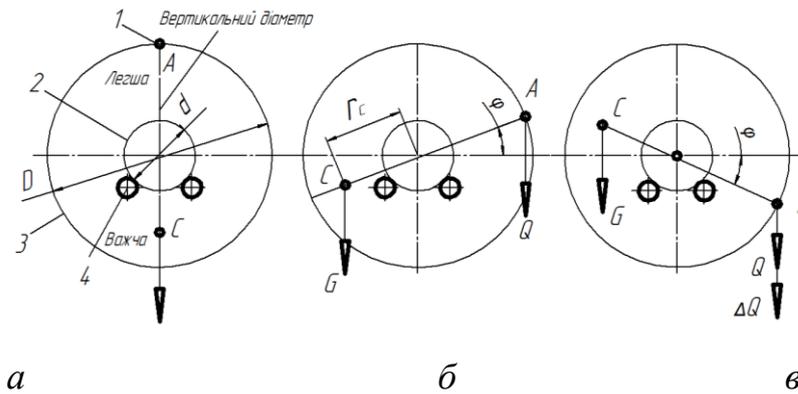


Рис. 1.7 – Схема статистичного балансування на обертальних опорах

Такий стан деталі можна описати рівнянням:

$$G \cdot r_c \cos \varphi = Q \cdot \frac{D}{2} \cos \varphi + (G + Q) \mu \frac{d}{2}, \quad (1.6)$$

де  $G$  – сила тяжіння деталі;

$r_c$  – відстань від центру тяжіння до геометричної осі обертання;

$D$  – діаметр деталі, на якому закріплюється тягар  $Q$ ;

$\mu$  – коефіцієнт опору в підшипниках опор;

$d$  – діаметр вала чи оправки.

Потім підбирають додатковий тягар  $\Delta Q$  таким чином, щоб деталь стала дещо перезрівноваженою (рис. 1.7, в), тобто щоб вона повернулась важкою частиною вгору на такий же кут. Цей стан деталі можна описати рівнянням:

$$(Q + \Delta Q) \frac{D}{2} \cos \varphi = G \cdot r_c \cos \varphi + (G + Q + \Delta Q) \mu \frac{d}{2}. \quad (1.7)$$

З урахуванням того, що  $G + Q \geq \Delta Q$  результатом рішення обох рівнянь стане вираз:

$$G \cdot r_c = (Q + \Delta Q / 2) \frac{D}{2}. \quad (1.8)$$

Ліва частина цього рівняння – це момент, що створюється незрівноваженою силою при  $\varphi = 0$ , а права містить компенсаційний тягар, який необхідно закріпити на деталі, що підлягає балансуванню, на відстані  $0,5D$  від

осі обертання. Методом пропорції можна установити масу тягара у випадку необхідності закріплення на іншій відстані від центру обертання.

В окремих випадках балансування за цим способом можна здійснювати без розбирання вузлів, тобто на місці робочого розташування деталі. Для цього деталь роз'єднується з приводною частиною, а її підшипникові опори ослабляються.

В будь-яких випадках тягар зрівноваження повинен надійно закріплюватись на деталі. При невеликій масі тягарів (маса  $< 100$  г) на легкій частині деталі свердлюють отвори і заливаються свинцем. При масі тягарів більше 100 г рекомендується виготовляти їх у вигляді накладок. Допускається використовувати за потреби декілька окремих тягарів, але при умові, що вектор рівнодіючої сили залишається без зміни.

Балансування на обертальних опорах можливе і для деталей з різними діаметрами кінців вала, що також є перевагою перед балансуванням на призмах, на яких не можна це робити.

Основним недоліком таких методів статичного балансування є невизначена кількість переходів для вибору маси противаги, додаткові технологічні переходи для висвердлювання металу та значний час виконання самого процесу.

Усунення можливості появи критичних вимушених коливань пов'язане, у першу чергу, зі зменшенням величини збурювальних сил, що досягається балансуванням системи «деталь – верстатний пристрій», тобто усуненням статичної невірноваженості, яка виникає тоді, коли центр ваги системи «деталь – пристрій» розміщується не на осі її обертання.

У загальному випадку маса виробу, що встановлений в спеціальному пристрої для оброблення несиметричних деталей, розташовується відносно осі обертання шпинделя зі зміщенням. Тому у статичному стані, тобто коли система перебуває в спокої, центр її ваги завжди буде прагнути зайняти нижнє положення (рис. 1.8, а) – така система статично незбалансована.

Стан рівноваги може бути досягнутий шляхом видалення частини металу деталі свердлуванням, спилуванням або фрезеруванням з боку неврівноваженої маси або додаванням противаги [3,4]. В останньому випадку для врівноваження деталі з діаметрально протилежного боку додають вантаж масою  $T_2$  з таким розрахунком, щоб момент  $T_2 \cdot L_2$  дорівнював моменту неврівноваженої маси  $T_1 \cdot L_1$ , а, отже, виконувалась умова статичного балансування:

$$T_1 \cdot L_1 = T_2 \cdot L_2, \quad (1.9)$$

де  $T_1$  – маса неврівноваженої деталі;

$T_2$  – маса вантажу, що врівноважує;

$L_1, L_2$  – їх відстані від осі обертання.

За цієї умови система буде знаходитися у стані рівноваги у будь-якому положенні, так як центр її ваги буде лежати на осі обертання (рис. 1.8, б).

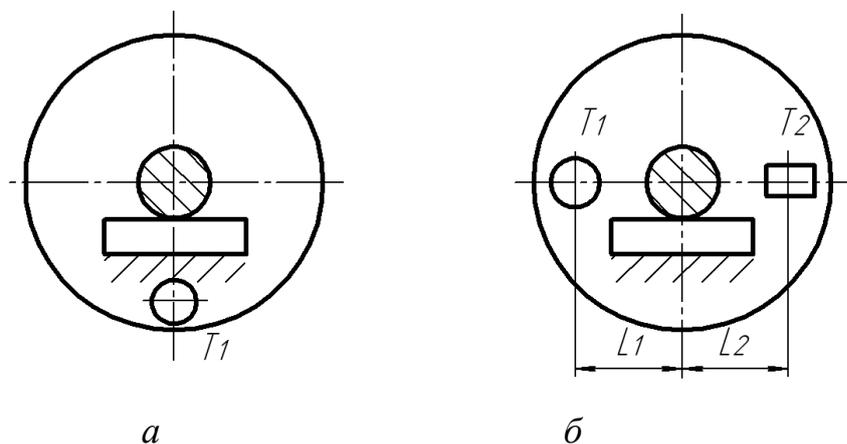


Рис. 1.8 – Схема статичного врівноваження деталей  $T_1$  – маса неврівноваженої деталі;  $T_2$  – маса вантажу, що врівноважує;  $L_1, L_2$  – їх відстані від осі обертання; *а* – неврівноважена система; *б* – врівноважена система

Оскільки точність статичного балансування багато в чому залежить від якості поверхонь цих деталей, то поверхні призм, стрижнів чи роликів мають бути ретельно оброблені [54].

Відомий спосіб статичного балансування обертальних мас, при якому визначається опір коченню деталі, при умові, що контакт між цапфами і призмами є точковим. [54]. Але використання цього способу не дає прямого визначення маси противаги та потребує здійснення декількох практичних спроб для визначення маси противаги.

### **1.3 Аналіз конструкцій борштанг зі зменшенням вимушених коливань для розточування отворів**

У машинобудуванні при обробленні заготовок корпусної форми виникає необхідність проводити розточування отворів борштангами на токарних та розточувальних верстатах з високими швидкостями різання. Під час розточування заготовки на токарному верстаті формоутворення поверхні здійснюється обертальним рухом заготовки в шпинделі верстата та осью подачею борштанги, а при розточуванні на горизонтально-розточувальному верстаті формоутворення поверхні здійснюється обертальним рухом борштанги в шпинделі та основою подачею стола верстата. При цьому, при обертанні, виникають інерційні сили, що призводять до вимушених коливань як інструмента, так і коливання шпинделя в опорах. Зменшення таких коливань є актуальним завданням для конструкторів та технологів, оскільки вони впливають на точність та підвищують шорсткість обробленої поверхні.

На шпиндель розточувального верстата діють збурювальні сили, що викликають вимушені коливання. Дві обертові сили діють на шпиндель: складові сили різання  $P_y$  та  $P_z$  та відцентрова сила  $F_c$ . Будь-який вал, обумовлений неминучою виробничою неточністю та неоднорідності в матеріалі вала, має певний дисбаланс [55], а вали, що обертаються з критичною швидкістю, викликають вимушені коливання великої амплітуди [55-57].

Процеси різання на верстатах також вимагають знання координат центру ваги спеціальних пристроїв, що обертаються, або розточувальних борштанг для зменшення вібрацій та підвищення точності оброблення заготовок. Процес консольної обробки викликає небажані вібрації, впливає на точність, якість і продуктивність виготовлених деталей і обмежує технічні можливості верстата як найменш жорсткої ланки в технічній системі верстата.

Використання сучасних інструментальних матеріалів зумовлює необхідність збільшення швидкості обертання шпиндельного вузла під час розточування отворів. За своєю конструкцією розточувальна борштанга з сильно нависаючим різцем та елементами його кріплення є складною статично невірноваженою системою з осьовими координатами центру ваги, які не співпадають з осями, що призводить до виникнення статичного дисбалансу та крутильних коливань під час її обертання. Все це суттєво впливає на відносний рівень вібрації між інструментом та заготовкою. Зменшення інтенсивності вібрації консольних розточувальних борштанг є одним з важливих способів підвищення продуктивності та точності обробки. Дослідженням коливань при точінні та моделюванню форм коливань механічної коливної системи «шпиндельний вузол – основа» присвячено значну кількість робіт як вітчизняних, так і закордонних вчених [58-60]. Визначенням джерела дисбалансу системи шпиндель – інструмент та динамікою тонкого розточування багаторізцевими консольними бурильними штангами займалися автори [61, 62]. Для зменшення вібрації консольних борштанг застосовують різні конструкції з елементами, які знижують вібрації: встановлення армованих пружних елементів [63]; встановлення симетричних силових циліндрів з джерелом тиску [64]; виконання корпусу борштанги у вигляді труб, заповнених пружним середовищем [65]. Ускладнення конструкції борштанги веде до зниження надійності та зручності її застосування. Іншим шляхом зменшення впливу вібрацій при обробленні отворів борштангою є процес її статичного балансування. Фізика консольної обробки різальним інструментом на горизонтально-розточувальних верстатах призводить до небажаних вібрацій

борштанги, що впливає на точність, якість і продуктивність виготовлених деталей та обмежує технічні можливості верстата як найменш жорстка ланка в технічній системі верстата. Застосування сучасних інструментальних матеріалів робить необхідним підвищення швидкохідності шпиндельних вузлів під час обробки отворів. За конструкцією статично не збалансована борштанга зі значним вильотом різця та елементами його кріплення є складною статично невірноваженою системою зі зміщеними від осі координатами центра мас, що створює статичний дисбаланс, а при її обертанні будуть виникати крутильні коливання. Все це має значний вплив на рівень відносної вібрації між інструментом і заготовкою. Дослідженню коливань при точінні та моделюванні форм коливань механічної коливної системи «шпиндельний вузол – основа» присвячено значну кількість робіт як вітчизняних, так і закордонних вчених [66-69]. Визначенням джерела дисбалансу системи шпиндель – інструмент та динамікою тонкого розточування багаторізцевими консольними бурильними штангами займалися автори [70, 71].

Для зменшення вібрації консольних борштанг застосовують різні конструкції з елементами, які знижують вібрації: встановлення армованих пружних елементів [70]; встановлення симетричних силових циліндрів з джерелом тиску [71]; виконання корпусу борштанги у вигляді труб, заповнених пружним середовищем [72]. Ускладнення конструкції борштанги веде до зниження надійності та зручності її застосування. Іншим шляхом зменшення впливу вібрацій при обробленні отворів борштангою є процес її статичного балансування. Статичне балансування – це балансування, при якому визначається і зменшується вектор дисбалансу ротора, що характеризується статичною нерівномірністю ротора. У разі статичного дисбалансу центр ваги і геометрична вісь обертання компонента не збігаються. Завдання статичного балансування полягає в тому, щоб знайти важчу і легшу частини деталі для отримання необхідного ступеня балансу: або розвантаживши важчу сторону, або навантаживши легшу сторону.

Визначено, що точність обробки також визначається динамічним станом шпиндельного вузла під час різання. Дисбаланс системи «шпиндель – інструмент – заготовка» значно змінюється при високих обертах шпинделя. У цьому випадку сила дисбалансу часто може перевищувати зусилля і суттєво впливає на динамічний стан заготовки [73]. Основна обробка на токарних верстатах здійснюється нежорстким консольним інструментальним оснащенням, такими як борштанги, оправки, різцетримачі та інші. Але при використанні консольних інструментів зазвичай виникають вібрації під час різання, через що знижується якість, продуктивність та, головне, точність оброблюваних деталей, а також обмежуються технологічні можливості верстатів.

Особливістю процесу розточування на токарно-револьверних верстатах середнього типорозміру є невисокі режими різання при чорновій та напівчистовій обробці, що пов'язано з обмеженою радіальною жорсткістю консольної частини розточувальної оправки.

При розточуванні вибір інструменту залежить від діаметру обробки, а довжина чи глибина отвору визначає виліт консолі. При цьому виліт консолі вибирається мінімальним, а діаметр, за можливості, максимальним, що обмежується діаметром отвору. Крім того, необхідно забезпечити безперешкодне відведення стружки та достатній радіальний хід інструменту. Вказані обмеження обумовлюють необхідність детального відпрацювання конструкції розточувальної оправки для забезпечення стабільності процесу різання.

Консольна розточувальна оправка, як найменш жорстка ланка технологічної системи верстата, найбільше схильна до виникнення надмірних вібрацій. Розточувальна оправка в процесі різання здійснює поздовжні, поперечні та крутильні коливання, що мають домінуючий вплив на рівень відносних коливань між інструментом і деталлю. Зниження рівня інтенсивності коливань консольних оправок є актуальним завданням та важливим шляхом підвищення продуктивності, точності та якості оброблених поверхонь.

Забезпечення потрібної вібростійкості процесу розточування консольними оправками зазвичай здійснюється за допомогою таких заходів:

1) підвищенням статичної жорсткості, власної частоти коливань та демпфуючих властивостей оправок шляхом раціонального вибору їх конструктивних параметрів;

2) оптимальною орієнтацією головних осей жорсткості пружної системи різального інструменту;

3) застосуванням демпферів та гасників коливань;

4) регулюванням жорсткості пружної системи інструменту та пошуком узгодження її з орієнтованою жорсткістю пружної системи верстата.

Від вибору параметрів інструментального оснащення шляхом забезпечення його необхідних статичних та динамічних характеристик суттєво залежить покращення пружно-демпфувальних властивостей всієї технологічної оброблювальної системи верстата, що підвищує продуктивність та точність токарної обробки.

На рис. 1.9 показано налагодження розточувальної борштанги при обробленні отвору великого діаметру.

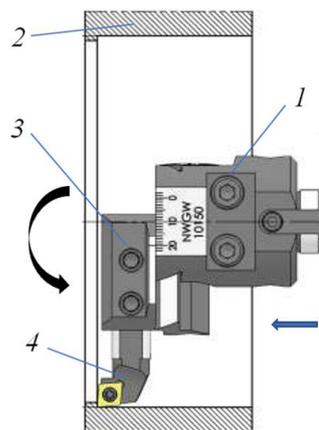


Рис. 1.9 – Схема налагодження борштанги: 1 – корпус; 2 – заготовка;  
3 – різцетримач; 5 – різець

Підвищення продуктивності та приведення рівнодіючої сил різання, що діють на нежорстку заготовку, до нуля можна досягти застосуванням багаторізцевих головок, які оснащені декількома ріжучими елементами, розташованими рівномірно по колу навколо оброблюваної поверхні. Різці можуть бути налаштовані на заданий розмір або з можливістю переміщення в радіальному напрямку, причому або жорстко один щодо одного, або незалежно (рис. 1.10).

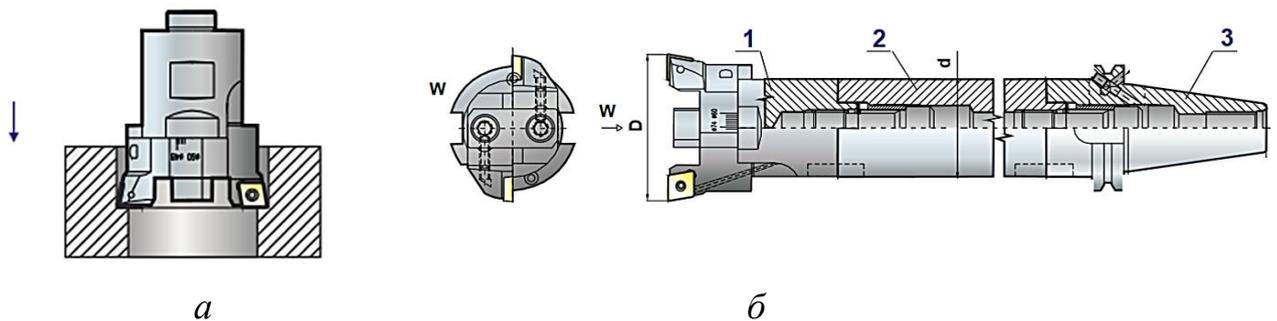


Рис. 1.10 – Схема оброблення глибокого отвору при розточуванні декількома ріжучими елементами: *a* – схема різання; *б* – конструкція багато-різцевої ГОЛОВКИ

Для неглибоких отворів існують борштанги з декількома ріжучими елементами, конструкцію яких показано на рис. 1.11.



Рис. 1.11 – Конструкція борштанги з декількома різальними елементами для оброблення неглибоких отворів

Створення оптимальних умов роботи засобів технологічного оснащення забезпечує зростання точності, якості, продуктивності та ефективності механічної обробки. Доречно відзначити те, що стримуючим фактором, крім вібрації, в застосуванні технології розточування на теперішній час є висока стійкість різального інструменту, що вимагає нового підходу як до конструювання, так і до технології його виробництва та експлуатації.

Відомі розточувальні оправки з демпфуванням коливальних процесів. У практиці механічної обробки використовують спеціальні конструкції різального інструменту для демпфування поперечної і кутової вібрації. Для зниження амплітуд вібрації технологічної системи при різанні і підвищення опору динамічної системи використовують пристрої гасіння вібрації та ударної дії.

Для оброблення розточуванням глибоких отворів запропоновано різні способи та конструкції борштанг [74-76].

Враховуючи аналіз існуючих розробок у галузі різального інструменту, у роботі [77] пропонується нова конструкція розточувальної оправки з демпфуючим елементом.

Розточувальна оправка, представлена на рис. 1.12, складається з корпусу 1 з осьовим отвором, в якому встановлений віброгасник 2 і різцевої головки 3 з ріжучою пластиною 4.

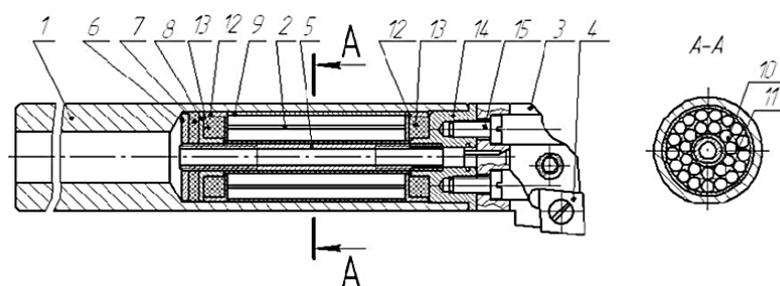


Рис. 1.12 – Розточувальна оправка з демпфуванням коливальних процесів:

- 1 – корпус; 2 – віброгасник; 3 – різцева головка; 4 – ріжуча пластина;
- 5 – шпилька; 6 – шайба; 7 – кільце; 8 – різьбова втулка; 9 – циліндр;
- 10 – стрижні; 11 – мікропорошок; 12 – упорна втулка; 13 – гумова подушка;
- 14 – базова втулка; 15 – гвинт

Віброгасник 2 складається зі шпильки 5, що має отвір під мастильно-охолоджувальну рідину і на кінцях різьблення для установки упорного кільця з різьбленням 7, задньої різьбової втулки 8, циліндра 9, що має осьову кільцеву порожнину, зорієнтовану вздовж осі циліндра, а вільний простір між стрижнями 10 заповнений мікропорошком 11.

Торцеві поверхні циліндра 9 герметично обмежені упорними втулками 12, що контактують з гумовими подушками 13, які виконані з м'якої гуми. Віброгасник зафіксовано у корпусі 1 базовою втулкою 14. Різцева головка кріпиться до базової втулки 14 трьома гвинтами 15. Базова втулка 14 фіксується в корпусі 1 двома радіальними шпильками.

Розточувальна оправка працює таким чином. У процесі точіння на розточувальну оправку діє сила опору різанню, яка сприяє деформації та вигину оправки і одночасно прогину та повороту стрижнів з металу, щільність якого вища за щільність матеріалу корпусу, при цьому збільшується коефіцієнт опору системи, що призводить до зниження вібрації розточування.

Розточувальна головка з віброгасником представленої конструкції забезпечує збільшення маси та осьове зміщення центру тяжіння розточувальної оправки та наближення його до площини різання.

У результаті відбувається зміна власної частоти розточувальної оправки і стабілізація вібраційного процесу в перехідному та резонансному режимах роботи [77,78].

Одним із шляхів підвищення ефективності дії динамічних гасників коливань є розподіл додаткового вантажу на декілька частин (рис. 1.13).

Рекомендується застосовувати такі конструкції при розточуванні глибоких отворів, коли навіть застосування додаткових шпинделів не дає бажаного результату.

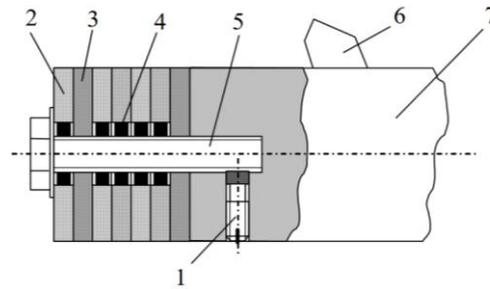


Рис. 1.13 – Багатомасовий віброгасник з регульованими параметрами: 1 – гвинт; 2 – кільце; 3 – гумові проміжні кільця; 4 – гумові втулки; 5 – гвинт; 6 – різець; 7 – корпус борштанги

Гасник коливань борштанги 7 із закріпленим на ній різцем 6 складається з регульовального гвинта 5, з насадженими на нього кільцями 2. Між кільцями і гвинтом встановлені гумові втулки 4. Набір кільць 2 та гумових проміжних кільць 3 стягується гвинтом 5. Після регулювання сили затиску, гвинт 5 закріплюється від саморозкручування гвинтом 1 мідною прокладкою та пружним кільцем. Випробування довели значне зниження вібрацій, шорсткість обробленої поверхні зменшується, якість підвищується

Компанія Sandvik Coromant пропонує на ринку своє рішення усунення вібрацій – державки Silent Tools (рис. 1.14). В корпусі державки встановлено металеве інерційне тіло, яке закріплене на двох товстих гумових втулках. Для посилення демпферного ефекту в порожнину додатково заливається в'язке мастило.



Рис. 1.14 – Конструкція державки Silent Tools

Своє рішення пасивного усунення вібрацій запропонували Праджапаті та ін. в своїй роботі [79]. Автори запропонували зменшувати вібрації за допомогою шайби (прокладки) з високою демпфувальною здатністю, яку встановлюють під різальну пластину. Вони провели експерименти з використанням латунної прокладки та без неї. Було встановлено, що при однакових швидкості різання 300 м/хв та глибині різання 1 мм шорсткість поверхні при використанні прокладки на 36,5% менша, ніж при обробці без прокладки. Також в результаті експерименту був встановлений зв'язок між параметрами різання, амортизаційною прокладкою, вібраціями та якістю обробленої поверхні. Якщо взяти швидкість різання сталюю, то зі збільшенням глибини різання характер вібрацій змінюється від квазіперіодичних до багатоперіодичного або хаотичного. Отже, встановлюючи прокладку та контролюючи параметри різання, можна досягати розточування без або з мінімальними вібраціями. Мохан та інші автори [80] запропонували підхід зменшення вібрацій в розточувальному інструменті за допомогою магнітореологічного рідинного демпфера. Магнітореологічна рідина – це тип рідини, що містить магнітні частинки, змішані у синтетичній олії. Коли електромагніт вимкнено, рідина може вільно рухатися, пом'якшуючи рух. Коли на електромагніт подається напруга, в'язкість магнітореологічної рідини змінюється. У міру того, як інтенсивність електромагніту посилюється, збільшується в'язкість магнітореологічної рідини. Це дозволяє керувати демпферними властивостями розточувальної штанги залежно від сили вібрацій.

#### **1.4 Аналіз конструкцій спеціальних пристроїв для токарних операцій**

На теперішній час при створенні технології оброблення корпусних заготовок технолог використовує верстатний парк, який існує на даному підприємстві. Виходячи з можливостей економічного характеру, неможливості придбання нового верстатного обладнання, технолог використовує можливості існуючого обладнання із застосуванням спеціальних пристроїв для проведення

певних операцій оброблення поверхонь заготовки. Для цього конструктор при проектуванні спеціального верстатного пристрою використовує необхідні схеми базування та встановлення заготовок на технологічні базові поверхні заготовки, щоби вони співпадали з конструкторськими базовими поверхнями заготовки, забезпечуючи цим уникнення похибки базування та похибки оброблення в цілому. Використання існуючих токарних верстатів зі спеціальними пристроями дають можливість здешевити собівартість виготовлення певного виробу. Як приклад на рис. 1.15 та рис. 1.16 наведено схеми конструкцій спеціальних пристроїв для підрізання торця та розточування основних отворів у корпусних заготовках [81].

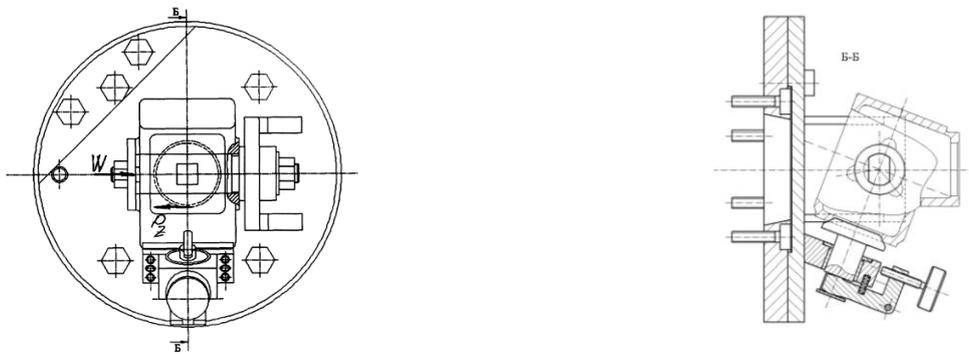


Рис. 1.15 – Схема спеціального верстатного пристрою для розточування основного отвору у корпусній заготовці, який має кутове зміщення до горизонтальної площини, з базуванням по двох отворах

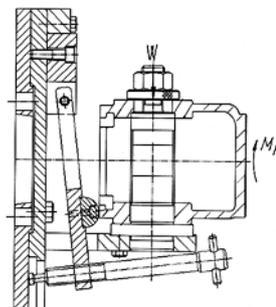


Рис. 1.16 – Схема спеціального верстатного пристрою для підрізання торця у корпусній заготовці з базуванням по торцю основному отвору заготовки

Аналіз конструкцій спеціальних токарних пристроїв показує, що переважно вони мають вигляд планшайби, закріпленої на шпинделі верстата, на якій розміщені базові та закріплюючі елементи (рис. 1.17).

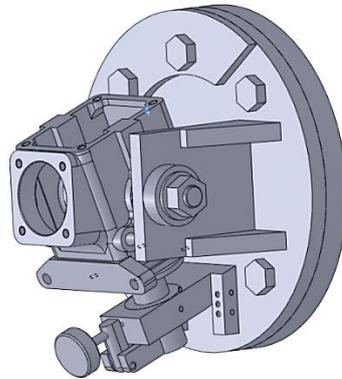


Рис. 1.17 – 3-D модель спеціального токарного пристрою з деталлю

Аналіз конструкцій наведених спеціальних пристроїв свідчить, що вони є складними системами з нерівномірним розподілом мас. Під час обертального руху, необхідного для процесу різання, виникатимуть інерційні сили через невизначеність зміщення центра мас системи "заготовка–пристрій". Виникає технічне завдання – провести статичне балансування запропонованої конструкції пристрою, що має вигляд складної багатомасової системи «заготовка-пристрій».

### **1.5 Аналіз способів та конструкцій пристроїв визначення положення координат центра ваги транспортних засобів**

Відомий спосіб визначення положення координат центра ваги транспортного засобу згідно з яким визначають тиск повітря в кожній шині, порівнюють його значення з розрахунковим та визначають величини вертикальних навантажень на кожне з коліс [82].

Однак одержані величини цих вертикальних навантажень є недостатніми, щоб точно знайти положення центра ваги у вертикальній площині, що не дає

змоги визначати характеристики стійкості, керованості, критичних швидкостей руху складного об'єкта.

Відомий параметр руху – стійкість транспортного засобу, а саме: здатність протистояти заносу (бічному ковзанню) та перекиданню. Найчастіше порушення стійкості транспортного засобу виникає внаслідок дії бічних сил і поперечної складової, сили тяги.

Стійкість рухомого транспортного засобу залежить від багатьох чинників: маси транспортного засобу, висоти його центру тяжіння, ширини колії, бази, розміру шин, їх конструкції і стану; радіусів кривизни дороги і стану її поверхні, швидкості та напрямку руху; уміння керувати транспортним засобом тощо.

Відомий пристрій для визначення граничного кута поперечної статичної стійкості транспортного засобу [83]. Пристрій для визначення граничного кута поперечної статичної стійкості транспортних засобів (рис. 1.18, рис. 1.19) містить рухому частину з робочою площиною 1, гвинтовий механізм її повертання з ручним приводом 2 і маятниковий кутомір 3, який встановлюється на цій площині. Робоча площа виготовлена з двох стекол, між якими розміщений міліметровий папір в якості координатної сітки.

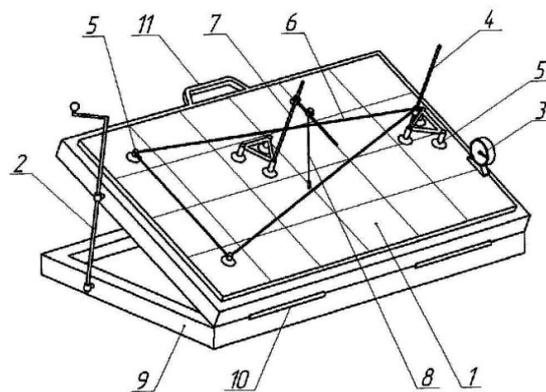


Рис. 1.18 – Схема переносного пристрою для визначення граничного кута поперечної статичної стійкості транспортного засобу: 1 – робоча площа;

2 – привод; 3 – кутомір; 4 – стійка; 5 – присоски; 6 – гумова нитка;

7 – штатив; 8 – висок; 9 – футляр; 10 – петлі; 11 – ручка

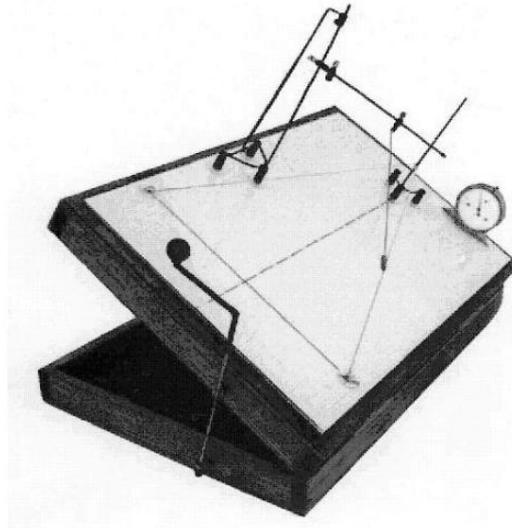


Рис. 1.19 – Фотографія дослідного зразка переносного пристрою для визначення граничного кута поперечної статичної стійкості машин

На робочій площині за допомогою її координатної сітки, регульованої стійки 4, присосок 5, гумової нитки 6 і прямокутного трикутника з міліметровою шкалою позначається у вибраному масштабі контур опорної площі машини, а за допомогою регульованого штатива 7, виска 8 і прямокутного трикутника з міліметровою шкалою у тому ж масштабі відтворюється точка прикладання та напрямок дії сили тяжіння машини.

Футляр пристрою 9 використовується для роз'ємного кріплення на його кришці робочої площини за допомогою липучок та повертання кришки разом з робочою площиною навколо петель 10, а також для зберігання комплектувальних деталей пристрою та транспортування за допомогою ручки 11.

Відомий спосіб визначення граничного кута поперечної статичної стійкості колісних машин із застосуванням фізичного моделювання [84] полягає у визначенні кутів між горизонтальною площиною і площиною опори машини, коли машина перебуває у стані нестійкої рівноваги в результаті її поперечного нахилу на лівий або правий бік та виборі найменшого з кутів як оцінного значення (рис. 1.20).

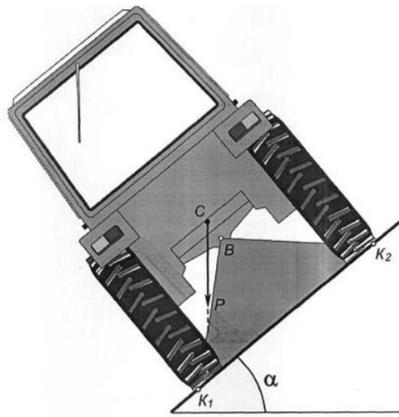


Рис. 1.20 – Схема розташування лінії дії сили ваги машини відносно опорної площі в момент втрати транспортного засобу поперечної статичної стійкості

Спосіб визначення граничного кута поперечної статичної стійкості транспортних засобів полягає у фіксації кутів між горизонтальною та опорною площинами в момент перебування машини у стані нестійкої рівноваги внаслідок її поперечного нахилу. За оцінювальний показник приймають найменший із отриманих кутів.

На першому етапі з горизонтально розташованою машиною пов'язують просторову прямокутну систему координат, у якій визначають координати вершин контуру опорної площі та центра мас. На другому етапі за отриманими даними на робочій площині пристрою у зменшеному масштабі будують фізичну модель взаємного розташування цих елементів. До точки моделювання центра мас підвішують висок. Далі робочу площину повертають навколо її горизонтальної осі до моменту, коли висок перетне межу змодельованого контуру, що відповідає стану нестійкої рівноваги машини.

Відомий спосіб [85] визначення положення точки центра мас напівпричепа транспортного засобу, що включає вимірювання тиску повітря в кожній шині коліс, його порівняння з розрахунковим та визначення величини вертикальних навантажень на кожне із коліс при прямолінійному нерівномірному русі, за якими встановлюють положення центра мас у вертикальній площині, змінюють рух на прямолінійний рівномірний,

визначають зміну тиску повітря в кожній шині коліс, за якою – величини вертикальних навантажень на кожне із коліс, за якими розраховують координати центра мас у горизонтальній площині.

Однак одержані величини цих вертикальних навантажень є недостатніми, щоб точно знайти положення центра мас у вертикальній площині, що не дає можливості визначати характеристики стійкості, керованості, критичних швидкостей руху транспортного засобу.

Недоліками таких способів є необхідність проведення експериментальних досліджень та використання спеціального обладнання, що призводить до фінансових витрат, пов'язаних із простоем транспортного засобу.

## **1.6 Аналіз розрахункових залежностей визначення критичних параметрів стійкості транспортних засобів**

Аналіз наукової літератури [86-94] показав, що існує широкий клас задач, в яких необхідно враховувати просторові форми об'єктів, визначати масу та координати центра мас та їхню відстань до горизонтальних або вертикальних площин. Стійкість – властивість автомобіля, яка визначається його здатністю зберігати задану траєкторію руху внаслідок впливу на автомобіль зовнішніх сил, які прагнуть відхилити його від цієї траєкторії при зафіксованих колесах.

Розроблення сучасних інформаційних систем для розв'язання задач синтезу оптимальних конфігурацій складних просторових об'єктів потребує побудови математичних моделей в автоматичному режимі. При цьому процес комп'ютерного моделювання з урахуванням перетворення геометричної інформації та візуалізації отриманих рішень має творчий характер і є одним із найбільш складних та відповідальних етапів. Цей процес безпосередньо пов'язаний зі створенням інформаційної технології, яка ґрунтується на інформаційно-аналітичних і об'єктно-орієнтованих моделях предметної області й вимагає розроблення ефективних методів оптимізації рішень.

Під час руху транспортного засобу існує ймовірність, що він може перекинутися як у повздовжньому так і у поперечному напрямках.

Ризик того, що сучасний транспортний засіб перекинеться уздовж осі внаслідок дії сил тяги чи гальмування, є незначним.

Стійкість транспортного засобу може бути порушена через вплив зовнішньої бічної сили, яка створює момент обертання.

При бічному (поперечному) перекиданні на транспортний засіб ваги  $G$  діє (рис. 1.21): відцентрова сила  $P_c$  та сила бічного тиску вітру  $P_w$ . На рисунку наведені такі умовні позначення:  $G_y$ ,  $G_x$  – вертикальна та горизонтальна складові ваги транспортного засобу;  $P_{cx}$ ,  $P_{cy}$  – складові відцентрової сили  $P_c$ ;  $K$  – колія по зовнішніх шинах коліс;  $h_g$ ,  $h_w$  – висота центру прикладення сил  $G$  і  $P_w$  над рівнем дорожнього покриття;  $Z_n$ ,  $Z_l$  – сили реакції поверхні дороги.

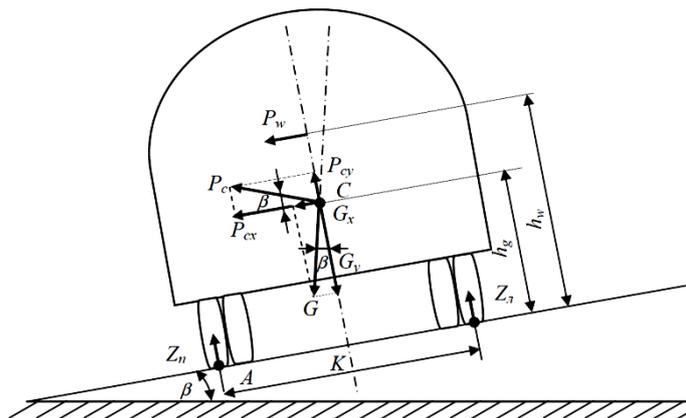


Рис. 1.21 – Схема сил, які діють на транспортний засіб при бічному (поперечному) перекиданні на дорозі з поперечним ухилом

Для визначення критичної швидкості руху при повороті застосовується така залежність:

$$V_{кр.пер.} = \sqrt{\frac{B}{2h_g} \cdot g \cdot R}, \quad (1.10)$$

де  $B$  – ширина колії, м;

$h_g$  – висота центру мас, м;

$g$  – прискорення земного тяжіння, м/с<sup>2</sup>;

$R$  – радіус повороту, м.

Виникнення бокового заносу та подальше падіння на бік (перекидання) може статися під час прямолінійного руху на поверхні, яка має поперечний ухил, або на повороті.

Ковзання шин починається з того моменту, коли горизонтальна сила, що діє на транспортний засіб, досягає величини сили їх зчеплення з поверхнею дороги. Якщо поздовжні сили в зонах контакту шин з дорогою відсутні або незначні, то в розрахунках береться до уваги лише сила зчеплення шин з дорогою у поперечному напрямку.

При прямолінійному русі транспортного засобу з незмінною швидкістю по дорозі, що має поперечний ухил (рис. 1.25), бокове ковзання (занос) виникає при виконанні нерівності

$$G \cdot \sin \beta \geq G \cdot \cos \beta \cdot \varphi' \quad (1.11)$$

$$\operatorname{tg} \beta \geq \varphi'$$

Ковзання коліс починається раніше ніж перекидання транспортного засобу за умови:

$$\varphi' \leq \eta_k \frac{B}{2h_g} \quad (1.12)$$

де  $B$  – ширина колії, м;

$\varphi'$  – коефіцієнт зчеплення шин при боковому ковзанні;

$\eta_k$  – коефіцієнт поперечної стійкості транспортного засобу: для легкових і вантажних з вантажем  $\eta_k = 0,8 - 0,85$ ; вантажні без вантажу  $\eta_k = 0,9$ ;

$h_g$  – висота центру мас, м;

Слід зазначити, що колеса передньої і задньої осі транспортного засобу знаходяться в різних умовах, оскільки через ведучі колеса передається крутний момент, то вони можуть сприймати меншу бокову силу і починають ковзання раніше, ніж ведені.

Занос транспортного засобу може виникнути у таких випадках:

- під час руху транспортного засобу по дорозі, що має поперечний ухил;
- при повороті;
- при різкому гальмуванні, особливо на дорозі з низьким коефіцієнтом зчеплення;
- при різкій зміні напрямку руху;
- під час руху з високою швидкістю по дорозі, що має нерівності;
- при різкій зміні коефіцієнта зчеплення.

Варто зауважити, що причин виникнення заносу нерідко буває декілька.

Розглянемо дію сил на автомобіль при заносі передньої і задньої осі. У випадку заносу передньої осі (рис. 1.22) змінюється напрямок її руху у напрямку вектора  $V_a$ . Напрямок руху передньої осі не збігається з напрямком руху задньої осі. Під час руху транспортного засобу на повороті миттєвий центр повороту розташовується на прямій, яка є продовженням задньої осі.

У цьому випадку поперечна складова  $P_y$  відцентрової сили  $P$  направлена в протилежний бік відносно сили  $P_y$ . При цьому занос автоматично гаситься.

Якщо починається занос задньої осі, то вона ковзає у напрямку вектора  $V_a$  (рис. 1.23).

У цьому випадку поперечна складова сила  $P_x$  відцентрової сили  $P$  направлена в той же бік, що і поперечна сила  $P$ , а це сприяє зростанню заноса [88].

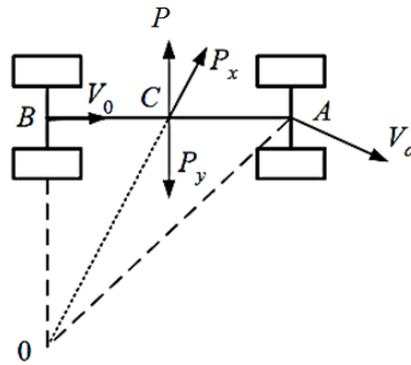


Рис. 1.22 – Схема заносу передньої осі транспортного засобу

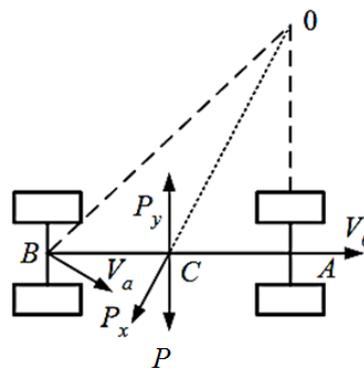


Рис. 1.23 – Схема заносу задньої осі транспортного засобу

Основною причиною виникнення заносу транспортного засобу, який рухається на повороті, є перевищення відцентрової сили над силою зчеплення у поперечному напрямку  $P > P_y$ .

Гранична швидкість транспортного засобу, який рухається на повороті з незмінною швидкістю, виходячи із умов заносу, визначається за формулою [88]:

$$V_{зан} = 3,6 \sqrt{\frac{\varphi' \pm tg\beta}{1 \pm \varphi' tg\beta}} gR, \quad (1.13)$$

де  $\beta$  – кут поперечного ухилу дороги, °;

$\varphi'$  – коефіцієнт зчеплення шин при боковому ковзанні;

$g$  – прискорення земного тяжіння, м/с<sup>2</sup>;

$R$  – радіус повороту, м.

Знаки «+» у чисельнику і «-» у знаменнику використовують у тому випадку, коли рух здійснюється в бік центра повороту дороги, якщо ухил дороги спрямований у протилежний бік від центра повороту, то в чисельнику приймають знак «-», а у знаменнику формули – знак «+».

Із наведеного вище видно, що критична швидкість за умов перекидання транспортного засобу залежить від багатьох факторів: від ширини колії  $B$  автомобіля (чим ширше розташовані колеса, тим стійкіший транспортний засіб, а отже – вища критична швидкість); висоти розташування центра мас  $h_g$  (чим нижче він розташований, тим більша критична швидкість); кута поперечного ухилу дороги  $\beta$ ; радіуса повороту дороги  $R$  (чим більший радіус повороту дороги, тим вища швидкість).

Автор [87] запропонував аналітичний метод визначення координат центру ваги та навантаження на задні колеса транспортного засобу в нахиленому стані відносно горизонтальної площини та отримав таблиці для різних видів транспортних засобів. Розрахунки проводились з такими припущеннями; аналітично враховано фактор, що характеризує зміну навантаження на задні колеса транспортного засобу в момент початку його руху з місця на ухилі дороги; введено коефіцієнт, який залежить від геометричних параметрів транспортного засобу; застосовано коефіцієнт, який враховує ступінь зниження середнього значення розташування крайніх верхніх частин елементів транспортного засобу відносно підвіски транспортного засобу; радіус колеса є постійною величиною при нахилі транспортного засобу відносно горизонтальної площини; підвіска транспортного засобу жорстко зафіксована, що не дає змоги мосту транспортного засобу переміщатися відносно рами.

У результаті отримана залежність, що дозволяє розрахувати центр ваги транспортного засобу, не вдаючись до зважування осей транспортного засобу

при нахилі транспортного засобу відносно опорної поверхні, та запропонована таблиця результатів розрахунків.

Для проведення експертно-криміналістичних досліджень руху транспортних засобів по складних траєкторіях виникає завдання визначення критичних швидкостей руху за залежностями (ф. 1.10, ф. 1.13), у яких присутня висота центру ваги від дорожнього покриття.

Згідно з рекомендаціями [91], висоту центра мас для спорядженої маси транспортного засобу приймають у межах від 0,6 до 1 м для вантажних автомобілів та від 0,4 до 0,5 м для легкових. Використання цих значень або табличних даних із [88] призводить до значної похибки в розрахунках, оскільки не враховує вид вантажу та особливості його розміщення.

Тому для проведення аналізу обставин події, що сталася з певним транспортним засобом, запропоновано методологію визначення критичних параметрів руху з урахуванням ваги транспортного засобу, виду вантажу та місця його розташування у кузові, що дає точне визначення центра ваги та його координат, що в кінцевому результаті дасть підвищення точності отриманих результатів.

Для цього запропоновано створювати 3-D модель транспортного засобу у SolidWorks з подальшим встановленням точної ваги транспортного засобу, розташування центра ваги та його координат для аналізу ситуації, яка виникла.

## **1.7 Висновки до розділу 1**

1. Проведений аналіз стану наукових досліджень показав, що задачі аналізу визначення координат центра ваги, кінематики та динаміки багатомасових і багатотільних систем є актуальними науково-технічними завданнями для багатьох секторів економіки.

2. Аналіз існуючих теоретичних та практичних досліджень визначення координат центра ваги та координат його розташування показав, що існує багато методик для їх визначення. Результати досліджень знаходять

застосування при статичному балансуванні багатомасових і багатотільних систем як у технології машинобудування, так і при аналізі руху транспортних засобів.

3. Аналіз літературних джерел свідчить про наявність значної кількості пристроїв для визначення координат центра мас. Проте їхнє виготовлення є трудомістким, а саме застосування потребує тривалого часу під час проведення досліджень.

4. Переважна більшість літературних джерел демонструє ефективність застосування процесу статичного балансування багатотільних систем, але вони проводяться вже після виготовлення виробу та займають значний час.

5. Встановлено, що методики визначення ваги та координат центру ваги транспортних засобів для визначення критичних швидкостей руху по складних траєкторіях та заносу виконані зі значними припущеннями, що призводить до похибок, а практичне визначення потребує додаткових пристроїв та займає значний час.

6. Результати аналізу літературних джерел і патентного огляду дали можливість сформулювати науково-технічне завдання та мету і задачі для досягнення поставленої мети, яка полягає у впровадженні інформаційних технологій підтримки та прийняття рішень при проектуванні та аналізі руху складних технічних систем з урахуванням просторової форми складових об'єктів та урахуванням змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації.

Результати аналізу літературних джерел і патентного огляду дали можливість сформулювати мету та задачі для її досягнення.

Поставлену мету можна реалізувати шляхом вирішення таких задач:

- провести аналіз існуючих теоретичних та практичних досліджень визначення координат центра ваги при статичному балансуванні багатомасових і багатотільних систем як у технології машинобудування, так і при аналізі руху транспортних засобів;

- обґрунтувати та вибрати програмний продукт для визначення координат центра ваги складних за конструктивними параметрами об'єктів, враховуючи складність їхньої конфігурації та вартості програмного продукту;

- розробити методологію визначення параметрів противаги для статичного балансування консольної борштанги в процесі її проектування та дослідити кінематику руху вершини різця при розточуванні глухих отворів за допомогою програмного продукту SolidWorks Motion, що підвищить точність розрахунків відстані розташування центра ваги у вертикальній та горизонтальній проекції борштанги для конкретного її розміру;

- провести дослідження з моделювання кінематики зміщення вершини різця борштанги, що забезпечує точність оброблення та рекомендувати раціональні режими оброблення заготовки при розточуванні глухих отворів;

- розробити методологію, із застосуванням програмного продукту SolidWorks, для статичного балансування спеціальних токарних пристроїв в процесі проектування на машинобудівних підприємствах;

- провести дослідження з моделювання кінематики руху спеціальних токарних пристроїв, які статично збалансовано в процесі проектування, з можливістю досягнення необхідної точності оброблення при застосовуванні максимальних режимів оброблення на токарних верстатах з метою отримання високої продуктивності процесу оброблення заготовок;

- розробити методологію, із застосуванням програмного продукту SolidWorks, для статичного балансування колінчастих валів в процесі проектування їхньої конструкції;

- провести порівняльний аналіз кінематики руху незбалансованого та збалансованого колінчастого валу в SolidWorks Motion;

- розробити методологію визначення масових та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта в процесі експертного дослідження за допомогою програмного продукту SolidWorks, що дає можливість скоротити витрати часу на визначення масових характеристик у порівнянні з натурними дослідженнями та підвищити точність розрахунків відстані розташування

центра ваги у вертикальній та горизонтальній проекції об'єкта для конкретного випадку, завдяки заміні проведення натурних експериментів на комп'ютерний аналіз та впливу суб'єктивних факторів при вимірюванні, що дасть можливість з більшою точністю розрахувати кінематичні характеристики транспортного засобу;

- впровадити інформаційні технології підтримки та прийняття рішень при проектуванні та аналізі руху складних технічних систем з урахуванням просторової форми складових об'єктів та урахуванням змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації на машинобудівних підприємствах.

## РОЗДІЛ 2

### УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДОЛОГІЇ ВИЗНАЧЕННЯ МАСОВИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СКЛАДНИХ РУХОМИХ ОБ'ЄКТІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ СУЧАСНИХ ПРОГРАМНИХ ПРОДУКТІВ

#### **2.1 Аналіз можливостей сучасних програмних продуктів CAD - систем з визначення масових та динамічних характеристик складних рухомих об'єктів**

Застосування динамічного моделювання багатотільних і багатомасових систем дозволяє: запобігати критичним помилкам вже на ранніх етапах проєктування, що сприяє зниженню вартості розробки продукції та скороченню кількості виготовлених фізичних прототипів; визначати масові та динамічні характеристики складних рухомих об'єктів; підвищувати точність розрахунків параметрів їх руху з урахуванням змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації.

Розробка сучасних інформаційних систем для розв'язання задач синтезу оптимальних конфігурацій складних просторових об'єктів потребує автоматичного побудування математичних моделей [95-98]. При цьому процес комп'ютерного моделювання, що включає трансформацію геометричної інформації та візуалізацію отриманих результатів, має творчий характер і є одним із найскладніших та найвідповідальніших етапів. Цей процес безпосередньо пов'язаний зі створенням інформаційної технології, яка базується на інформаційно-аналітичних та об'єктно-орієнтованих моделях предметної області й вимагає розробки ефективних методів оптимізації рішень.

Практичне використання комп'ютеризованих систем проєктування (CAD) полягає у створенні та обґрунтуванні конструкцій машин, механізмів і їхніх елементів шляхом геометричного моделювання деталей, механізмів та конструкцій у вигляді просторових моделей і проєкційних зображень з аналізом

поведінки механізмів та систем в процесі їхньої роботи, а також оформленні результатів у виді технічних і робочих креслень.

За допомогою комп'ютеризованих систем інженерних досліджень (CAE) фахівці з прикладної механіки можуть здійснювати розрахунки на міцність, витривалість, стійкість, довговічність і жорсткість в процесі навантаження з метою оцінки надійності деталей, а також здійснювати кінематичний та динамічний аналіз поведінки в робочих умовах конструкцій машин.

Отримав розвиток напрям визначення координат центра ваги та маси плоского створенням програмного продукту на основі Python [99], в якому реалізовано методи комп'ютерного зору для сканування зображень, що відображають різні об'єкти, та визначення їхніх центрів мас. Для геометричних тіл результати, отримані програмою, узгоджуються з результатами, передбаченими інтегральними обчисленнями. Крім того, програма також здатна успішно позначати центри мас об'єктів довільної форми, тобто її можна застосувати до будь-якого можливого плоского об'єкта. Отримані результати підтверджені експериментальним шляхом.

Для кінематичного та динамічного аналізу існують спеціалізовані програми: CarSim, Adams Car, Simpack. Ці програми дозволяють інженерам та дослідникам вивчати поведінку транспортних та механічних систем у різних ситуаціях і оцінювати їхню стійкість та безпеку. Вони застосовується в різних галузях, включаючи машинобудування, автомобільну промисловість, залізничний транспорт, авіацію, будівництво та багато інших.

Працюючи у віртуальному середовищі Adams Car, розробники можуть тестувати свої продукти в різних дорожніх умовах і проводити ті ж випробування, які зазвичай проводяться в тестовій лабораторії або на випробувальному треку, без необхідності створювати фізичні прототипи і дороги повномасштабні випробувальні стенди. При створенні моделей транспортних засобів в Adams Car інженери першочергово звертають увагу на кузов, раму, задню і передню підвіску, задні і передні колеса, кермо, силовий агрегат, трансмісію, дорогу, водія, системи автоматичного керування та інші

підсистеми, зібрані з параметризованих моделей. Багато елементів можна зробити пружними (включаючи повністю пружними кузови, рами тощо). На основі результатів дослідження параметри підсистем можуть бути скориговані з точки зору геометричних розмірів, монтажних позицій, фізичних параметрів і типів компонентів транспортного засобу (наприклад, положення двигуна, тип підвіски).

Комп'ютерна оцінка динаміки колісних транспортних засобів за допомогою Adams Car дозволяє інженерам: досліджувати динамічну поведінку продуктів, створених на етапі проектування, до того, як перші фізичні прототипи будуть побудовані і випробувані в польових умовах; модифікувати прототипи і не проводити дорогі польові випробування зміни конструкції за допомогою подальшого аналізу динамічних характеристик за значно коротший час і, відповідно, з меншими витратами, ніж при проведенні випробувань.

Програмний продукт Simpack використовується на всіх етапах – від початкової розробки концепції до виробництва та комерціалізації, допомагаючи дизайнерам краще зрозуміти та оптимізувати свої системи, значно зменшуючи потребу у фізичних прототипах, скорочуючи час виходу на ринок та покращуючи якість і довговічність продукції. Simpack – це універсальне програмне забезпечення, призначене для моделювання багатотільних систем (MBS), що дає змогу як аналітикам, так і інженерам-конструкторам моделювати нелінійну динаміку будь-якої механічної чи мехатронної системи. Рішення дозволяє проєктувальникам створювати 3D-віртуальні моделі для прогнозування і візуалізації динаміки руху, з'єднувальних сил та напружень. Simpack насамперед використовується в автомобільній промисловості, виробництві двигунів, залізничній галузі, вітроенергетиці, але також може бути застосований у будь-якій галузі проєктування механічного обладнання. Програмне забезпечення для моделювання Simpack особливо ефективно для аналізу високочастотних перехідних процесів, зокрема в акустичному діапазоні. Розроблений для роботи зі складними нелінійними моделями, включаючи гнучкі тіла та гострі ударні контакти, Simpack використовується на всіх етапах

– від початкової розробки концепції до виробництва та трансформації. Рішення допомагає конструкторам краще зрозуміти та оптимізувати свої системи, значно зменшуючи потребу у фізичних прототипах, скорочуючи час виходу на ринок та покращуючи якість і термін служби продукції. Це знижує загальні витрати на проектування, виробництво та обслуговування.

Autodesk 3ds Max – це справжній універсал, що представляє собою великий комплексний продукт для 3D- моделювання, візуалізації та анімації, створення простих та складних геометричних форм, розробки деталей, створення текстур. Використовується в архітектурі, промисловому дизайні, ігровій та кіноіндустрії. Дозволяє виконувати візуалізацію різного рівня складності та досягати фотореалістичного результату. Autodesk 3ds Max підходить для створення складних анімаційних сценаріїв. Є багато плагінів та бібліотек (моделей, матеріалів) для 3ds Max, завдяки яким розширюється функціональність програми, а робота з 3D- графікою стає ефективнішою. 3ds Max інтегрується з іншими програмами Autodesk, зокрема з AutoCAD та Revit. Підтримує різні формати файлів, включаючи 3DS, FBX, OBJ, DWG.

Але висока вартість придбання ліцензії на використання зазначених вище програмних продуктів та непотрібність усіх додатків програм для вирішення поставленого завдання дає можливість скористатися програмним продуктом SolidWorks для аналізу кінематики та динаміки багатомасових і багатотільних систем.

## **2.2 Методика та особливості 3D-моделювання за допомогою комп'ютерних програм**

На 3D-зображеннях можна побачити об'ємні фігури, а процес їх створення – це 3D-моделювання за допомогою комп'ютерних програм [100]. Воно стає все популярнішим, оскільки проекти, які створюються таким методом, стають набагато наочнішими та реалістичнішими, ніж звичайні креслення і двовимірні моделі.

3D-модель – це об'ємна фігура в просторі, що створюється у спеціальній програмі. За основу, як правило, беруть креслення, фотографії, малюнки та детальні описи, на базі яких фахівці і створюють віртуальну модель.

Створення 3D-моделі об'єкта здійснюється за допомогою 3D-моделювання. На першому етапі 3D-моделювання проводиться збір інформації: ескізи, креслення, фотографії і відеоролики, малюнки, часто навіть використовують готовий зразок виробу – тобто будь-які дані, що допоможуть зрозуміти зовнішній вигляд і структуру об'єкту. На підставі отриманої інформації 3D-моделлер або 3D-дизайнер створює тривимірну модель в спеціальній комп'ютерній програмі. Після того, як модель буде виконана, на неї можна буде подивитися з будь-якого ракурсу, наблизити, віддалити, внести необхідні корективи. Готова модель придатна для подальшого використання: 3D-друку, фрезерування на верстатах із ЧПК або застосування інших методів швидкого прототипування.

Якщо ж необхідно отримати зображення для наочності клієнтам і споживачам, для рекламних роликів або презентації, то слід виконати візуалізацію – створення віртуальної комп'ютерної моделі в кінцевому вигляді. Візуалізація передбачає вибір і налаштування матеріалів, текстур, освітлення, тіней та умов навколишнього середовища. Після завершення всіх налаштувань здійснюється фінальний прорахунок – так званий рендеринг.

Існує кілька видів тривимірних моделей:

- полігональна модель;
- NURBS поверхні.

Другі мають більш високий рівень точності, тому їх найчастіше використовують інженери, машинобудівники і архітектори. А ось полігональні моделі частіше використовуються для створення 3D-зображень в мультиплікації, кінематографі та комп'ютерних іграх. Вони складаються з численних найпростіших геометричних фігур, які також називають примітивами.

Крім того, є три види 3D-моделювання:

- каркасне моделювання;
- поверхневе моделювання;
- твердотільне моделювання.

Перший з них, найбільш простий вид – це каркасне моделювання. Отримані в такий спосіб об'єкти називають дротяними або каркасними; вони складаються з ліній, дуг та сегментів. Зображення цього типу не надають повної інформації про об'єкт: за такою моделлю неможливо визначити ані об'єм, ані структуру поверхні, проте вона дає змогу вивчити будову та функціональність системи. Головною перевагою каркасного моделювання є те, що на зберігання тривимірних моделей, створених цим способом, не потрібно багато оперативної пам'яті комп'ютера. Найчастіше каркасна візуалізація застосовується в спеціалізованих програмах для побудови передбачуваної траєкторії руху пристрою або інструменту.

Другий вид 3D-моделювання – поверхневе моделювання. На відміну від каркасного, воно оперує не лише сегментами, лініями та дугами, а й поверхнями, що утворюють контур об'єкта.

Третій, найбільш точний і достовірний тип 3D-моделювання – твердотільне моделювання. В результаті його використання можна отримати справжній зразок готового об'єкта, який передає всі дані про нього. Модель, створена завдяки цьому способу візуального відтворення, містить лінії, межі, текстуру і дані про об'єм і масу тіла. Попри те, що такі моделі потребують найбільшого обсягу пам'яті порівняно з іншими типами, вони повністю описують майбутній виріб. Твердотільне моделювання використовується всюди: при створенні техніки, промислових деталей, меблів, ювелірних виробів, кіно і комп'ютерних ігор [101-111].

Через те, що 3D-моделі використовуються практично у всіх сферах нашого життя, можна виділити чотири рівні складності об'ємних зображень:

- перший, найпростіший, не містить інформації про структуру і дрібні деталі об'єкта, наприклад моделі келихів або простих рамок

- другий, дещо складніший рівень, містить більш детальну інформацію про модель. До такого рівня можна віднести тумби, столи та інші конструктивно нескладні предмети;

- третій рівень охоплює меблеві гарнітури та побутову техніку, що характеризуються великою кількістю дрібних деталей і складною неоднорідною структурою;

- четвертий рівень найчастіше використовується в інженерії. Прикладами таких 3D-моделей є верстати, автомобілі, редуктори, гідравлічні приводи та інше складне обладнання (рис. 2.1).

*a**б*

Рис. 2.1 – Приклади 3D-моделей виконаних технічних рішень:

*a* – гідравлічний насос з приводом; *б* – циліндричний редуктор

Усі рівні моделювання корелюють із відповідними видами 3D-моделей: перші два відповідають каркасному, третій — поверхневому, а четвертий — твердотільному.

Програмне забезпечення для 3D-моделювання з підтримкою аналізу методом скінченних елементів (МКЕ) надає інструменти для віртуального тестування САD-моделей і прогнозування фактичної фізичної поведінки виробу. Дизайнери отримують більше інформації про свої проекти та зменшують кількість змін у фізичних прототипах. МКЕ є необхідним інструментом для всіх дизайнерів, оскільки він може вирішувати складні проблеми в сучасній розробці продуктів. SolidWorks Simulation включає

зручний інструмент структурного аналізу, який інтегрується з робочим процесом 3D САПР SolidWorks Конструктори, які використовують САПР і знайомі з SolidWorks, можуть використовувати МКЕ і поєднувати його з SolidWorks Simulation, який можна комбінувати з функціональністю: стандартною, професійною та преміум, а також 3DExperience Works Simulation з розширеними можливостями симуляції та моделювання.

Можливості застосування програмного продукту SolidWorks Simulation полягають у такому:

- статика: перевірка надійності конструкції за допомогою аналізу напружень і усунення лінійних пружних матеріалів.
- відстеження трендів: аналіз декількох ітерацій проектування в одному дослідженні
- втома: перевірка довговічності конструкції і розрахунок загального терміну служби.
- аналіз кінематики в часі: дослідження кінематики жорстких тіл в рухомій збірці.
- кінематика + статичний аналіз: аналіз напружень компонентів в процесі кінематичного аналізу
- частота: вібрація і резонанс (власні частоти).
- втрата стійкості: коефіцієнт навантаження лінійного прогину і відповідні форми вібрації, що викликають втрату стійкості.
- температурний аналіз: розподіл температури в залежності від джерела тепла.
- оптимізація: параметри, обмеження і цілі.
- топологічні дослідження: визначення мінімальної маси
- менеджер діаграм навантаження: простий спосіб комбінування навантажень.
- аналіз кінематики подій: аналіз кінематики в часі. Це частина хмарного портфоліо 3-D Experience Works.

Це означає, що проєктувальники можуть легко отримати доступ до розширених можливостей моделювання без потреби в дорогому обладнанні. Додатковою перевагою є те, що співпраця та обмін даними в режимі реального часу прискорює розробку продукту.

### **2.3 Обґрунтування вибору програмного продукту САД-системи з визначення масових та динамічних характеристик складних рухомих об'єктів**

Для вирішення поставленого завдання – створення методології аналізу кінематики руху – необхідно знати масові характеристики та розташування координат центра ваги складного тіла. Для обчислення центра ваги складного тіла можна використовувати різні методи, зокрема комп'ютерні програми.

При моделюванні динаміки багатомасових систем застосовується метод кінцевих елементів, що дозволяє досліджувати концепцію всієї системи та оцінити її динамічний відгук у лінійній, нелінійній та частотній постановках. Особливості поведінки можуть бути збережені і передані, як вхідні дані в МКЕ-аналіз для використання в якості динамічних навантажень, що забезпечить розуміння функціонування системи в більш детальному вигляді.

Також моделювання динаміки багатомасових систем використовується для передбачення та оптимізації руху неврівноважених систем та визначенню характеристик критичних параметрів руху складних рухомих об'єктів.

Наведемо загальні етапи методології визначення координат центра ваги та відстаней його у вертикальній до основи та горизонтальній площинах складного тіла за допомогою комп'ютерних програм.

1. Моделювання тіла об'єкта. Спершу необхідно створити комп'ютерну 3-D модель об'єкта, який досліджується. Це може бути 3D-модель у програмах для тривимірної графіки. Якщо об'єкт складається з різних вузлів або елементів, то спочатку будуються елементарні деталі, а потім збираються у вузли, які остаточно з'єднуються в одну збірку з можливістю додавання

вантажу різного призначення. Також для більш точного аналізу можна додавати 3-D модель водія та пасажера.

3. Обчислення маси та координат центра ваги. Для 3D-моделі об'єкта необхідно обчислити його масу та координати центру мас відносно певної системи координат. Масу можна знайти, знаючи густину матеріалу і об'єм об'єкта. За допомогою відповідних інструментів програма автоматично обчислює ці параметри, базуючись на геометрії, об'ємі та властивостях матеріалів окремих деталей.

4. Відображення результатів. Система комп'ютерного моделювання SolidWorks має можливість конвертувати 3-D-модель об'єкта у графічні кресленики. За допомогою яких, застосувавши необхідні опції, є можливість з високою точністю визначити у певних проекціях відстані до основи та відстані від необхідних точок складного об'єкту.

5. Кінематичний аналіз. На основі відповідних математичних залежностей здійснюється аналіз та будуються порівняльні графіки критичних швидкостей руху, що призводять до перекидання на поворотах із різними характеристиками дорожнього полотна

6. Відображення результатів.

Система комп'ютерного моделювання SolidWorks надає розширені можливості встановлення мас та моментів інерції ланок, якщо існує необхідність їх визначення, враховуючи геометрію моделі, з урахуванням матеріалів, з яких виготовлені окремі її деталі.

Найбільш складний етап за часом – створення комп'ютерних моделей багатомасових і багатотільних систем, які досліджуються.

Наведемо декілька прикладів створення комп'ютерних моделей багатомасових і багатотільних систем, за допомогою яких будуть проводитися необхідні розрахунки та розроблення методології проєктування, статичного балансування в процесі проєктування, дослідження кінематичних та динамічних параметрів.

Запропоновано методологію комп'ютерного моделювання у SolidWorks

для вирішення завдань статичного балансування багатомасових і багатотільних систем в процесі її проектування, яка полягає у створенні 3D-моделей об'єктів з визначенням ваги та розташування координат центра ваги складної системи, використовуючи необхідні опції програмного продукту SolidWorks.

Приведемо основні напрямки застосування пропонованої методології для визначення масових, кінематичних та динамічних характеристик складних багато масових об'єктів [112].

Розглянемо основні етапи статичного балансування спеціальних розточувальних пристроїв.

Для цього, при проектуванні спеціальних розточувальних пристроїв, створюється 3-D модель заготовки (рис. 2.2) та 3D-модель конструкції спеціального верстатного пристрою для токарного оброблення (рис. 2.3).

Проводиться графічне встановлення 3D-заготовки у верстатний пристрій та потім проводяться дії щодо розрахунку маси противаги та підбору місця її розташування за умови, що координати центру будуть розташовані на осі обертання. Це дає можливість зменшити натурні спроби статичного балансування та час на проведення експериментів.

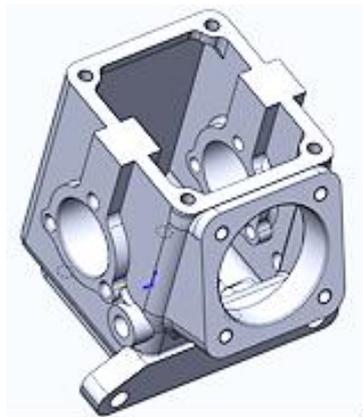


Рис. 2.2 – 3D-модель заготовки

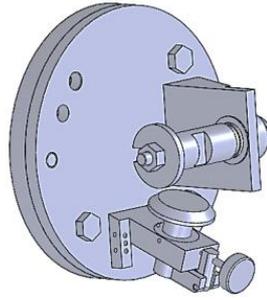


Рис. 2.3 – 3D-модель спеціального токарного пристрою

З метою зменшення інтенсивності вібрації консольних борштанг, які статично незбалансовані, є одним із ключових способів підвищення продуктивності та точності обробки. Запропоновано методологію для статичного балансування консольних борштанг в процесі їхнього проектування, що обов'язково потребує створення 3D-моделі у SolidWorks самої борштанги спочатку без противаги (рис. 2.4), а надалі визначення ваги та розташування координат центра ваги. Знаючи ці параметри визначається маса противаги, конструктивні параметри та місце її розташування. Надалі графічно противага встановлюється на борштангу та проводиться перевірочний розрахунок координат розташування центра ваги борштанги з противагою.



Рис. 2.4 – 3D-модель борштанги без противаги

Для проведення експертно-криміналістичних досліджень руху транспортних засобів по складних траєкторіях виникає завдання визначення критичних швидкостей руху за залежністю (1.10) у якій присутня висота центра ваги від дорожнього покриття (яка на теперешній час враховується в межах: для вантажного транспорту від 0,6 до 1 м.; для легкового транспорту від

0,4 до 0,5 м.). Тому для проведення аналізу події, що сталася з певним транспортним засобом, запропоновано методологію визначення критичних параметрів руху з урахуванням ваги транспортного засобу, виду вантажу та місця його розташування у кузові, кількістю пасажирів, що дає точне визначення центра ваги та його координат, що в кінцевому результаті дасть підвищення точності отриманих результатів. Для цього запропоновано створювати 3D-модель транспортного засобу (рис. 2.5) у SolidWorks з подальшим встановленням точної ваги транспортного засобу, розташування центра ваги та його координат, з врахуванням виду вантажу та місця його розташування, визначенням критичних швидкостей руху і подальшим аналізом ситуації, яка виникла.



Рис. 2.5 – 3D-модель транспортного засобу

## 2.4 Висновки до розділу 2

1. Методологія статичного балансування спеціальних токарних пристроїв із встановленою заготовкою в процесі проектування, визначення параметрів противаги для статичного балансування консольної борштанги для розточування глухих отворів, аналіз конструкції колінчастого валу за допомогою програмного продукту SolidWorks дає можливість підвищити точність розрахунків відстані розташування центра ваги у вертикальній та горизонтальній проекції об'єкта, скоротити витрати часу на проведення натурного статичного балансування та підвищити його точність, завдяки отриманню точних розмірів елементів борштанги, пристрою, колінчастого валу та противаги для їх статичного балансування.

2. Для аналізу кінематики руху транспортного засобу запропоновано

створювати 3D-модель транспортного засобу у SolidWorks із подальшим встановленням точної ваги транспортного засобу, розташування центра ваги та його координат, визначення критичних швидкостей руху із подальшим аналізом ситуації, яка виникла.

3. У подальших дослідженнях запропоновано провести моделювання та розрахунки для конкретних параметрів складних багатомасових об'єктів та порівняти з результатами розрахунків за рекомендованими величинами координат центру мас. Для підтвердження якості отриманих результатів провести моделювання траєкторій руху досліджуваних об'єктів у SolidWorks Motion.

## РОЗДІЛ 3

### ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОГО БАЛАНСУВАННЯ В ПРОЦЕСІ ПРОЄКТУВАННЯ СКЛАДНИХ РУХОМИХ ОБ'ЄКТІВ ТА АНАЛІЗ ТОЧНОСТІ ПРОВЕДЕНИХ РОЗРАХУНКІВ

#### 3.1 Статичне балансування спеціальних борштанг для розточування глухих отворів в процесі їх проєктування

Вирішення наукових завдань, які полягають у впровадженні інформаційних технологій для підтримки та прийняття рішень при синтезі складних технологічних систем з врахуванням просторової геометрії компонентів при синтезі складних технологічних систем, є актуальним завданням для різних галузей народного господарства.

Горизонтально-розточувальні верстати використовуються в серійному і масовому виробництві для обробки деталей різних форм та матеріалів, зокрема втулок, шатунів, поршнів, фланців, муфт, а також корпусних деталей: картерів, блоків і циліндрів. Горизонтально-розточувальні верстати оснащені стійкою на станині, на якій розміщується шпиндельний вузол. На точність обробки мають вирішальний вплив параметри шпиндельного вузла, інструмента борштанги та точність верстатного пристрою. У машинобудуванні оброблення глибоко розташованих глухих отворів у корпусних заготовках здійснюється консольною борштангою на розточувальних верстатах, де вона обертається у шпинделі верстата (рис. 3.1).



Рис. 3.1 – Горизонтально-розточувальний верстат

Процес консольної обробки викликає небажані вібрації, що впливають на точність, якість і продуктивність виготовлених деталей, а також обмежує технічні можливості верстата як найменш жорсткої ланки в технічній системі. Використання сучасних інструментальних матеріалів зумовлює необхідність збільшення швидкості обертання шпиндельного вузла під час розточування отворів. За своєю конструкцією розточувальна борштанга з сильно нависаючим різцем та елементами його кріплення є складною статично неврівноваженою системою з позаосьовими координатами центра ваги, що призводить до виникнення статичного дисбалансу та крутильних коливань під час її обертання. Все це суттєво впливає на відносний рівень вібрації між інструментом та заготовкою. Зменшення інтенсивності вібрації консольних розточувальних борштанг є одним з важливих способів підвищення продуктивності та точності обробки.

Використання моделювання динамічної поведінки багатотільних і багатомасових систем дозволяє уникнути критичних помилок вже на ранніх етапах проектування і таким чином знизити вартість розробки виробів та зменшити кількість фізичних прототипів, що створюються. Це допомагає визначати масові та динамічні характеристики складних рухомих об'єктів, а також підвищити точність розрахунків параметрів руху системи з урахуванням змінних параметрів її об'ємної геометричної конфігурації.

Виникає науково-технічне завдання, яке полягає у створенні та впровадженні методології підтримки і прийняття конструктивних рішень та статичного балансування при проектуванні борштанг для розточування глухих отворів, а також аналізі кінематики руху з урахуванням змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації.

Центр маси твердого тіла – це унікальна точка, яка представляє середнє положення всієї матерії, що його складає. Концепція представлення складних тіл як однієї точки лежить в основі всіх важливих механічних розрахунків і має вирішальне значення в різних галузях техніки для визначення центра мас та подальших обчислень. Для кількох форм об'єктів, які можна представити як

області, обмежені графіками функцій, цю точку можна знайти за допомогою інтегрального числення. Однак визначення центру мас вручну не тільки досить стомлююче, але й дуже складне до об'єктів довільної форми. Для цього застосовується метод розташування зображень [113]. Процеси різання на верстатах також вимагають знання координат центра ваги спеціальних пристроїв, що обертаються, або розточувальних борштанг для зменшення вібрацій та підвищення точності оброблення заготовок. Процес консольної обробки викликає небажані вібрації, впливає на точність, якість і продуктивність виготовлених деталей, а також обмежує технічні можливості верстата як найменш жорсткої ланки в технічній системі.

Використання сучасних інструментальних матеріалів зумовлює необхідність збільшення швидкості обертання шпиндельного вузла під час розточування отворів. За своєю конструкцією розточувальна борштанга з сильно нависаючим різцем та елементами його кріплення є складною статично неврівноваженою системою з осьовими координатами центра ваги, які не співпадають з осями, що призводить до виникнення статичного дисбалансу та крутильних коливань під час її обертання. Все це суттєво впливає на відносний рівень вібрації між інструментом та заготовкою. Зменшення інтенсивності вібрації консольних розточувальних борштанг є одним з важливих способів підвищення продуктивності та точності обробки. Дослідженням коливань при точінні та моделюванню форм коливань механічної коливної системи «шпиндельний вузол – основа» присвячена значна кількість робіт як вітчизняних, так і закордонних вчених [114-118].

Визначенням джерела дисбалансу системи «шпиндель – інструмент» та динамікою тонкого розточування багаторізцевими консольними бурильними штангами займалися автори [119, 120]. Для зменшення вібрації консольних борштанг застосовують різні конструкції з елементами, які знижують вібрації: встановлення армованих пружних елементів [121]; встановлення симетричних силових циліндрів з джерелом тиску [122]; виконання корпусу борштанги у вигляді труб, заповнених пружним середовищем [123].

Ускладнення конструкції борштанги веде до зниження надійності та зручності її застосування.

Іншим шляхом зменшення впливу вібрацій при обробленні отворів борштангою є процес її статичного балансування. Статичне балансування – це балансування, при якому визначається і зменшується вектор дисбалансу ротора, що характеризується статичною нерівномірністю ротора.

У разі статичного дисбалансу центр ваги і геометрична вісь обертання компонента не збігаються. Завдання статичного балансування полягає в тому, щоб знайти важчу і легшу частини деталі для отримання необхідного ступеня балансу: або розвантаживши важчу сторону, або навантаживши легшу сторону. Для вирішення завдання статичного балансування складного об'єкта головним є визначення координат центра ваги об'єкта та місця розташування противаги і її маси. В основному це багаторазовий експериментальний підбір.

Відомий графічний спосіб визначення координат центра ваги об'єкта, при якому все зводиться до побудови силового і мотузкового багатокутників Варіньйона.

Недоліком такого способу є громіздкість виконання операцій при побудові силових і мотузкових багатокутників у двох взаємно перпендикулярних площинах або у зміні положення об'єкта, а паралельне перенесення ліній призводить до неточностей в розрахунку і низької продуктивності оператора, який визначає центр ваги об'єкта.

Для складних систем, таких як розточувальна борштанга, виникає потреба проводити статичне балансування на верстаті, закріплюючи її у шпинделі, де у підшипниках виникають значні сили тертя, що знижує точність статичного балансування.

### **3.2 Методологія статичного балансування консольних борштанг для розточування глухих отворів в процесі проектування**

Запропоновано методологію статичного балансування консольних

борштанг розточування глухих отворів в процесі проектування з визначенням параметрів противаги, координат центра ваги, кута встановлення противаги та її маси за допомогою програмних продуктів CAD-системи (SolidWorks) [125 - 128].

Методологія визначення параметрів противаги для статичного балансування консольних борштанг розточування глухих отворів реалізується таким чином. У програмному продукті CAD-системи (SolidWorks) будується 3D-модель борштанги без противаги у масштабі 1:1 (рис. 3.2). За допомогою опції CAD-системи визначають її масу та координати центра ваги у тривимірному просторі згідно з прийнятими координатами (рис. 3.3).



Рис. 3.2 – 3D-модель борштанги без противаги

**Масові характеристики: Сборка 2**  
**Конфігурація: по замовчуванню**  
**Система координат: -- по замовчуванню --**

**Маса = 10221.62 грамів**  
**Об'єм = 1302119.58 кубічні міліметри**  
**Площа поверхні = 127071.65 квадратні міліметри**  
**Центр ваги: (міліметри)**  
**X = 59.18**  
**Y = 52.93**  
**Z = 649.86**

Рис. 3.3 – Результати розрахунку маси та координати центра ваги

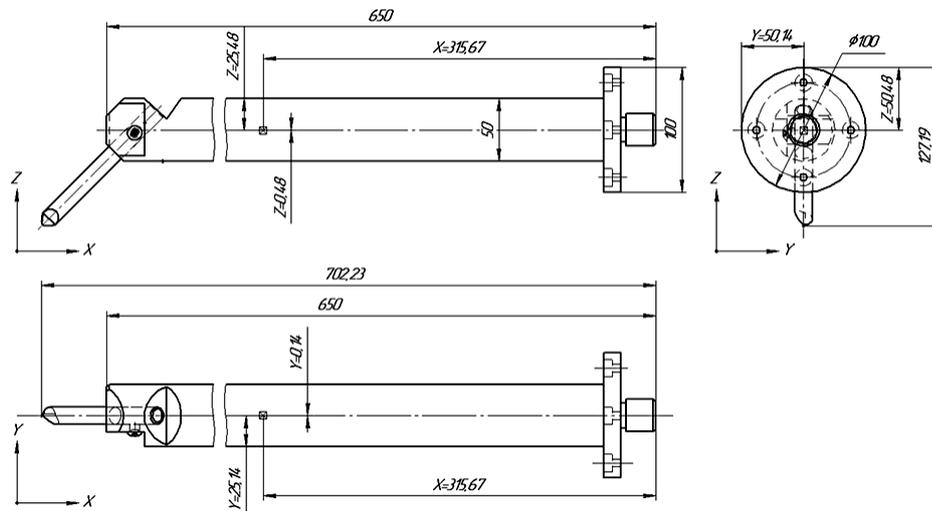


Рис. .4 – Кресленик проєкцій борштанги без противаги з визначеними відхиленнями координат центра ваги від осі обертання

Створюють графічні проєкції борштанги у CAD-системі і за допомогою опції постановки розміру визначають відстані розташування центра ваги відносно осей у вертикальній і горизонтальній проєкціях (рис. 3.4).

Виходячи з креслення проєкцій борштанги, знаходимо відхилення центра ваги від осі в горизонтальній та вертикальній проєкціях.

Згідно з схемою (рис. 3.5) визначають кут повороту центра мас від горизонтальної площини та відстань до нього. Радіус центра ваги противаги та конфігурацію її перерізу визначають відповідно до габаритів борштанги, використовуючи графічну проєкцію її поперечного перерізу (рис. 3.6).

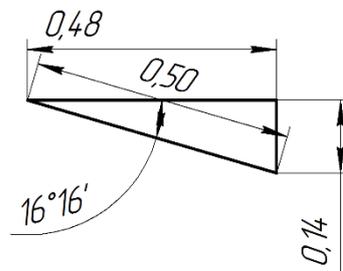


Рис. 3.5 – Кресленик схеми визначення радіуса та кута розташування центра ваги борштанги без противаги

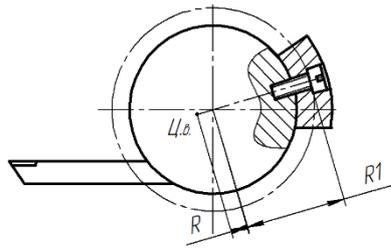


Рис. 3.6 – Кресленик схеми для визначення маси противаги за її конструктивними параметрами

Згідно зі схеми (рис. 3.6) проводять розрахунок маси противаги за рівнянням:

$$m_{\text{прот}} = m_{\text{сист.}} \frac{R}{R1}, \quad (3.1)$$

де  $m_{\text{сист.}}$  – маса системи «стрижень борштанги-різець з кріпленням»;

$m_{\text{прот.}}$  – маса противаги;

$R$  – відстань від осі борштанги до центра ваги системи «стрижень борштанги-різець з кріпленням»;

$R1$  – відстань від осі борштанги до центру ваги противаги.

Для вибраного конструктивно перерізу противаги будуюмо графік залежності маси від довжини противаги. З графіка рис. 3.7 визначаємо довжину противаги за її масою. У нашому прикладі з розрахунку за формулою (3.1) вага противаги становить 185 грам. Використовуючи графік рис. 3.7, знаходимо довжину противаги, яка становить 85 мм.

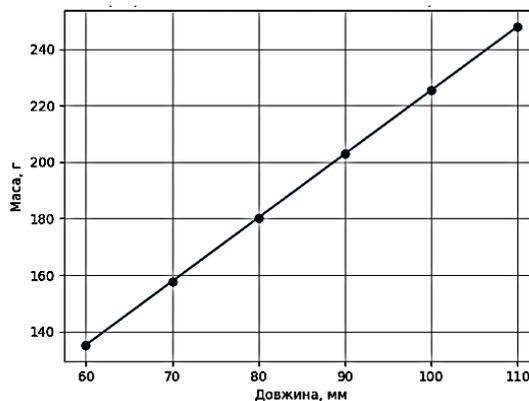


Рис. 3.7 – Графік залежності маси противаги від довжини за перерізом

У CAD-системі будуюмо 3D-модель противаги за її розмірами. За допомогою опції CAD-системи противагу встановлюють на борштангу за координатами центра мас та кута повороту центра мас від горизонтальної площини (рис. 3.8).



Рис. 3.8 – 3D-модель борштанги з встановленою противагою

Проводиться перевірка знаходження координат центра ваги борштанги з противагою за допомогою опції CAD-системи (рис. 3.9).

**Масові характеристики: Борштанга з противагою**  
**Конфігурація: По замовчуванню**  
**Система координат: Система координат деталі**

**Маса = 10400.45 грамів**

**Об'єм = 1327013.33 кубічні міліметри**

**Площа поверхні = 135850.99 квадратні міліметри**

**Центр ваги: (міліметри)**

**X = 386.60**

**Y = 00.00**

**Z = 0.00**

Рис. 3.9 – Результати перевірки координат центра ваги борштанги з противагою

Створюється кресленик необхідних проєкцій борштанги з противагою та визначеними розмірами для подальшого її виготовлення (рис. 3.10).

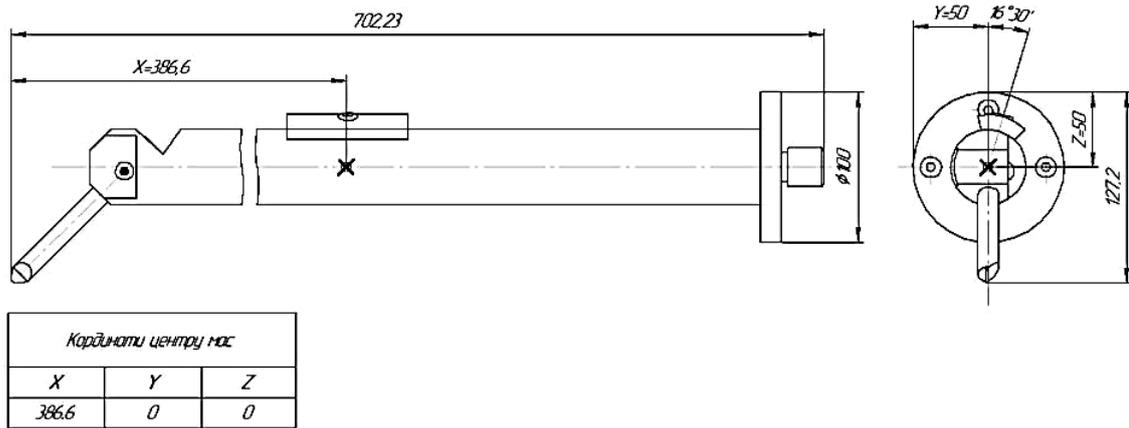


Рис. 3.10 – Кресленник проєкцій борштанги з противагою та визначеними розмірами координат для її встановлення

### 3.3 Аналіз кінематики руху борштанги в середовищі SolidWorks Motion

Проведемо аналіз кінематики руху борштанги в середовищі SolidWorks Motion з акцентом на дослідження траєкторії руху крайньої точки різця борштанги з противагою та без неї [124,125].

Рух борштанги можна описати за допомогою рівнянь Ньютона-Ейлера, які враховують масу, інерцію, зовнішні сили та моменти, що діють на систему.

Важливим аспектом працездатності спроектованої конструкції борштанги є аналіз кінематики руху крайньої точки різця під час роботи верстата.

Провівши дослідження кінематики обертального руху вершини різця борштанги у SolidWorks Motion, було отримано графічне відображення траєкторії руху вершини різця для борштанги без противаги та з противагою при різних частотах обертання та відповідно до визначених швидкостей.

У таблиці 3.1 представлено послідовність виконання дій при реалізації запропонованої методології кінематики руху борштанги.

Таблиця 3.1

Послідовність виконання дій при реалізації запропонованої методології

Етап методології	Дії по реалізації методології
1. Побудова моделі	Виконати 3D-модель збірки борштанги з різцем, задати матеріали та визначити масові характеристики, а також збалансували модель, побудувавши противагу і встановивши її за координатами центра мас на збірку.
2. Визначення початкових умов	Встановити початкове положення борштанги та початкову швидкість $V = 0$ м/хв.
3. Встановлення руху борштанги	Задати тип і напрям руху борштанги, а саме обертання навколо своєї осі і частоту обертання (500 об/хв, 1000 об/хв, 1500 об/хв, 2000 об/хв).
4. Встановлення точки аналізу	Вибрати крайню точку різальної крайки різця.
5. Запуск симуляції	Запустити симуляцію руху в SolidWorks Motion. Дослідження провести в 2 етапи з противагою та без противаги.
6. Аналіз результатів	Після завершення симуляції отримано графічну візуалізацію траєкторії руху крайньої точки різця та числові дані двох етапів дослідження. З графічної візуалізації спостерігається зміщення траєкторії руху при збільшені частоти обертання.

Ткож при моделюванні руху борштанги отримано результати зміщення координат вершини різця у вертикальній та горизонтальній проєкціях (рис. 3.11, рис. 3.12).

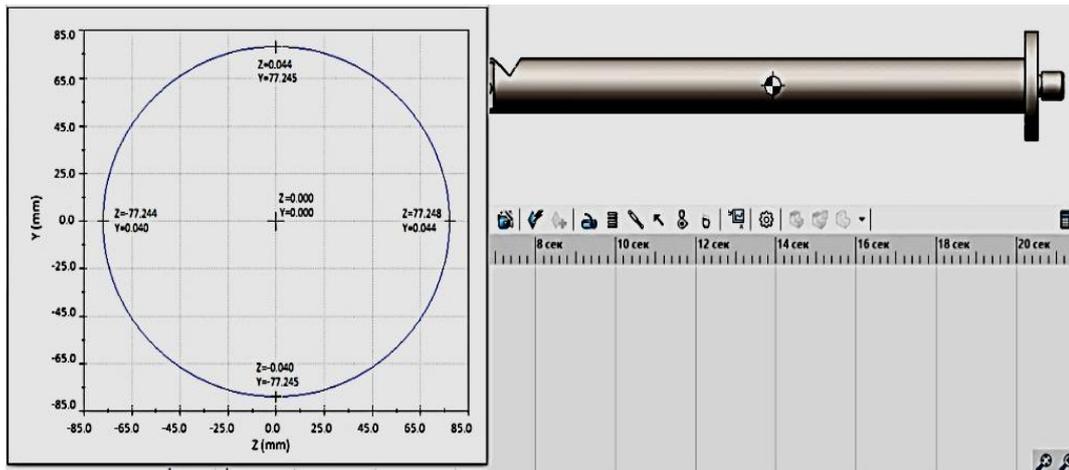


Рис. 3.11 – Графічна візуалізація у SolidWorks Motion траєкторії руху крайньої точки різця без противаги при частоті обертання 500 об/хв

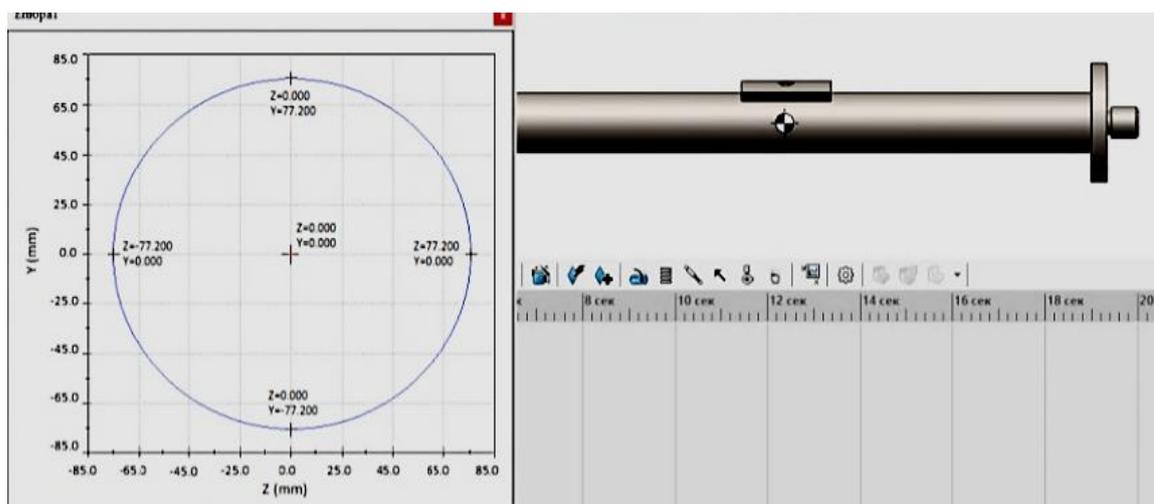


Рис. 3.12 – Графічна візуалізація у SolidWorks Motion траєкторії руху крайньої точки різця з противагою при частоті обертання 500 об/хв

У результаті проведених досліджень та аналізу отриманих результатів було побудовано графіки зміщення координат вершини різця залежно від числа обертів борштанги та відповідних швидкостей руху вершини різця [128], представлених на рис. 3.13 та рис. 3.14.

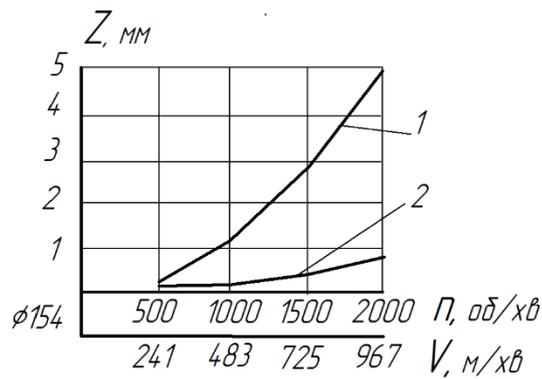


Рис. 3.13 – Графік зміщення вершини різця борштанги  $\varnothing 154$  мм у горизонтальному напрямку залежно від частоти обертання та відповідної швидкості:

1 – без противаги; 2 – з противагою

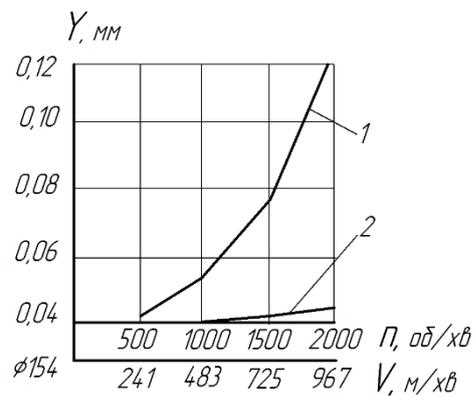


Рис. 3.14 – Графік зміщення вершини різця борштанги  $\varnothing 154$  мм у вертикальному напрямку залежно від частоти обертання та відповідної швидкості: 1 – без противаги; 2 – з противагою

### 3.4 Статичне балансування спеціальних токарних пристроїв для розточування

Необхідність розроблення методології статичного балансування складних систем, що обертаються, а саме в процесі проектування спеціальних токарних пристроїв за допомогою програмного продукту SolidWorks, є важливим науково-технічним завданням, а дослідження кінематики руху складної системи дозволить визначати граничні параметри режимів різання заготовок.

Застосування програмного продукту SolidWorks дозволить прискорити процес статичного балансування ще в процесі проектування, підвищити точність процесу та зменшити час на проведення остаточних експериментальних досліджень з вибору конфігурації, маси та місця прикладання сил противаги.

На теперішній час при створенні технології оброблення корпусних заготовок технолог використовує верстатний парк, який наявний на даному підприємстві. З огляду на обмежені фінансові ресурси та неможливість оновлення верстатного парку, технолог використовує потенціал наявного токарного устаткування, застосовуючи спеціальні пристрої для оброблення поверхонь корпусних заготовок.

Для цього конструктор при проектуванні спеціального верстатного пристрою використовує схеми базування, за яких технологічні та конструкторські бази об'єкта збігаються. Це дозволяє уникнути похибок базування та забезпечити високу точність оброблення деталі в цілому.

У подальшому після виготовлення пристрою виникає необхідність його статичного балансування.

Використання наявних токарних верстатів зі спеціальними пристроями дає можливість знизити собівартість виготовлення певного виробу.

Як приклад на рис. 3.15 та рис. 3.16 наведено схеми конструкцій токарних спеціальних пристроїв для розточування основних отворів у корпусних заготовках.

Як правило, спеціальний пристрій складається з планшайби 1, яка кріпиться на шпиндель токарного верстата та диска 2, на якому розташовані базові елементи у вигляді циліндричного пальця з різьбовим елементом 3 для затискання заготовки.

Окрім цих елементів, також є необхідність розміщення допоміжних базових елементів для кутового орієнтування заготовок 4 (рис. 3.15) та притискного елемента 5 для вибору зазору в отворі (рис. 3.16).

Несиметричність різних мас елементів пристрою призводить до зміщення координат центра мас самого пристрою відносно осі обертання, що призводить до биття поверхонь заготовки при точінні та зниження як точності оброблення, так і якості поверхні.

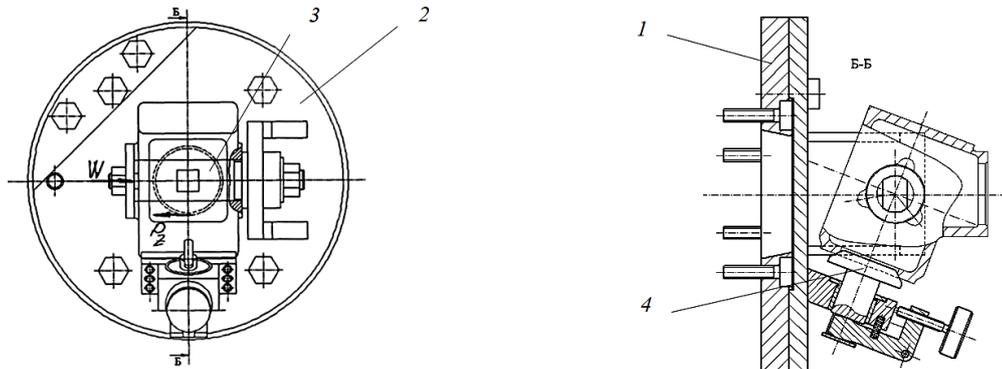


Рис. 3.15 – Схема спеціального верстатного пристрою для розточування основного отвору у корпусній заготовці, який має кутове зміщення до горизонтальної площини, з базуванням по двох отворах: 1 – планшайба; 2 – диск; 3 – циліндричний палець; 4 – базовий елемент для кутового орієнтування заготовки

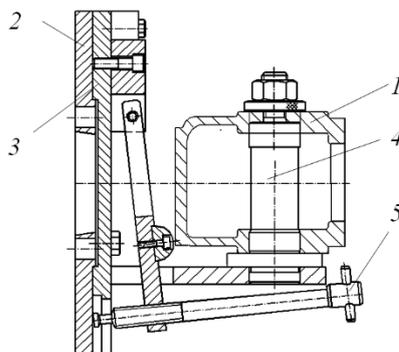


Рис. 3.16 – Схема спеціального верстатного пристрою для підрізання торця та розточування отвору у корпусній заготовці з базуванням по торцю та основному отвору заготовки: 1 – заготовка; 2 – планшайба; 3 – диск; 4 – циліндричний палець; 5 – притискний елемент для вибору зазору в отвору заготовки

З аналізу конструкції наведених схем спеціальних пристроїв видно, що вони являють собою складну систему розташування мас і при створенні обертального руху, необхідного для проведення процесу різання, будуть виникати інерційні сили завдяки невизначенню зміщеного центру мас системи «пристрій – заготовка». Виникає технічне завдання провести статичне балансування запропонованої конструкції пристрою. Для вирішення поставленого завдання – створення методології статичного балансування спеціальних токарних пристроїв в процесі їхнього проектування та аналізу кінематики руху – необхідно знати масові характеристики та розташування координат центра ваги складної багатомасової системи «заготовка – пристрій».

Розглянемо це на прикладі статичного балансування спеціального токарного пристрою для розточування основного отвору 1 у деталі «корпус» (рис. 3.17). Згідно з технічними вимогам креслення деталі необхідно забезпечити перпендикулярність осей отворів та високу чистоту оброблення  $Ra_{2,5}$ . За базові поверхні необхідно прийняти нижню площину корпусу 3 та отвір 2 (рис. 3.17), яким буде відповідати у верстатному пристрої штифт з плоскою головкою та циліндричний палець. Для зменшення похибки у напрямку осі центрального отвору необхідно застосувати притискний елемент для вибору зазору між циліндричним пальцем та отвором 2. У програмному продукті SolidWorks виконано 3D-модель деталі «корпус» (рис. 3.17).

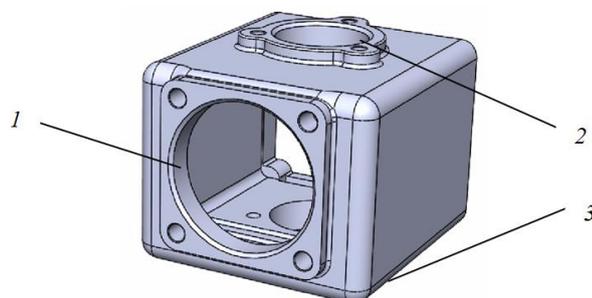


Рис. 3.17 – 3D-модель деталі «корпус», яка виконана у програмному продукті SolidWorks 1 – основний отвір; 2 – базовий отвір; 3 – базова площина корпусу

Аналіз конструкцій спеціальних токарних пристроїв показує, що здебільшого вони мають вигляд планшайби 2, що кріпиться на шпindelь верстата, та диску 3, на якому розташовані базові елементи 4,5 та різьбові закріплюючі елементи.

Відповідно, у загальному випадку заготовка 1, що встановлюється в спеціальному токарному пристрої, може бути несиметричною. Елементи пристрою, що розташовуються на планшайбі, також несиметричні до осі обертання (рис. 3.18) і, відповідно, центр ваги системи «заготовка – пристрій» розташовується відносно осі обертання шпинделя зі зміщенням.

Тому у статичному стані, коли система перебуває в спокої, центр ваги завжди буде прагнути зайняти нижнє положення – система статично незбалансована, а в процесі оброблення деталі при обертанні пристрою з деталлю виникають динамічні навантаження, що ведуть до виникнення вимушених коливань – вібрації.

### **3.5 Методологія статичного балансування спеціальних токарних пристроїв для розточування в процесі проєктування**

У програмному продукті SolidWorks виконано креслення моделі спеціального токарного пристрою (рис. 3.18) з встановленою заготовкою «корпус» 1 без балансування з елементом компенсації похибки заготовки 6 в осьовому напрямку (елемент пристрою, який притискає заготовку до поверхні пальця та вибирає зазор між ними).

З аналізу загального виду моделі пристрою із заготовкою 1 (рис. 3.18) видно, що елементи пристрою 4, 5, 6 по вертикальній осі дають зміщення центра ваги униз, тому конструктивно переміщення центра ваги попередньо компенсовано конструкцією і масою опори притискного елемента 7.

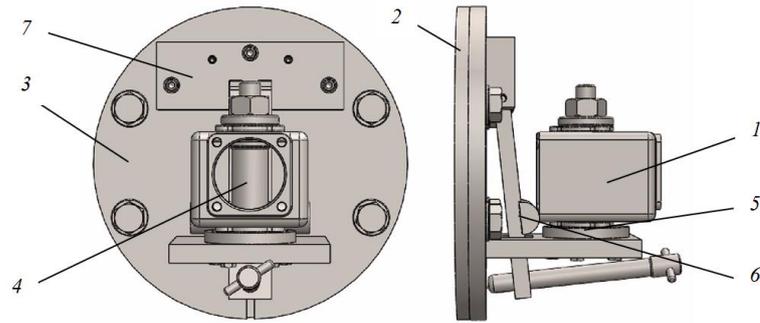


Рис. 3.18 – 3D-модель спеціального токарного пристрою незбалансованого:  
 1 – деталь «корпус»; 2 – планшайба; 3 – диск; 4 – циліндричний палець;  
 5 – штир з плоскою головкою; 6 – притискний елемент; 7 – опора притискного  
 елемента

У результаті аналізу функціональних можливостей програмних продуктів CAD-системи, а саме SolidWorks, встановлено, що при виконанні креслеників у 3D-моделюванні є можливість визначати масу та координати центра ваги складної системи.

Послідовність виконання дій при реалізації запропонованої методології [127] представлена у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2.

Послідовність виконання дій при реалізації запропонованої методології

Етап методології	Дії по реалізації методології
1	2
1. Побудова 3D-моделі деталі	Будується 3D-модель деталі у програмному продукті SolidWorks з вибором матеріалу.
2. Підготовка моделі	Будується 3D-модель спеціального токарного верстатного пристрою у масштабі 1:1. Усі компоненти 3D-моделі пристрою повинні бути правильно позиціоновані та мати призначений матеріал.

Закінчення табл. 3.2

1	2
3. Створення багатомасової системи «заготовка – пристрій»	За допомогою опції CAD-системи проводиться графічне встановлення 3D-моделі деталі у 3D-модель пристрою.
4. Визначення центра маси та величини зміщення центра маси системи	За допомогою опцій CAD-системи визначається маса та координати центра ваги системи «деталь – пристрій». Порівнюємо знаходження центра маси пристрою з геометричним центром системи – осі обертання.
5. Визначення конструктивної форми противаги	З конструктивних міркувань побудови 3D-моделі пристрою приймаємо противагу у формі сегменту довільної товщини.
6. Створення і додавання противаги	Створюємо 3D-модель противаги і встановлюємо на 3D-модель пристрою.
7. Перевірка розташування координат центра ваги і коригування маси противаги	Визначаємо масові характеристики та координати центра ваги і змінюємо в 3D-моделі пристрою товщину противаги у більшу чи меншу сторону до тих пір, поки центр мас не співпаде з віссю обертання пристрою.
8. Аналіз руху складної системи після балансування	Проводиться графічна візуалізація у SolidWorks Motion траєкторії руху поверхні отвору.

Наведемо приклад реалізації запропонованої методології статичного балансування складної системи «заготовка – пристрій» для деталі «корпус» (див. рис. 3.17) та токарного пристрою (див. рис. 3.18). У програмному продукті

SolidWorks будується 3D-модель деталі та 3D-модель спеціального токарного верстатного пристрою у масштабі 1:1, проводиться графічне встановлення деталі у пристрій за допомогою опції CAD-системи. За допомогою опцій CAD-системи визначається маса та координати центра ваги системи «заготовка – пристрій – незбалансований» (рис. 3.19).

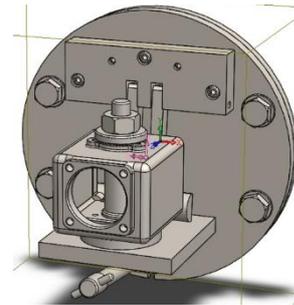
Масові характеристики: Зборка 1  
 Конфігурація: по замовчуванню  
 Система координат: -- по замовчуванню --

Маса = 56232.40 грамів

Об'єм = 7157404.92 кубічні міліметри

Площа поверхні = 1081909.87 квадратні міліметри

Центр ваги: (міліметри)  
 X = 0.00  
 Y = - 7.69  
 Z = 62.07



*a*

*б*

Рис. 3.19 – Результати розрахунку маси пристрою з встановленою заготовкою та координат центраваги незбалансованої системи верстатного пристрою, виконані у програмному продукті SolidWorks: *a* – результати розрахунку; *б* – графічне розташування центра мас на 3-D моделі

З аналізу конструкції пристрою його елементи розташовані симетрично координаті  $Y$ , тому при проектуванні елемента 7 (див. рис. 3.17), опори притискного елемента, конструктивно задаємо його збільшені розміри та отримуємо певну масу, яка частково компенсує дисбаланс.

Для кінцевого балансування системи з конструктивних міркувань побудови 3D-моделі пристрою приймаємо противагу у формі сегменту (рис. 3.20) певної товщини та розташовуємо її симетрично осі  $Y$  на пристрої зі сторони зміщення центра мас.

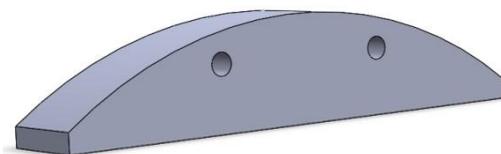


Рис. 3.20 – 3D-модель противаги

Проводимо встановлення 3D-моделі противаги у 3D-модель пристрою, закріпивши її двома болтами у диск. За допомогою опцій CAD-системи визначається маса та координати центра ваги системи «заготовка – пристрій – збалансований». Змінюємо в 3D-моделі пристрою товщину противаги у більшу чи меншу сторону до тих пір, поки центр мас не співпаде з віссю обертання пристрою за координатами  $X$  та  $Y$  (рис. 3.21) [129].

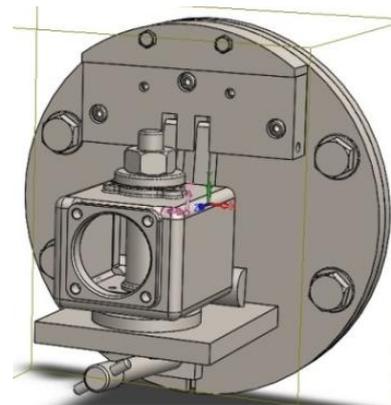
Масові характеристики: Зборка 1  
 Конфігурація: по замовчуванню  
 Система координат: -- по замовчуванню --

Маса = 58758.99 грамів

Об'єм = 7479739.79 кубічні міліметри

Площа поверхні = 1124407.23 квадратні міліметри

Центр ваги: (міліметри)  
 $X = 0.00$   
 $Y = 0.00$   
 $Z = 61.80$



а

б

Рис. 3.21 – Результати розрахунку маси пристрою з встановленою заготовкою та противагою і координат центра ваги збалансованої системи верстатного пристрою: *а* – результати розрахунку; *б* – графічне розташування центра мас на 3D-моделі

### 3.6 Аналіз кінематики обертального руху спеціального верстатного пристрою із заготовкою в середовищі SolidWorks Motion

Виходячи з критерію максимальної продуктивності процесу оброблення отвору  $\varnothing 82$  мм «корпусу» та отримання необхідної точності, було проведено графічну візуалізацію у SolidWorks Motion траєкторії руху поверхні отвору. Сучасні матеріали різальної кромки різця дають можливість застосовувати максимальні режими оброблення на верстатах. Зі збільшенням частоти обертання виникають динамічні сили, що призводять до похибок форми поверхні отвору.

Провівши дослідження кінематики обертального руху спеціального верстатного пристрою із заготовкою у SolidWorks Motion, було отримано графічне відображення траєкторії руху поверхні отвору без противаги при різних частотах обертання (рис. 3.22) та з противагою (рис. 3.23) [127].

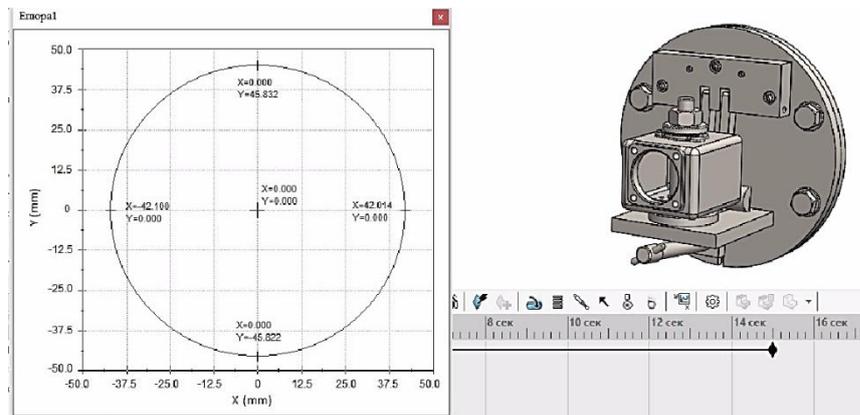


Рис. 3.22 – Графічна візуалізація у SolidWorks Motion траєкторії руху поверхні отвору у пристрої без противаги при максимальній частоті обертання 2000 об/хв

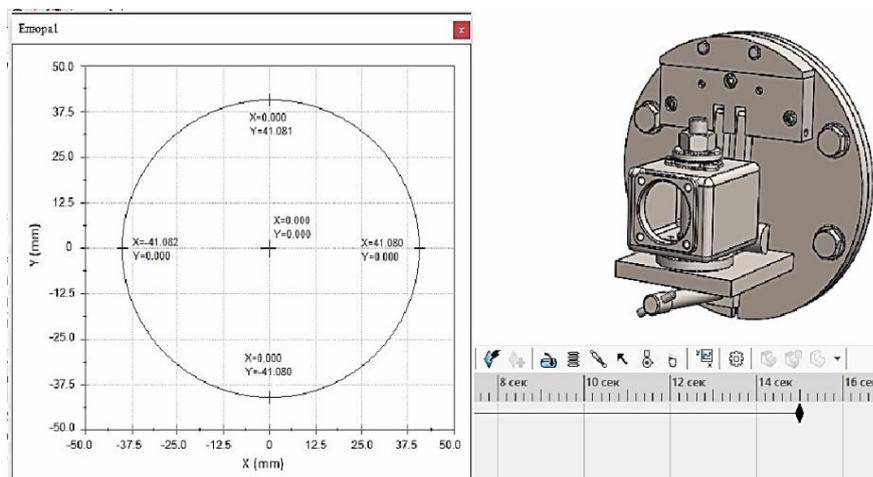


Рис. 3.23 – Графічна візуалізація у SolidWorks Motion траєкторії руху поверхні отвору у пристрої з противагою при максимальній частоті обертання 2000 об/хв

Також при моделюванні руху спеціального верстатного пристрою отримано результати зміщення координат поверхні отвору у вертикальній та

горизонтальній проєкціях (рис. 3.22 і рис. 3.23) при різних частотах обертання для визначення їх критичних значень.

На основі проведених досліджень та аналізу отриманих даних було побудовано графіки залежності биття поверхні отвору  $\varnothing 82$  за радіусом відносно осі за вертикальною координатою  $Y$  (рис. 3.24) та горизонтальною координатою  $X$  (рис. 3.25) для верстатного пристрою без противаги (залежність 1) та верстатного пристрою з противагою (залежність 2).

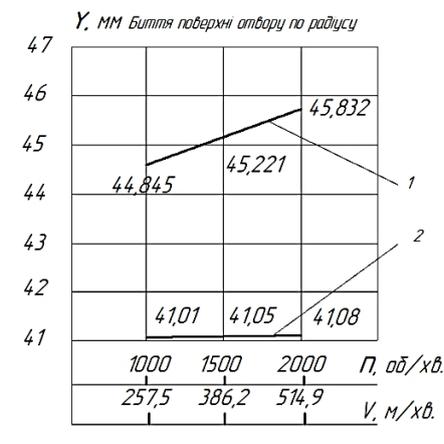


Рис. 3.24 – Графік биття поверхні отвору  $\varnothing 82$  мм у вертикальному напрямку від частоти обертання та відповідної швидкості: 1 – без противаги;  
2 – з противагою

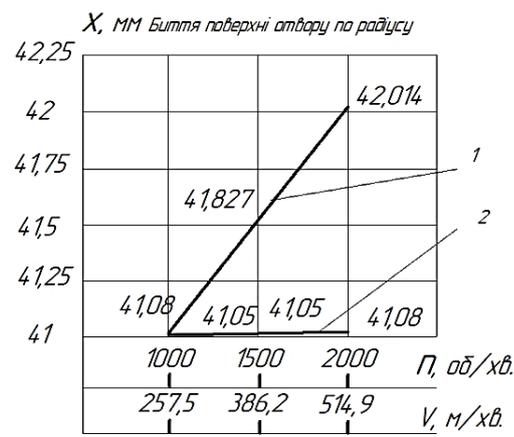


Рис. 3.25 – Графік биття поверхні отвору  $\varnothing 82$  мм у горизонтальному напрямку від частоти обертання та відповідної швидкості: 1 – без противаги;  
2 – з противагою

З аналізу побудованих графіків встановлено, що зміщення поверхні отвору за координатами X та Y не перевершує 0,08 мм. Таке зміщення набагато менше відповідного допуску на поверхню отвору і дає можливість застосовувати максимальні режими оброблення на токарних верстатах – до 2000 об/хв.

Таким чином застосування запропонованого способу статичного балансування спеціальних токарних пристроїв із встановленою заготовкою в процесі проектування [127], за допомогою програмного продукту SolidWorks, дає можливість скоротити витрати часу на проведення статичного балансування у процесі проектування у порівнянні з натурним статичним балансуванням та підвищити його точність, завдяки отриманню точних розмірів елементів пристрою та противаги, координат отворів для кріплення.

### **3.7 Статичне балансування у процесі проектування геометричних параметрів конструкції колінчастого валу**

Існує чимало зразків одноступеневих, багатоступеневих компресорів, одностороннього, двостороннього всмоктування, сальникових та бессальникових агрегатів тощо. Певну частину поршневих компресорів треба змащувати мінеральними оливами, інші в цьому потреби не мають. Основні моделі поршневих компресорних установок можна згрупувати за типом приводу, рівнем кінцевого тиску, кількістю щаблів стиснення та формою виконання. На тракторах встановлено стандартний компресорний вузол (рис. 3.26). Він є одноступеневим, поршневим механізмом із єдиним циліндром. Розміщений цей компресор ліворуч на кришці розподілу дизельного двигуна.

Приводиться він у дію через шестерню паливного насоса. Це реалізується шляхом використання додаткової шестерні та шестерні, закріпленої на колінчастому валу самого компресора. У верхній частині компресорного агрегату знаходяться клапан нагнітання та впускний клапан для

повітря. Ці клапани мають пластинчасту конструкцію і притискаються до своїх сідел за допомогою пружинного механізму.

Виходячи з конструкції компресора, його робота пов'язана з обертанням складної за конструкцією деталі – колінчастого валу, який двічі за один оберт проходить крайні точки кривошипно-шатунного механізму [168]. Якщо вал статично та динамічно незбалансовано, то у крайніх точках траєкторії руху виникають додаткові інерційні зусилля, що призводять до збільшення шумових характеристик, розбивання та зношування корінних шийок.

Відповідно, конструкція колінчастого валу потребує статичного балансування, яке спочатку досягається створенням креслення, а потім проведенням експериментальних досліджень із встановлення противаги або зніманням шару металу, попередньо залишеного на поверхні деталі.

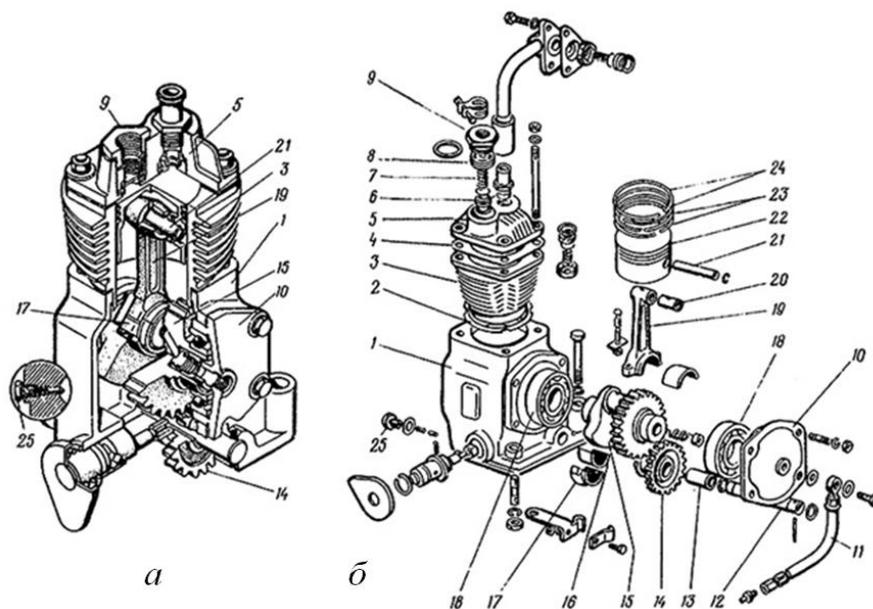


Рис. 3.26 – Загальний вигляд компресора (а) та взаємне розташування деталей

(б): 1 – картер; 2,4 – прокладки; 3 – циліндр; 5 – головка циліндра;  
6 – сідло клапана; 7 – пружина; 8 – корпус клапана; 9 – пробка; 10 – кришка;  
11 – маслопровід; 12 – вісь; 13 – втулка; 14 – шестерня; 15 – колінчастий вал;  
16 – вкладиш шатуна; 17 – кришка шатуна; 18 – підшипник; 19 – шатун;  
20 – втулка; 21 – палець; 22 – поршень; 23 – кільця; 24 – компресійні кільця;  
25 – болт

У дослідженні було проаналізовано заводське робоче креслення колінчастого валу та побудовано зображення 3D-моделі колінчастого валу у SolidWorks (рис. 3.27).

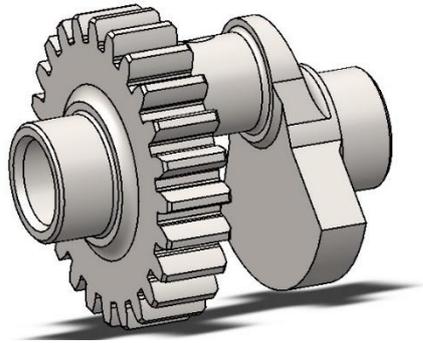


Рис. 3. 27 – Графічне зображення 3D-моделі колінчастого валу

Запропонована методологія [169] статичного балансування колінчастого валу у SolidWorks занесена у таблицю 3.3.

Таблиця 3.3

Послідовність виконання дій при реалізації запропонованої методології статичного балансування колінчастого валу

Етап методології	Дії по реалізації методології
1	2
1. Підготовка 3D-моделі колінчастого валу	Відкрити 3D-модель колінчастого валу у SolidWorks. Переконатись, що всі елементи правильно змодельовані та мають призначений матеріал із реальними фізичними властивостями.
2. Завдання осі обертання	Визначити геометричну вісь обертання колінчастого валу. Побудувати допоміжну вісь або ескіз для подальшого порівняння із центром мас.
3. Визначення центра маси колінчастого валу	Виконати аналіз масових характеристик (Tools → Mass Properties).
4. Визначення зміщення центра маси	Порівняти координати центра мас з віссю обертання. Якщо центр мас не лежить на осі, визначити величину та напрямок зміщення. Це значення вкаже, в якому місці та яку масу необхідно додати.
5. Розрахунок маси противаги	Розрахувати необхідну масу противаги, що компенсує дисбаланс.

Закінчення табл. 3.3

1	2
6. Моделювання противаги	Створити геометрію противаги у місці, де необхідна компенсація. Призначити той самий матеріал, що і колінчастий вал.
7. Додавання противаги до колінчастого вала	Встановити противагу у модель колінчастого вала з урахуванням розрахованого радіуса та кута розташування.
8. Перевірка масових характеристик після балансування	Повторно провести аналіз масових характеристик. Переконайтесь, що центр мас збігається з віссю обертання. Якщо відхилення залишилося – скоригувати масу або форму противаги.
9. Фінальне балансування	Для більшої точності перевірити момент інерції колінчастого вала відносно осі обертання. За потреби внести незначні зміни в геометрію противаги, щоб мінімізувати залишковий дисбаланс.

Згідно з пунктами 1-3 отримано графічне зображення 3D-моделі колінчастого вала з вказаним центром ваги (рис. 3.28), а також визначено масову характеристику і координати центра ваги.

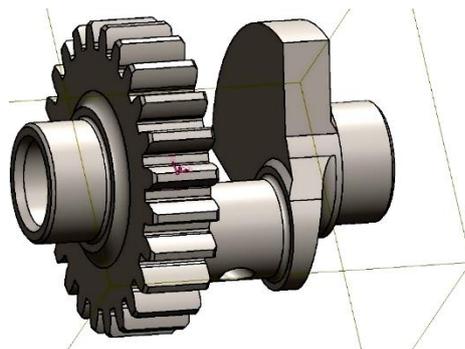


Рис. 3.28 – Графічне зображення 3D-моделі колінчастого вала з вказаним центром ваги без противаги

З рисунка 3.29 та результатів розрахунку встановлено, що є зміщення координат центра ваги від геометричної осі деталі по осях:  $Y = 0,41$  мм та по  $Z = -0,02$  мм. Відповідно, колінчастий вал потребує статичного балансування.

<p>Масові характеристики: Зборка1          Конфігурація: Default          Система координат: Система          координат 2          Маса = 1550.80 грамів          Об'єм = 199333.87 кубічні міліметри          Площа поверхні = 39431.41 квадратні          міліметри          Центр ваги : (міліметри)          X = -59.88          Y = 0.41          Z = -0.02</p>	<p>Основні осі інерції и основні моменти інерції: (грамів * квадратні міліметри )          центр ваги  <math>I_x = (0.98, 0.18, 0.00)</math>    <math>P_x = 1087455.48</math>  <math>I_y = (-0.18, 0.98, 0.00)</math>    <math>P_y = 1554647.38</math>  <math>I_z = (0.00, 0.00, 1.00)</math>    <math>P_z = 1672697.44</math></p> <p>Моменти інерції: (грамів * квадратні міліметри )          Визначаються в центрі ваги і вирівнюються відносно системи координат виводу.  <math>L_{xx} = 1101943.28</math>    <math>L_{xy} = 80985.72</math>    <math>L_{xz} = -43.67</math>  <math>L_{yx} = 80985.72</math>    <math>L_{yy} = 1540159.79</math>    <math>L_{yz} = 149.08</math>  <math>L_{zx} = -43.67</math>    <math>L_{zy} = 149.08</math>    <math>L_{zz} = 1672697.24</math></p> <p>Моменти інерції: (грамів * квадратні міліметри )          Вираховуються за допомогою системи координат виводу  <math>I_{xx} = 1102204.59</math>    <math>I_{xy} = 42912.34</math>    <math>I_{xz} = 1813.56</math>  <math>I_{yx} = 42912.34</math>    <math>I_{yy} = 7100731.22</math>    <math>I_{yz} = 136.37</math>  <math>I_{zx} = 1813.56</math>    <math>I_{zy} = 136.37</math>    <math>I_{zz} = 7233528.74</math></p>
--	---

Рис. 3.29 – Результати визначення маси та координат центра ваги колінчастого валу без противаги

### 3.8 Аналіз кінематики руху колінчастого валу в SolidWorks Motion незбалансованого

У подальших дослідженнях було проведено графічну візуалізація у SolidWorks Motion траєкторії руху центральної точки діаметра корінної шийки колінчастого вала незбалансованого при частоті обертання 1500 об/хв (рис. 3.30).

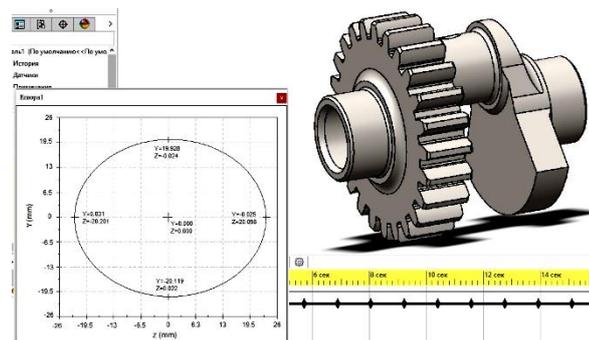


Рис. 3.30 – Графічна візуалізація у SolidWorks Motion траєкторії руху центральної точки діаметра корінної шийки колінчастого вала незбалансованого при частоті обертання 1500 об/хв

З отриманої траєкторії руху (рис. 3.31) центральної точки діаметра корінної шийки незбалансованого колінчастого вала встановлено, що биття у крайніх точках становить по осі  $Z = 1,01$  мм, а по осі  $Y = 1,119$  мм, що вказує на необхідність встановлення противаги для усунення дисбалансу.

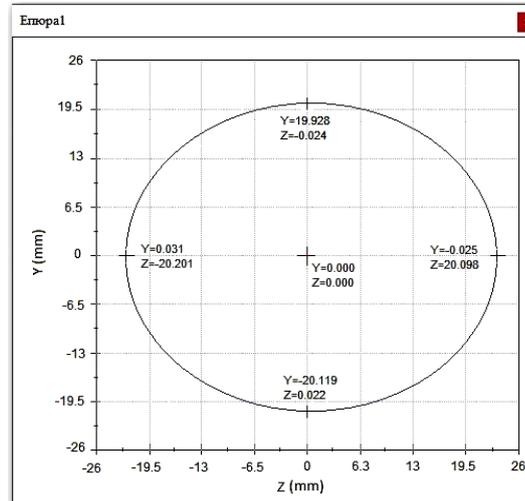


Рис. 3.31 – Траєкторія руху центральної точки діаметра корінної шийки незбалансованого колінчастого вала при частоті обертання 1500 об/хв

Для підвищення точності та швидкості процесу балансування колінчастого вала в середовищі SolidWorks розроблено спеціальний макрос (рис. 3.32), який автоматизує основні етапи визначення маси та розташування противаги.

Макрос написаний у середовищі VBA (Visual Basic for Applications), що інтегроване у SolidWorks та забезпечує прямий доступ до параметрів 3D-моделі.

Програма (рис. 3.33, рис. 3.34) автоматично зчитує масові характеристики деталі, визначає зміщення центра мас відносно осі обертання, розраховує необхідну масу противаги, формує ескіз її геометрії та створює тривимірну модель противаги з передбаченими конструктивними кріпленнями. Це дозволяє отримати повністю збалансовану модель колінчастого вала, готову до подальшого аналізу або виготовлення.



Рис. 3.32 – Графічна візуалізація визначення маси противаги та побудова ескізу противаги у середовищі SolidWorks із застосуванням розробленого макросу автоматичного балансування колінчастого вала

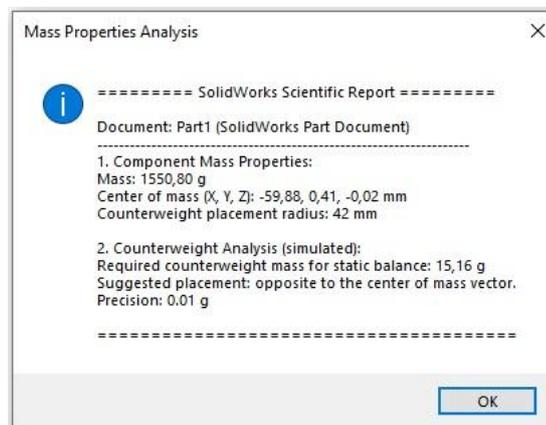


Рис. 3.33 – Графічна візуалізація вікна програми для визначення маси противаги

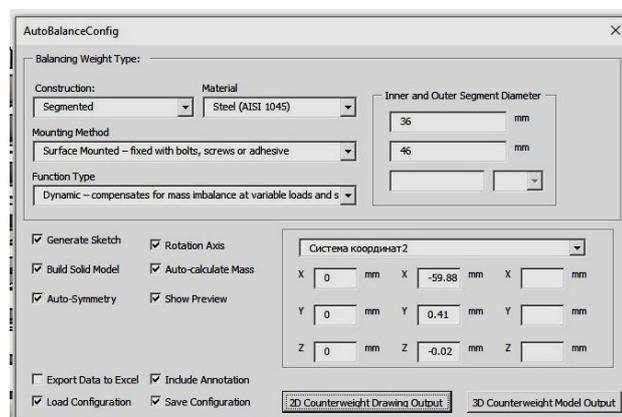


Рис. 3.34 – Графічна візуалізація головного вікна програми

Згідно з результатами розрахунків за запропонованою програмою побудовано креслення противаги (рис. 3.35) та 3D-модель противаги (рис. 3.36), яку встановлено на колінчастий вал (рис. 3.37).

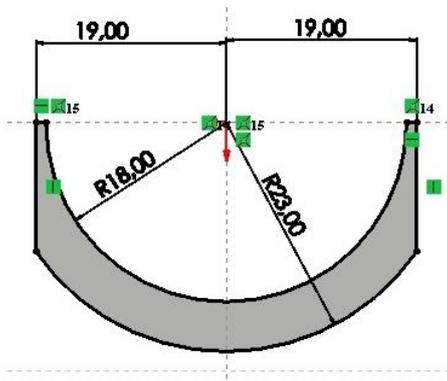


Рис. 3.35 – Ескіз противаги

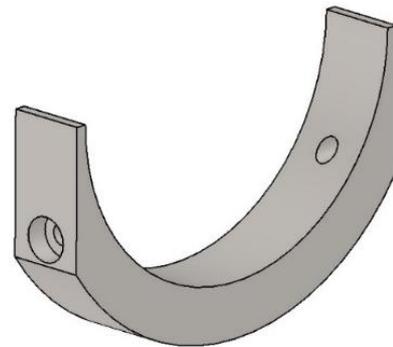


Рис. 3.36 – 3D-модель противаги

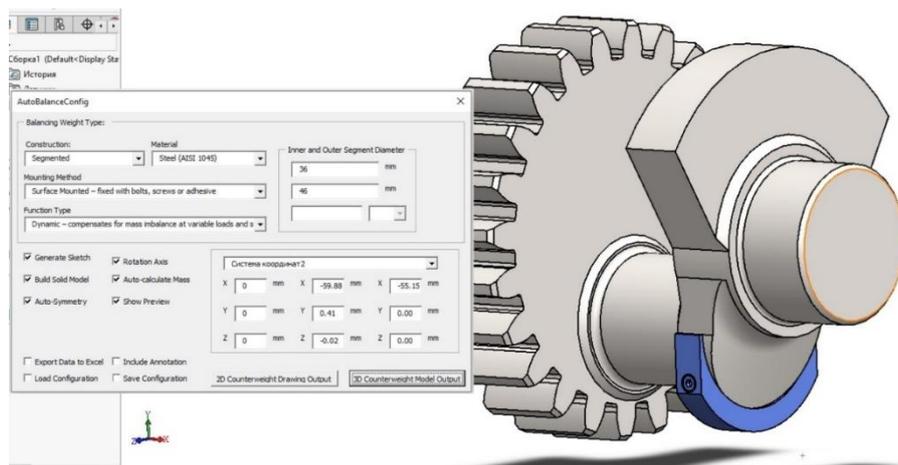


Рис. 3.37 – Встановлення противаги на деталь колінчастий вал

### 3.9 Аналіз кінематики руху колінчастого валу в SolidWorks Motion збалансованого

Згідно з п.8 запропонованої методології проведена перевірка масових характеристик після балансування та визначено координати центра ваги збалансованого колінчастого валу з противагою (рис. 3.38).

Результати розрахунку координат центра ваги збалансованого колінчастого валу (рис. 3.39) показали, що по осях  $Y$  та  $Z$  центр ваги має координати  $Y = 0$  та  $Z = 0$ , що вказує на успіхе балансування колінчастого валу.

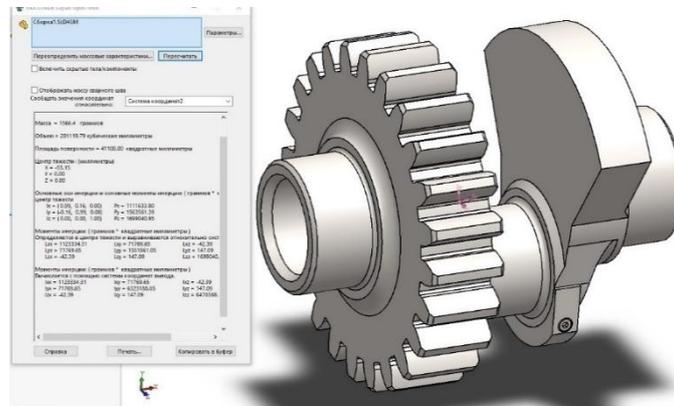


Рис. 3.38 – Визначення центра маси збалансованого колінчастого валу з противагою

Конфігурація: Default  
 Система координат: Система координат2  
 Маса = 1566.4 грамів  
 Об'єм = 201119.79 кубічні міліметри  
 Площа поверхні = 41108.00 квадратні міліметри  
 Центр ваги : (міліметри)  
 $X = -55.15$   
 $Y = 0.00$   
 $Z = 0.00$   
 Основні осі інерції і основні моменти інерції: (грамів \* квадратні міліметри)  
 Центр ваги : (міліметри)  
 $I_x = (0.99, 0.16, 0.00)$      $P_x = 1111633.80$   
 $I_y = (-0.16, 0.99, 0.00)$      $P_y = 1563561.39$   
 $I_z = (0.00, 0.00, 1.00)$      $P_z = 1699040.95$   
 Моменти інерції: (грамів \* квадратні міліметри)  
 Визначаються в центрі ваги і вирівнюються відносно системи координат виводу.  
 $L_{xx} = 1123334.31$      $L_{xy} = 71769.65$      $L_{xz} = -42.39$   
 $L_{yx} = 71769.65$      $L_{yy} = 1551861.05$      $L_{yz} = 147.09$   
 $L_{zx} = -42.39$      $L_{zy} = 147.09$      $L_{zz} = 1699040.78$   
 Моменти інерції: (грамів \* квадратні міліметри)  
 Вираховуються за допомогою системи координат виводу.  
 $I_{xx} = 1123334.31$      $I_{xy} = 71769.65$      $I_{xz} = -42.39$   
 $I_{yx} = 71769.65$      $I_{yy} = 6323188.65$      $I_{yz} = 147.09$   
 $I_{zx} = -42.39$      $I_{zy} = 147.09$      $I_{zz} = 6470368.37$

Рис. 3.39 – Результати визначення маси та координат центра ваги колінчастого валу з противагою

У подальших дослідженнях динаміки обертального руху збалансованого колінчастого валу у SolidWorks Motion було визначено траєкторію руху

центральної точки діаметра корінної шийки вала при частоті обертання 1500 об/хв (рис. 3.40).

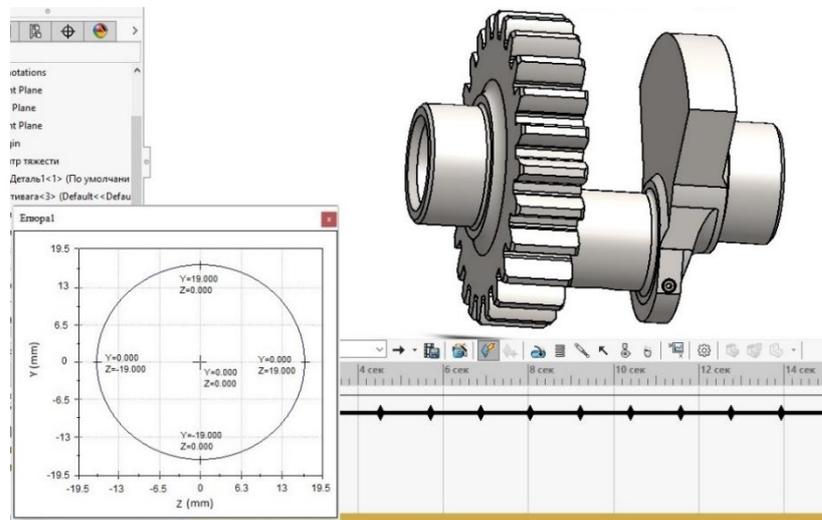


Рис. 3.40 – Графічна візуалізація у SolidWorks Motion траєкторію руху центральної точки діаметра корінної шийки вала при частоті обертання 1500 об/хв

Аналіз траєкторії руху центральної точки діаметра корінної шийки збалансованого вала (рис. 3.41) показав, що відсутні динамічні навантаження від дисбалансу та биття відсутнє по осях Y та Z (відповідно  $Y = 19,0$  та  $Z = 0$  та  $Y = 0$  та  $Z = 19,0$ ).

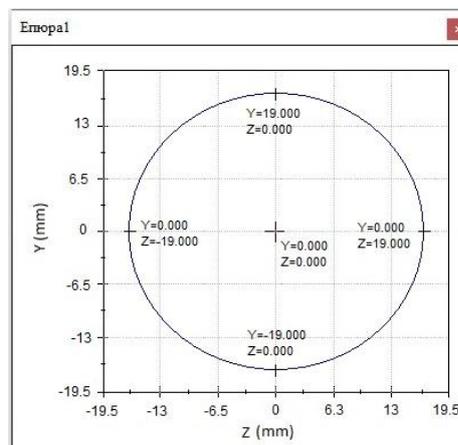


Рис. 3.41 – Траєкторія руху центральної точки діаметра корінної шийки збалансованого вала

Застосування макросів у середовищі SolidWorks є ефективним засобом автоматизації інженерних розрахунків і моделювання. Створений макрос, розроблений мовою програмування VBA (Visual Basic for Applications), забезпечує тісну інтеграцію з API SolidWorks, що дозволяє безпосередньо керувати геометрією, параметрами матеріалу та масовими характеристиками моделі.

Програмний код реалізує алгоритм визначення центра мас, обчислення необхідної маси та розташування противаги, а також автоматично створює 3D-модель противаги із кріпленнями на основі розрахованих параметрів. Використання циклів, умовних операторів і функцій API SolidWorks дозволяє досягти високої точності позиціонування, зменшити час на проведення натурних дослідів балансування та мінімізувати людський фактор під час балансування.

Завдяки застосуванню запропонованого макросу досягається скорочення часу проектування на 60–80%, підвищується точність розрахунків і забезпечується повторюваність результатів. Це робить розроблену методологію корисною у практиці проектування колінчастих валів, роторів та інших деталей, де критичною є масова симетрія, а також потрібне статичне і динамічне балансування.

Також при моделюванні руху колінчастого валу отримано результати зміщення координат центральної точки діаметра корінної шийки вала у вертикальній та горизонтальній проєкціях (рис. 3.42 і рис. 3.43) при різних частотах обертання для визначення їх критичних значень.

У результаті проведених досліджень та аналізу отриманих результатів було побудовано графіки залежності биття центральної точки діаметра корінної шийки вала за радіусом відносно осі по вертикальній координаті  $Y$  (рис. 3.42) і горизонтальній координаті  $Z$  (рис. 3.43) для колінчастого валу без противаги (залежність 1) та колінчастого валу з противагою (залежність 2).

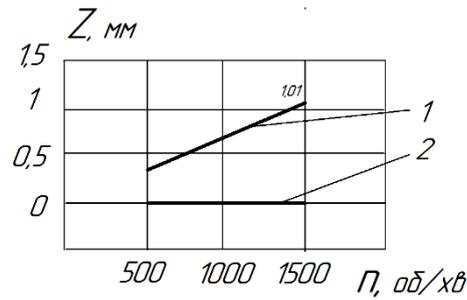


Рис. 3.42 – Графік биття центральної точки діаметра корінної шийки вала за радіусом відносно осі по горизонтальній координаті  $Z$  від частоти обертання: 1 – без противаги; 2 – з противагою

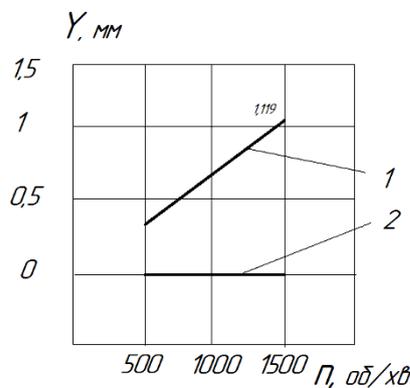


Рис. 3.43 – Графік биття центральної точки діаметра корінної шийки вала по радіусу відносно осі по вертикальній координаті  $Y$  від частоти обертання: 1 – без противаги; 2 – з противагою

З аналізу побудованих графіків встановлено, що зміщення центральної точки діаметра корінної шийки збалансованого колінчастого вала по координатах  $Z$  та  $Y$  відсутнє, що говорить про успішне статичне балансування, яке проведено в процесі створення робочого креслення колінчастого валу.

### 3.10 Аналіз точності та ефективності ручного й автоматизованого балансування

Для оцінювання ефективності впровадженого VBA-макросу було проведено порівняльне дослідження двох підходів до балансування деталей і

збірок у середовищі SolidWorks: традиційного ручного методу та автоматизованого методу, реалізованого за допомогою макросів. Аналіз виконано на основі чотирьох ключових показників: тривалості виконання операцій, кількості помилок, а також точності визначення центра мас.

Таблиця 3.4.

## Порівняльна таблиця результатів

Показник	Ручне балансування	Автоматизоване (VBA-макрос)
Середній час на одну деталь (хв)	15	1
Середній час на збірку (хв)	30	4
Кількість помилок (%)	14	1
Середнє відхилення центру (мм)	0.05	0.001

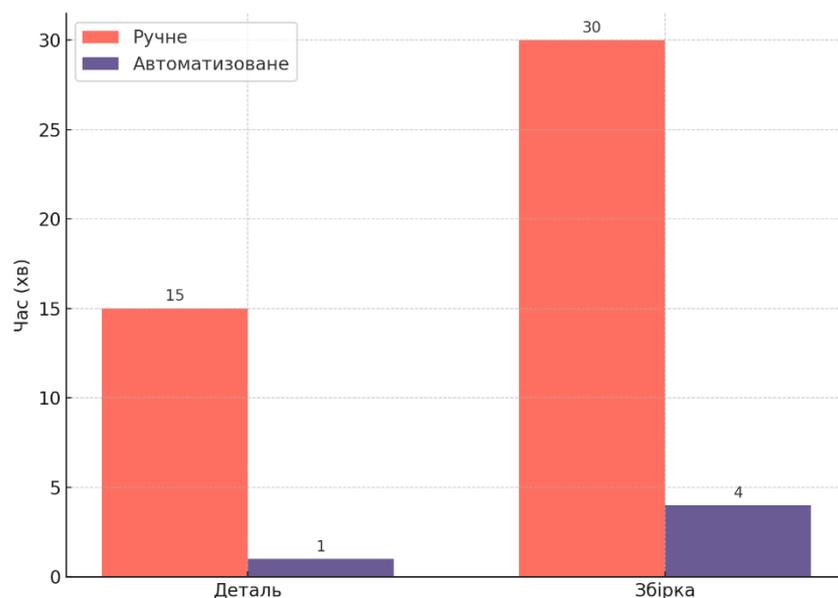


Рис. 3. 44 – Середній час балансування

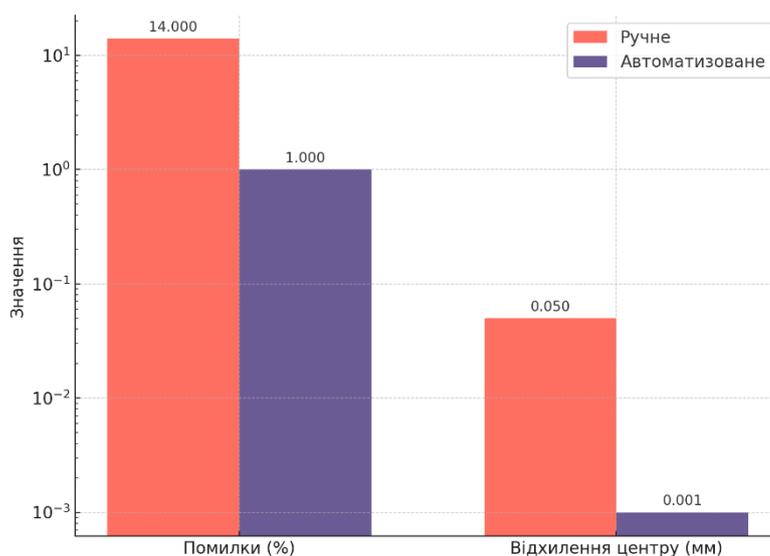


Рис. 3.45 – Похибки та відхилення від центра мас

Отримані результати демонструють суттєве зменшення часових витрат при застосуванні автоматизованого підходу. Середній час балансування однієї деталі вручну становив 15 хвилин, тоді як автоматизований метод скоротив його до 1 хвилини. Аналогічна тенденція спостерігається і для балансування збірок: час зменшився з 30 до 4 хвилин. Таким чином, використання макросів забезпечує прискорення процесу від 7 до 15 разів відповідно, що є критично важливим для серійного або індивідуального конструкторського проектування.

Порівняння точності показало ще більш виражений ефект. Частка помилок при ручному балансуванні становила 14 %, що пов'язано з суб'єктивністю оператора, багатокроковістю процедури та високою ймовірністю пропусків або неправильно введених параметрів.

Використання VBA-макросу зменшило цей показник до 1 %, що свідчить про істотне підвищення надійності процесу та зниження людського фактора.

Найбільш показовим індикатором є середнє відхилення центра мас. Для ручного підходу воно становило 0,05 мм, що є типовою величиною для геометричних операцій з ручним аналізом. Автоматизоване балансування забезпечило відхилення на рівні 0,001 мм, що відповідає високоточним інженерним вимогам і є недосяжним при ручній роботі без допоміжних скриптових засобів.

Узагальнюючи отримані дані, можна констатувати, що автоматизація процесу балансування за допомогою VBA-макросів забезпечує комплексне покращення як швидкодії, так і точності. Зменшення часу виконання операцій від 7 до 15 разів у поєднанні зі зниженням похибок до рівня нижче 1 % підтверджує доцільність впровадження такого підходу у практику конструкторських і технологічних підрозділів. Це дозволяє підвищити ефективність проектування, мінімізувати ризик помилок і забезпечити стабільну високу якість моделей на етапі підготовки виробництва.

### 3.11 Висновки до розділу 3

З проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Отримала подальший розвиток методологія визначення параметрів противаги для статичного балансування консольної борштанги в процесі її проектування та дослідження кінематики руху вершини різця при розточуванні глухих отворів за допомогою програмного продукту SolidWorks Motion, що дає можливість скоротити витрати часу на проведення натурного визначення масових характеристик противаги та підвищити точність розрахунків відстані розташування центра ваги у вертикальній та горизонтальній проекціях борштанги для конкретного її розміру.

2. При збільшені частоти обертання спостерігається значне відхилення траєкторії руху вершини різця від кола для борштанги, яка незбалансована, а для борштанги з дисбалансом спостерігається значно менше відхилення у горизонтальному напрямку 0,02 мм при обертах  $n$  від 500 до 1000 об/хв та 0,04 мм у вертикальному напрямку, що знаходиться у межах допуску на дану поверхню.

3. За результатами проведених досліджень зміщення вершини різця борштанги можна рекомендувати раціональні режими оброблення заготовки при розточуванні глухих отворів. Виходячи з допуску на радіальне биття

поверхні отвору, можна рекомендувати для борштанги, яка досліджувалась, такі режими різання  $V =$  від 240 до 480 м/хв.

4. Застосування комп'ютерного моделювання у SolidWorks надає розширені можливості встановлення дійсних мас складних систем та координат розташування центра мас, враховуючи геометрію складної системи «заготовка – верстатний пристрій» з урахуванням матеріалів, з яких виготовлені окремі її деталі.

5. Запропонована методологія статичного балансування спеціальних токарних пристроїв із заготовкою в процесі проектування за допомогою програмного продукту SolidWorks дає можливість підвищити продуктивність виконання статичного балансування складних систем, можливість оперативно змінювати параметри елементів пристрою, підвищити точність виконання процесу статичного балансування, завдяки отриманню точних розмірів елементів пристрою та противаги, координат отворів для кріплення при її створенні у програмному продукті.

6. З проведених досліджень кінематики руху спроектованого спеціального пристрою, якій статично збалансовано в процесі проектування, встановлено, що зміщення поверхні отвору за координатами  $X$  та  $Y$  не перевершує 0,08 мм. Таке зміщення набагато менше за відповідний допуск на поверхню отвору і дає можливість застосовувати максимальні режими оброблення на токарних верстатах – до 2000 об/хв на швидкості до 500 м/хв з метою отримання високої продуктивності процесу оброблення заготовок.

7. Проаналізовано заводське креслення колінчастого валу та застосовано запропоновану методологію його статичного балансування в процесі проектування і встановлено, що зазначені розміри на кресленні деталі дають незначний дисбаланс центра ваги по  $Y = 0,41$  мм та по  $Z = -0,02$  мм і, відповідно, є потреба у статичному балансуванні. Для визначення конфігурації противаги та її маси застосовано оригінальний макрос, створений у середовищі SolidWorks, що є ефективним засобом автоматизації інженерних розрахунків і моделювання.

## РОЗДІЛ 4

### МЕТОДОЛОГІЯ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ОБГРУНТУВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБ'ЄКТІВ СКЛАДНОЇ ОБ'ЄМНОЇ КОНФІГУРАЦІЇ

Вирішення наукових завдань, які полягають у впровадженні інформаційних технологій для підтримки та прийняття рішень при синтезі складних технологічних систем з врахуванням просторової геометрії компонентів, є актуальним завданням для різних галузей народного господарства.

Важливим класом таких задач є транспортна та складська логістика, компонування аерокосмічних об'єктів, підвищення безпеки паливно-енергетичних комплексів, сучасні впровадження новітніх технологій 3D-друку, визначення критичних швидкостей при аналізі дорожньо-технічної експертизи.

Задачі аналізу кінематики та динаміки багатомасових і багатотільних систем є одним із класичних напрямків у галузі прикладної механіки. При моделюванні динаміки багатомасових систем застосовується метод кінцевих елементів, що дозволяє досліджувати концепцію всієї системи та оцінити її динамічний відгук у лінійній та нелінійній постановках. Особливості поведінки можуть бути збережені і передані як вхідні дані в МКЕ-аналіз для використання в якості динамічних навантажень, що забезпечить розуміння функціонування системи в більш детальному вигляді.

При аналізі руху та поведінки багатомасових і багатотільних систем необхідно вирішувати задачу визначення маси системи та координати центра ваги. Поряд із вимірюванням маси сьогодні постає ще один не менш важливий параметр – це положення центра ваги. Відомі нормативно-технічні вимоги для літаків, залізничного та автомобільного транспорту. Проаналізувавши їх, можна винести одну найбільш важливу вимогу – точне визначення ваги і координат центра ваги та особливо відстані його у вертикальній площині. Положення центра ваги є дуже важливими та має піддаватися постійному контролю в

рухомому об'єкті. Оскільки залізничний транспорт у наш час широко використовують для перевезення різних видів вантажів, тому вкрай важливо створити умови для безпечного руху поїздів. Визначення зміщення центра ваги вантажу відносно осей симетрії залізничного вагона дозволяє оперативно виявляти небезпечні відхилення в його стійкості й тим самим істотно збільшити безпеку під час руху поїзда. Контроль зміщення центра ваги дозволить підвищити швидкість перевезення вантажів залізничним шляхами України, а також підвищить експлуатаційний строк колійного господарства залізниці.

Також моделювання динаміки багатомасових систем використовується для передбачення та оптимізації руху неврівноважених систем та визначення характеристик критичних параметрів руху складних рухомих об'єктів – завантажених транспортних засобів.

При визначенні положень центрів ваги тіл складної форми застосовують такі конкретні методи: метод симетрії; метод розбивання і доповнення. Якщо однорідне тіло має площину, вісь або центр симетрії, то його центр ваги знаходиться в площині, на осі або в центрі симетрії.

Під час застосування методу розбивання і доповнення тіло розбивають на скінчену кількість частин простої форми, центри ваги яких відомі або легко знаходяться. Якщо тіло має вирізи, пустоти, то їх вважають заповненими матеріалом з від'ємною масою. Координати центра ваги всього тіла обчислюють, застосовуючи формули, де доданки для частин вирізів, пустот враховують з від'ємним значенням.

Розроблення сучасних інформаційних систем для розв'язання задач синтезу оптимальних конфігурацій складних просторових об'єктів потребує побудови математичних моделей в автоматичному режимі. При цьому процес комп'ютерного моделювання з урахуванням перетворення геометричної інформації та візуалізації отриманих рішень має творчий характер і є одним із найбільш складних і відповідальних етапів при проєктуванні. Цей процес безпосередньо зв'язаний зі створенням інформаційної технології, яка будується на інформаційно-аналітичних і об'єктно-орієнтованих моделях предметної

області й вимагає розроблення ефективних методів оптимізації рішень.

Використання моделювання динамічної поведінки багатотільних і багатомасових систем дозволяє: уникнути критичних помилок вже на ранніх етапах проектування і таким чином знизити вартість розробки виробів та зменшити кількість фізичних прототипів, що створюються, визначати масові та динамічні характеристики складних рухомих об'єктів ті підвищити точність розрахунків параметрів руху системи з урахуванням змінних параметрів її об'ємної геометричної конфігурації.

Створення методології визначення кінематичних характеристик руху об'єктів складної об'ємної конфігурації з підвищеною якістю рішень при визначенні розташування координат центра ваги складних систем шляхом розроблення моделей методом інформаційної технології компонувального синтезу просторових об'єктів є актуальною науково-технічною задачею.

Аналіз наукової літератури показав, що існує широкий клас задач, в яких необхідно враховувати просторові форми об'єктів, визначати масу та координати центра ваги та відстані їх у горизонтальних або вертикальних площинах. У вітчизняній науці основні результати в напрямку математичного та програмного забезпечення задач геометричного проектування були досягнуті в науковій школі Ю. Г. Стояна [132]. Значний внесок у розвиток теорій і методів розв'язання складних задач компонування систем з урахуванням просторової геометрії об'єктів зробили М. І. Гіль, І. В. Гребенник, О. М. Кисельова, В. М. Комяк, О. В. Панкратов, Т. Є. [133-138]. Закордонні роботи, пов'язані з цим напрямком, виконані авторами: J. Bennell, C. Che, Y. Chen, G. M. Fadel, G. Fasano, L. Y. Wang [139-140]. Також у щорічних монографіях серії «Springer Optimization and Its Applications» [141-142] особлива увага приділяється моделям, методам та інформаційним технологіям компонувального синтезу об'єктів аерокосмічної техніки з визначення маси та розташування координат центру ваги.

Для вирішення завдання визначення координат центра ваги та маси плаского або двомірного об'єкта, який описується простими фігурами,

застосовують аналітичні або графічні методи теоретичної механіки [143-149]. Також застосовується багаторазовий експериментальний підбір координат центра ваги підвішуванням фігури у різних точках. Отримав розвиток напрям визначення координат центра ваги та маси плоского тіла створенням програмного продукту на основі Python, в якому реалізовано методи комп'ютерного зору для сканування зображень, для візуалізації різних об'єктів, і визначення їхніх центрів мас. Для геометричних тіл результати, отримані програмою, узгоджуються з результатами, передбаченими інтегральними обчисленнями. Крім того, програма також здатна успішно позначати центри мас об'єктів довільної форми, тобто її можна застосувати до будь-якого можливого плоского об'єкта. Отримані результати підтвержені експериментальним шляхом.

Відомий графічний спосіб визначення координат центра ваги об'єкта, при якому все зводиться до побудови силового і мотузкового багатокутників Варіньйона. Недоліком такого способу є громіздкість виконання операцій при побудові силових і мотузкових багатокутників у двох взаємно перпендикулярних площинах або у зміні положення об'єкта, а паралельне перенесення ліній призводить до неточностей в розрахунку і низької продуктивності оператора, який визначає центр ваги об'єкта. Для багатомасових і багатотільних систем складної конфігурації, а саме: складних за конфігурацією спеціальних пристроїв, колісного транспорту, залізничного транспорту, аерокосмічних об'єктів, цей процес має складну методику та необхідність проводити довготривалі натурні дослідження з використанням спеціальних пристроїв та вимірювальної апаратури.

За останні роки з'явилися патенти на способи натурального визначення положення координат центра ваги. Відомий спосіб визначення положення координат центра ваги колісного транспортного засобу, згідно з яким визначають тиск повітря в кожній шині, порівнюють його значення із розрахунковим та визначають величини вертикальних навантажень на кожне з коліс [150-156]. Однак одержані величини цих вертикальних навантажень є

недостатніми, щоб точно знайти положення центра ваги у вертикальній площині, що не дає можливості визначати характеристики стійкості, керованості, критичних швидкостей руху складного об'єкта.

#### 4.1 Вибір аналітичних залежностей для визначення фактичних критичних швидкостей перекидання транспортного засобу при повороті

Під час бічного (поперечного) перекидання при повороті на транспортний засіб вагою  $G$  діє доцентрова сила, яка дорівнює інерційній відцентровій силі  $P_v$ . (рис. 4.1). У разі руху транспортного засобу на повороті, що немає поперечного ухилу, перекидання направо визначається за нерівністю:

$$G \cdot 0,5B \leq P_v \cdot h_g \quad (4.2)$$

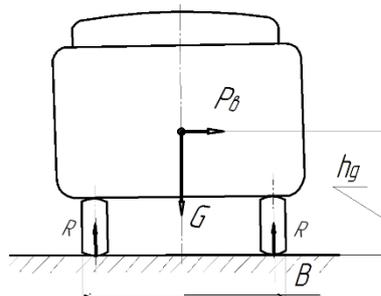


Рис. 4.1 – Схема дії сил під час руху транспортного засобу на повороті з перекиданням на бік управо, що немає поперечного ухилу:  $G$  – вага транспортного засобу;  $P_v$  – відцентрова сила, яка виникає при повороті;  $B$  – колія за зовнішніми шинами коліс;  $h_g$  – висота центра прикладання сили  $G$  над рівнем дорожнього покриття;  $R$  – сили реакції поверхні дороги

Під час руху транспортного засобу при повороті, що має поперечний ухил, перекидання на бік управо (рис. 4.2) визначається нерівністю:

$$G \cdot (B + h_g \operatorname{tg} \beta) \leq P_v \cdot h_g \quad (4.3)$$

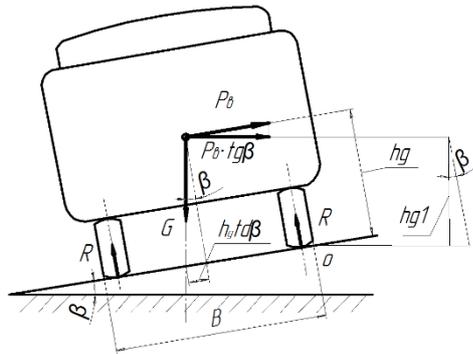


Рис. 4.2 – Схема дії сил під час руху транспортного засобу при повороті з перекиданням на бік управо, що має поперечний ухил під кутом  $\beta$ :  $G$  – вага транспортного засобу;  $B$  – розмір колії за зовнішніми шинами коліс;  $h_{g1}$  – висота центру прикладання сили  $G$  над рівнем дорожнього покриття;  
 $R$  – сили реакції поверхні дороги

Для визначення критичної швидкості руху транспортного транспорту при повороті радіусом  $R$  без поперечного ухилу, застосовується така залежність:

$$V_{кр.пер.} = 3,6\eta_{kc} \sqrt{\frac{0,5B}{h_g} \cdot g \cdot R}, \quad (4.4)$$

де  $B$  – ширина колії, м;

$h_g$  – висота центра мас, м;

$\eta_{kc}$  - коефіцієнт поперечної стійкості транспортного транспорту.

$g$  – прискорення земного тяжіння,  $m/c^2$ ;

$R$  – радіус повороту, м.

Якщо транспорт рухається по дорозі, що має поперечний ухил, який сприяє стійкості, то критичну швидкість перекидання можна визначити за формулою:

$$V_{кр.пер.} = 3,6\eta_{kc} \sqrt{\frac{0,5B + h_g \cdot tg\beta}{h_g \cdot \cos\beta} \cdot g \cdot R}, \quad (4.5)$$

де  $\eta_{kc}$  – коефіцієнт поперечної стійкості рухомого транспорту;

$\beta$  – кут поперечного ухилу полотна дороги.

Під час руху транспортного засобу створюється комплексне уявлення про взаємодію елементів (ланок) системи «водій – автомобіль – дорога – навколишнє середовище». З урахуванням цього вивчаються всі аспекти як транспортного процесу, так і дорожньо-транспортних пригод. Застосування спеціальних знань під час проведення експертиз, призначених за фактами порушення правил безпеки дорожнього руху або експлуатації транспорту особами, які керують транспортними засобами. Так, відповідно до ст. 242 КПК України, експертиза у випадку порушення правил безпеки дорожнього руху або експлуатації транспорту особами, які керують транспортними засобами, необхідно відзначити, що у більшості випадків призначаються такі експертизи: трасологічна, автотехнічна та транспортно-трасологічна, а також експертиза матеріалів, речовин та виробів.

Зазначені експертні дослідження призначаються з метою підтвердження або спростування слідчих версій, а також уточнення механізму дорожньо-транспортної пригоди та вини кримінального правопорушника в ній. При цьому вирішальне значення у встановленні об'єктивної та суб'єктивної сторін пригоди, визначенні вини чи невинуватості водія можуть мати висновки експерта-автотехніка [157–161].

#### **4.2 Створення методології визначення фактичних критичних швидкостей перекидання транспортного засобу при повороті за допомогою SolidWorks**

Незважаючи на складність і різноманіття дорожньо-транспортних пригод, всі вони практично стереотипні за механізмом виникнення (механічної взаємодії об'єктів) і складом, що дозволяє виділити відносно невелику кількість типових ситуаційних моделей при вивченні дорожньо-транспортних пригод і описати їх з точки зору теорії механічного руху складних систем.

Для вирішення поставленого завдання – створення методології аналізу кінематики руху складного тіла – необхідно знати масові характеристики та особливо відстань координат центра ваги складного тіла в горизонтальній площині до основи. Для обчислення цих характеристик запропоновано використовувати комп'ютерну програму SolidWorks.

Запропоновано загальну методологію визначення координат центра мас складного тіла у вертикальній та горизонтальній площинах за допомогою середовища SolidWorks. Процес дослідження включає такі етапи:

1. Моделювання тіла об'єкта. Спершу необхідно створити комп'ютерну 3D-модель об'єкта, який досліджується. Для цього використовують 3D-моделі, створені у програмах тривимірної графіки. Якщо об'єкт складається з різних вузлів або елементів, то спершу будують деталі, які потім об'єднують у вузли. Останні з'єднують у загальну складальну одиницю з можливістю додавання вантажів різного призначення. Також для більш точного аналізу можна додавати 3D-модель водія та пасажера. Загальна виріб у зборі 3D- моделі транспортного засобу починається зі створення окремих складальних одиниць вузлів. На рис.4.3 та рис. 4.4. показано 3D-моделі зборок кабіни та коробки передач, а на рис. 4.5, 4.6, 4.7 представлено 3D-моделі зборок рами, кузова, рухомої частини з двигуном транспортного засобу, який вибрано у вигляді прикладу.

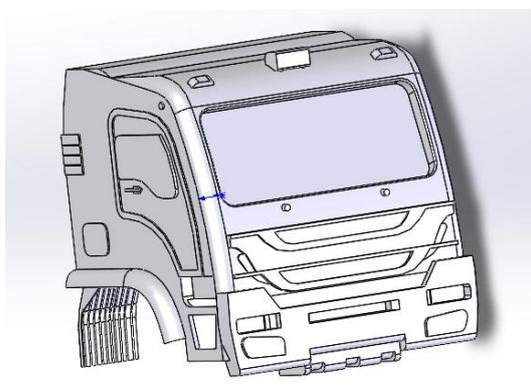


Рис. 4.3 – Скріншот 3D-моделі кабіни

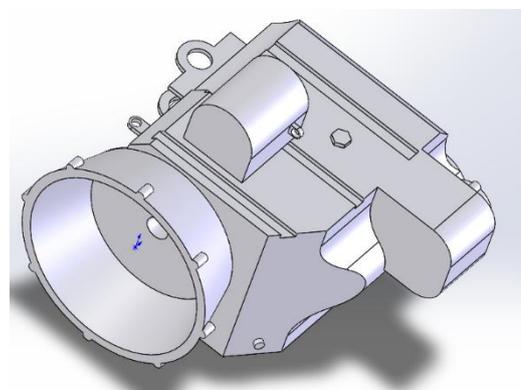


Рис. 4.4 – Скріншот 3D-моделі коробки передач

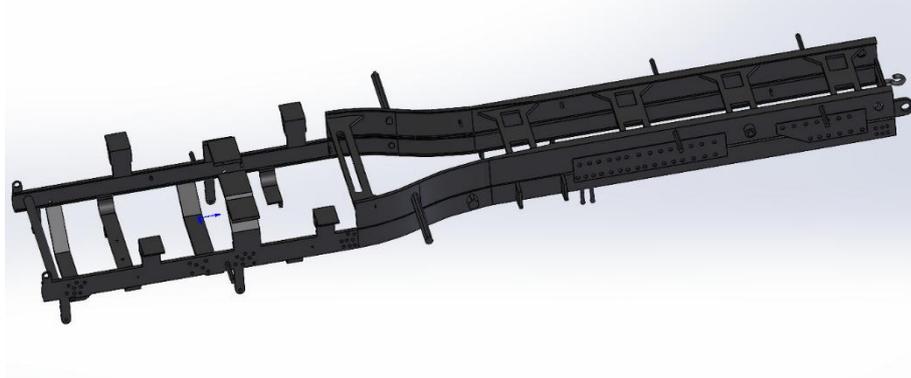


Рис. 4.5 – Скріншот 3D-моделі рами

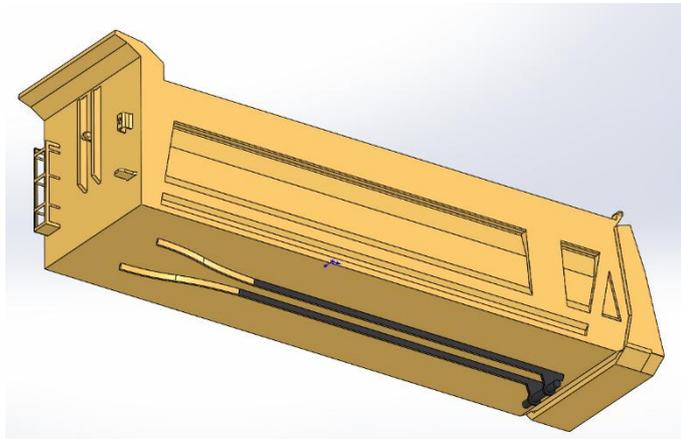


Рис. 4.6 – Скріншот 3D-моделі кузова

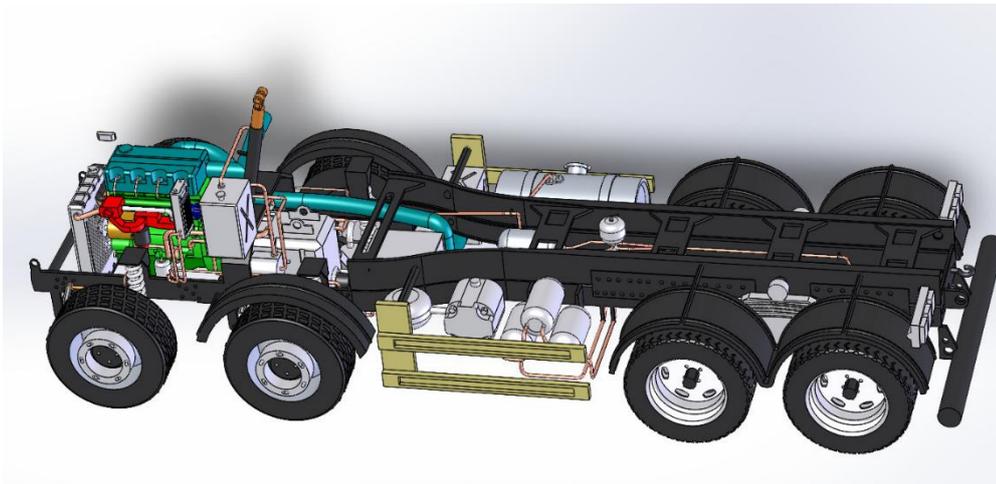


Рис. 4.7 – Скріншот 3D-моделі рухомої частини з двигуном

У результаті об'єднання 3D-моделей усіх вузлів отримаємо 3D-модель транспортного засобу, яка показана на рис. 4.8.



Рис. 4.8 – Скріншот 3D-моделі транспортного засобу

3. Обчислення маси та координат центра ваги. Для 3D-моделі об'єкта необхідно обчислити його масу та координати центра мас відносно певної системи координат. Масу можна знайти, знаючи густину матеріалу і об'єм об'єкта. Система комп'ютерного моделювання SolidWorks надає розширені можливості встановлення маси, координат центра ваги, враховуючи геометрію моделі та її об'єм, з урахуванням матеріалів, з яких виготовлені окремі її деталі за допомогою необхідних опцій.

4. Відображення результатів. Система комп'ютерного моделювання SolidWorks має можливість конвертувати 3D-модель об'єкту у графічні кресленики. За допомогою яких, застосувавши необхідні опції, є можливість з високою точністю визначити у певних проєкціях відстані до основи та відстані від необхідних точок складного об'єкту.

5. Кінематичний аналіз. За допомогою наведених вище залежностей (4.4), (4.5) проводяться розрахунки та будуються порівняльні графіки критичних швидкостей руху при перекиданні на повороті з розрахунковими параметрами відстані центра мас до основи у горизонтальній проєкції та з урахуванням характеристики полотна дороги.

6. Відображення результатів. Результати методології відображаються у вигляді 3D-моделей з координатами центра ваги у необхідних проєкціях та цифровими результатами та порівняльними графіками висоти центра мас до основи у горизонтальній проєкції для рекомендованого діапазону та розрахункового за 3D-моделлю і графіками критичних швидкостей руху

складного багатомасового об'єкта при перекиданні на повороті різних радіусів та характеристик полотна дороги.

Варто зазначити, що найбільш складним етапом за часом є створення комп'ютерних моделей багатомасових і багатотільних систем, які досліджуються, але при застосуванні запропонованої методології отримуємо найточніше значення координат центра ваги без проведення тривалих натурних вимірювань.

Наведемо приклад застосування методології визначення критичних параметрів руху об'єкта складної об'ємної конфігурації з метою отримання найбільш точних даних при проведенні експертно-криміналістичних досліджень руху транспортних засобів за складними траєкторіями, які є важливим результатом. Тому виникає завдання порівняння критичних швидкостей руху за залежностями (ф.4.4, ф. 4.5), у яких присутня висота центра ваги від дорожнього покриття в порівнянні з рекомендаціями, які знаходяться у межах: для спорядженого вантажного транспорту від 0,6 до 1,0 м; для легкового транспорту від 0,4 до 0,5 м. [162] та рекомендованих за таблицями [149] з визначеними за запропонованою методологією.

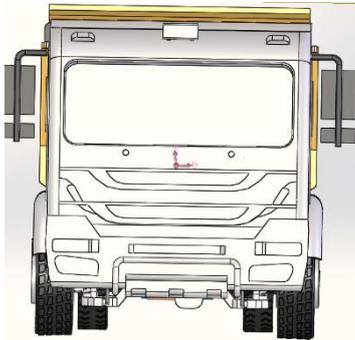
### **4.3 Приклад визначення координат центра ваги та маси для спорядженого вантажного транспортного засобу за допомогою SolidWorks**

Як приклад наведемо визначення координат центра ваги та маси для спорядженого вантажного транспортного засобу без вантажу та з вантажем. У програмному продукті CAD-системи (SolidWorks) будується 3D-модель складного рухомого об'єкта у масштабі 1:10 (рис. 4.8).

Створюються графічні проєкції складного рухомого об'єкта (рис. 4.9), (рис. 4.10) та за допомогою опції CAD-системи визначається його маса та координати центра ваги для спорядженого вантажного транспортного засобу без вантажу (рис. 4.9), (рис. 4.10) та з вантажем – насипний гравій (рис. 4.11).

Для чого за допомогою опцій CAD-системи вибирається вид вантажу,

його питома вага, геометрична конфігурація, та місце його розміщення у складному рухомому об'єкті.



Масові характеристики: Зборка 4  
Конфігурація: по замовчуванню  
Система еоординат: -- по замовчуванню –

Маса = 875808,17 грамів

О'бєм = 875808168, кубічні міліметри

Площа поверхні = 38208810, квадратні міліметри

Центр ваги: (міліметри)

X = 733,34

Y = 252,69

Z = 131,75

Рис. 4.9 – Скріншот фронтального виду складного рухомого об'єкта без навантаження та результати визначення маси та координат центра ваги



Масові характеристики: Зборка 4  
Конфігурація: по замовчуванню  
Система еоординат: -- по замовчуванню –

Маса = 875808,17 грамів

О'бєм = 875808168, кубічні міліметри

Площа поверхні = 38208810, квадратні міліметри

Центр ваги: (міліметри)

X = 733,34

Y = 252,69

Z = 131,75

Рис. 4.10 – Скріншот виду з боку складного рухомого об'єкта без навантаження та результати визначення маси та координат центра ваги



Маса = 2260085,79 грамів

О'бєм = 1493789250,12 кубічні міліметри

Площа поверхні = 43054491,73 квадратні міліметри

Центр ваги: (міліметри)

X = 207,22

Y = 255,65

Z = 235,56

Рис. 4.11 – Скріншот виду збоку складного рухомого об'єкта з навантаженням (гравій) та результати визначення маси та координат центра

ваги

3D-модель рухомого об'єкта імпортується у графічні проєкції об'єкта у CAD-системі (кресленики) та за допомогою опції проставлення розмірів визначаються відстані розташування центра ваги у вертикальній та горизонтальній проєкції об'єкта (рис. 4.12). Надалі проводиться розрахунок критичної швидкості руху перекидання при повороті складного рухомого об'єкта за формулами (4.4) або (4.5).

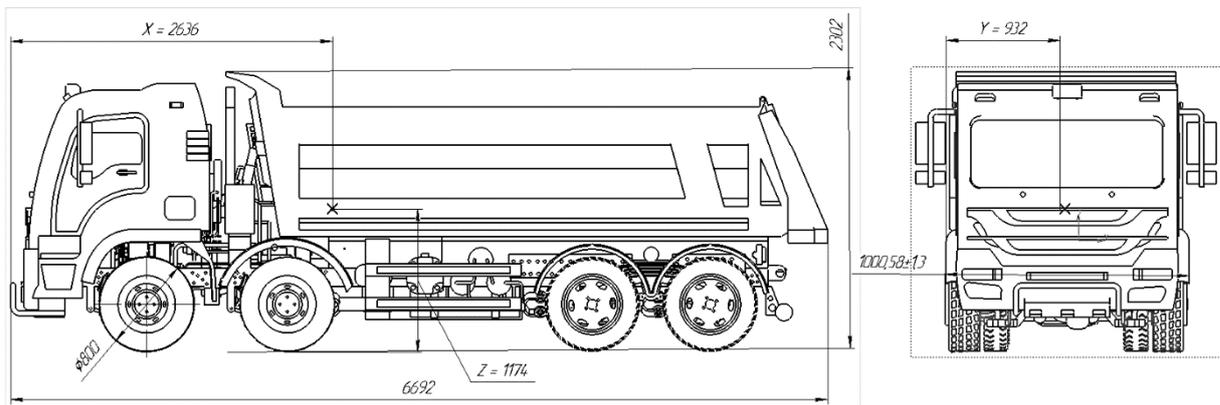


Рис. 4.12 – Кресленик рухомого об'єкта без вантажу у двох проєкціях, з яких визначають відстані від центра ваги об'єкта до основи

#### 4.4 Визначення відстані від центра ваги об'єкта до основи та критичної швидкості при перекиданні спорядженого вантажного транспортного засобу за допомогою SolidWorks

На діаграмі (рис. 4.13) представлено результати порівняння зміни відстані від центра ваги досліджуваного об'єкта до основи для рекомендованих меж з результатами, отриманими при застосуванні запропонованої методології.

З наведеного прикладу застосування методології для визначення висоти центра ваги до основи для спорядженої маси транспортного засобу без вантажу дало точну відстань висоти центра ваги до основи 1174 мм у порівнянні з рекомендованою 1000 м., а з вантажем ще більшу відстань висоти центру – 1413 мм.

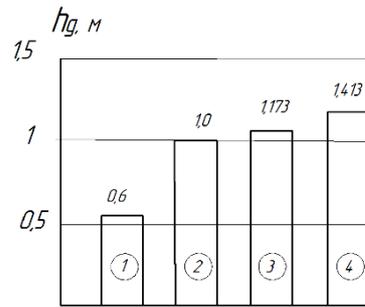


Рис. 4.13 – Діаграма зміни відстані від центра ваги об'єкта до основи:  
 1 – нижнє значення відстані рекомендованого діапазону; 2 – верхнє значення відстані рекомендованого діапазону; 3 – величина відстані розрахована за запропонованою методологією для спорядженого транспортного засобу;  
 4 – величина відстані розрахована за пропонованою методологією для навантаженого транспортного засобу (гравій)

За допомогою програмного продукту Excel було проведено розрахунки критичних швидкостей руху в момент перекидання при проходженні криволінійної ділянки полотна шляху як без ухилу полотна (ф. 4.4), так і з ухилом (ф. 4.5). Було побудовано графік (рис. 4.14) для різних висот центра ваги та різних радіусів скруглення полотна шляху та з різними кутами ухилу полотна.

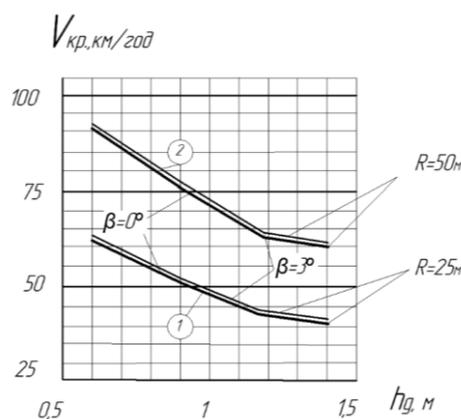


Рис. 4.14 – Графік зміни критичної швидкості, визначеною за формулами (4.4) та (4.5) для різних відстаней центра ваги об'єкта до основи  $h_g$  і від зміни різних параметрів:  $R$  – радіус скруглення шляху;  $\beta$  – кут ухилу полотна шляху; 1 – крива, розрахована за ф. (4.4); 2 – крива, розрахована за ф. (4.5)

За допомогою програмного продукту Excel було проведено розрахунки критичних швидкостей руху в момент перекидання при проходженні криволінійної ділянки шляху без ухилу полотна (ф. 4.4). Було побудовано графік (рис. 4.15) для різних висот центра ваги та різних радіусів скруглення полотна шляху.

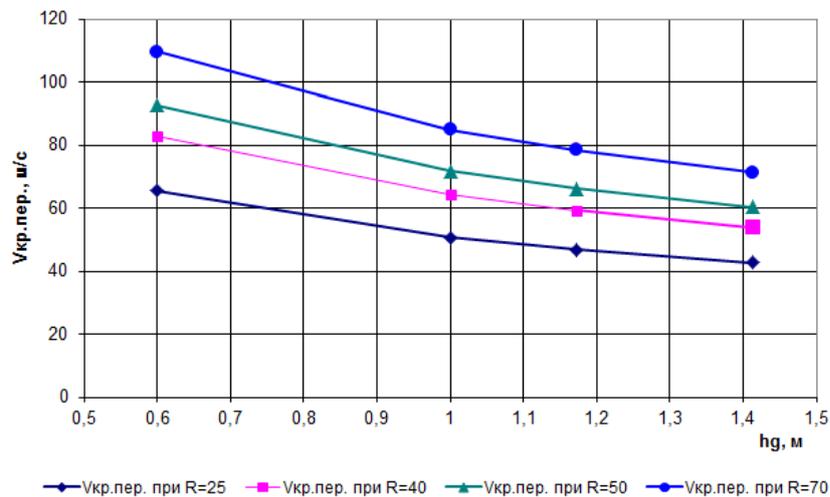


Рис. 4.15 – Графік зміни критичної швидкості визначеною за формулою (ф. 4.4) та для різних відстаней центру ваги об'єкта до основи  $h_g$  і від зміни різних параметрів:  $R$  – радіуса скруглення шляху;  $\beta = 0$

Аналіз графічних залежностей (рис. 4.10) показує: що вище розташований центр мас автомобіля та що вужча його колія, то більшою є ймовірність бічного перекидання транспортного засобу на повороті з поперечним ухилом.

Наявність вантажу в кузові, особливо великогабаритного, збільшує висоту центра ваги, тим самим знижуючи стійкість.

За допомогою програмного продукту Excel було проведено розрахунки критичних швидкостей руху в момент перекидання при проходженні криволінійної ділянки шляху без ухилу полотна та з ухилом від  $0^0$  до  $12^0$ .

У результаті розрахунків побудовано порівняльні номограми (рис. 4.16).

Тому для проведення аналізу події, що сталася з певним транспортним засобом, запропоновано методологію визначення критичних параметрів руху з

урахуванням ваги транспортного засобу, виду вантажу та місця його розташування у кузові, що дає точне визначення центра ваги та його координат, а в кінцевому результаті дає підвищення точності отриманих результатів.

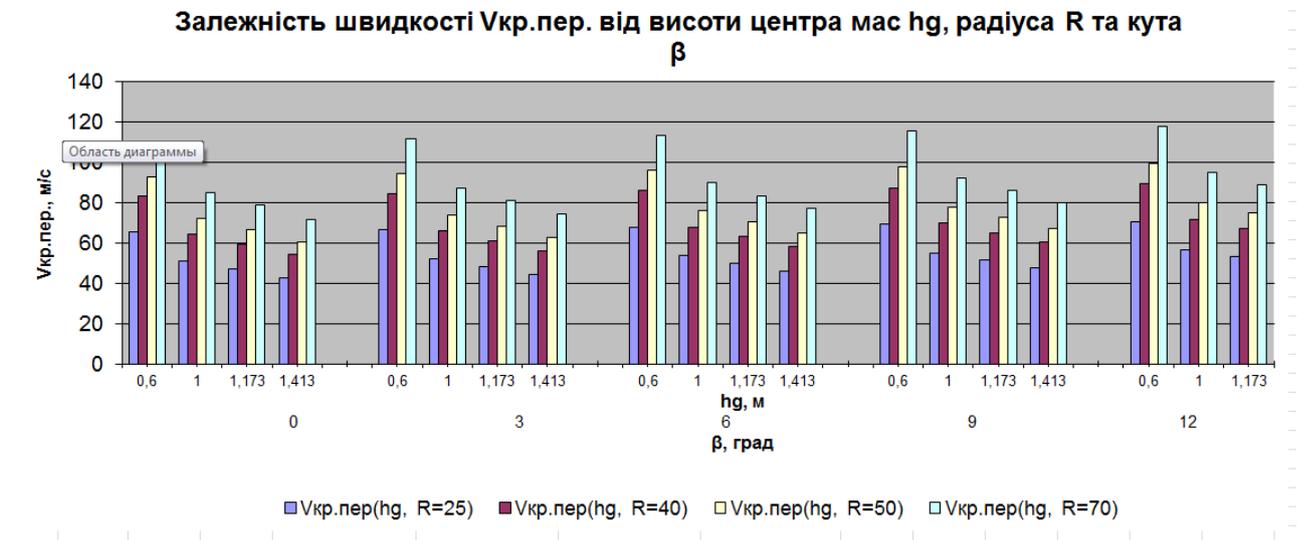


Рисунок 4.16 – Номограми зміни критичної швидкості, визначеною за ф. (4.5) для різних відстаней центра ваги об'єкта до основи  $h_g$  і від зміни різних параметрів:  $R$  – радіуса скруглення шляху;  $\beta$  – кута ухилу полотна шляху

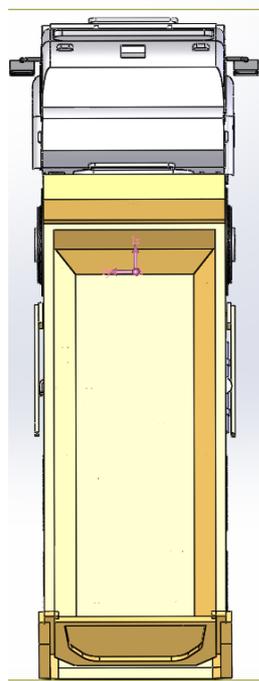
Було застосовано пропоновану методологію моделювання у SokidWorks для визначення параметрів виникнення заносу передньої осі автомобіля та задньої осі автомобіля, який рухається на повороті.

Ковзання коліс залежить від коефіцієнта зчеплення шин при боковому ковзанні, який в свою чергу залежить від координат розташування центра мас у горизонтальній та вертикальній площинах, про що свідчать залежності ф. 1.11 та ф. 1.12.

З аналізу розрахункових схем 1.26 та 1.27 заносу передньої та задньої осі транспортного засобу видно, що прийнято припущення – центр ваги транспорту розташовано у його геометричному центрі і, відповідно, реакції на шини однакові.

Провівши моделювання вантажного транспортного засобу у SolidWorks

та виконавши розрахунки центру мас у горизонтальній площині встановлено, що центр мас для незавантаженого засобу зміщено до передніх коліс (рис. 4.17).



а

Масові характеристики: Зборка 9

Конфігурація: По замовчуванню

Система координат: По замовчуванню

Маса = 875808.17 грамів

Об'єм = 875808168.94 кубічні міліметри

Площа поверхні = 38208810.69 квадратні міліметри

Центр ваги : (міліметри)

X = 733.34

Y = 252.69

Z = 131.75

Основні осі інерції і основні моменти інерції: (грамів \* квадратні міліметри)

центр ваги

$I_x = (0.99, 0.01, 0.10)$        $P_x = 135854936505.15$

$I_y = (-0.01, 1.00, 0.07)$        $P_y = 850294647714.16$

$I_z = (-0.10, 0.07, 0.99)$        $P_z = 875404911017.43$

Моменти інерції: (грамів \* квадратні міліметри)

Визначаються в центрі ваги і вирівнюються відносно системи координат виводу.

$L_{xx} = 143939296423.08$        $L_{xy} = 4703952142.98$        $L_{xz} = 76731637361.47$

$L_{yx} = 4703952142.98$        $L_{yy} = 850382574750.71$        $L_{yz} = 2247056763.70$

$L_{zx} = 76731637361.47$        $L_{zy} = 2247056763.70$        $L_{zz} = 8672326240.45$

Моменти інерції: (грамів \* квадратні міліметри)

Вираховуються за допомогою системи координат виводу.

$I_{xx} = 215066233116.25$        $I_{xy} = 167000390696.36$        $I_{xz} = 161350310921.65$

$I_{yx} = 167000390696.36$        $I_{yy} = 1336580417747.73$        $I_{yz} = 31405116187.00$

$I_{zx} = 161350310921.65$        $I_{zy} = 31405116187.00$        $I_{zz} = 13941523457.24$

б

Рис. 4.17 – Скріншот вигляду зверху складного рухомого об'єкта: а – без навантаження; б – результати визначення маси та координат центра ваги

Для завантаженого транспорту засобу центр мас також незначно зміщений до передніх коліс (рис. 4.18)

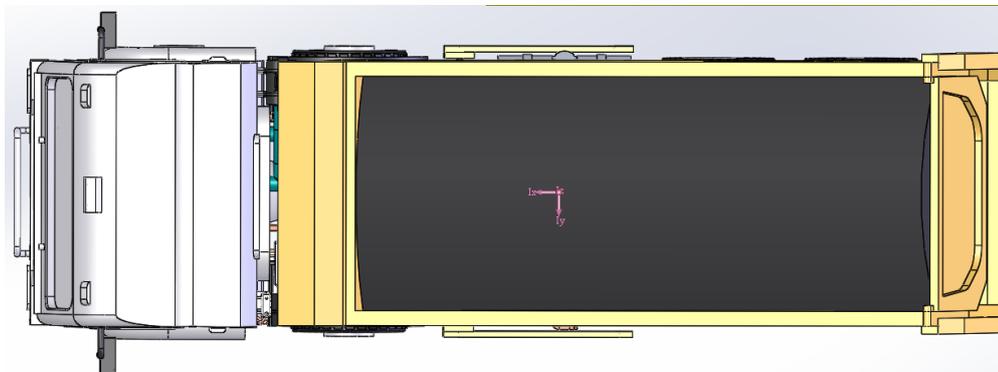


Рис. 4.18 – Скріншот вигляду зверху складного рухомого об'єкта з навантаженням (гравій)

Масові характеристики: Зборка 9  
 Конфігурація: По замовчуванню  
 Система координат: По замовчуванню  
 Маса = 2260085.79 грамів  
 Об'єм = 1493789250.12 кубічні міліметри  
 Площа поверхні = 43054491.73 квадратні міліметри  
 Центр ваги : (міліметри)  
 $X = 207.22$   
 $Y = 255.65$   
 $Z = 235.56$   
 Основні осі інерції і основні моменти інерції: (грамів \* квадратні міліметри )  
 центр ваги  
 $I_x = ( 1.00, 0.00, 0.00)$      $P_x = 241324996093.51$   
 $I_y = (0.00, 1.00, 0.06)$      $P_y = 1721602707357.46$   
 $I_z = ( 0.00, 0.06, 1.00)$      $P_z = 1765427990737.58$   
 Моменти інерції: (грамів \* квадратні міліметри )  
 Визначаються в центрі ваги і вирівнюються відносно системи координат виводу.  
 $L_{xx} = 214345004092.85$      $L_{xy} = 2483290885.37$      $L_{xz} = 4909018221.64$   
 $L_{yx} = 2483290885.37$      $L_{yy} = 1721762673825.95$      $L_{yz} = 2685226954.55$   
 $L_{zx} = 4909018221.64$      $L_{zy} = 2685226954.55$      $L_{zz} = 1765248016.45$   
 Моменти інерції: (грамів \* квадратні міліметри )  
 Вираховуються за допомогою системи координат виводу.  
 $I_{xx} = 514460803743.07$      $I_{xy} = 122214001942.90$      $I_{xz} = 115231802706.49$   
 $I_{yx} = 122214001942.90$      $I_{yy} = 1944222741267.82$      $I_{yz} = 138787140999.85$   
 $I_{zx} = 115231802706.49$      $I_{zy} = 138787140999.85$      $I_{zz} = 20100086647.45$

Рис. 4.19 – Результати визначення маси та координат центра ваги

З проведеного аналізу можна зробити висновок, що для більш точного визначення критичних швидкостей заносу передньої та задньої осі транспортного засобу необхідно визначати реакцію передніх та задніх коліс як для не завантаженого, так і завантаженого транспорту.

#### 4.5 Висновки до розділу 4 і перспективи розвитку напрямку

1. Отримала подальший розвиток методологія визначення масових та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта в процесі експертного дослідження за допомогою програмного продукту SolidWorks, що дає можливість скоротити витрати часу на визначення масових характеристик у порівнянні з натурними дослідженнями та підвищити точність розрахунків відстані розташування центра ваги у вертикальній та горизонтальній проєкції об'єкта для конкретного випадку, завдяки заміні проведення натурних експериментів на комп'ютерний аналіз та впливу суб'єктивних факторів при вимірюванні, що дає можливість з більшою точністю розрахувати кінематичні

характеристики об'єкта.

2. Аналіз результатів розрахунків висоти центра ваги та критичної швидкості перекидання на повороті, відповідно до рекомендованого діапазону, показав, що для реальних значень висоти центра ваги, отриманих за запропоновагою методологією, критична швидкість нижчі на 9 км/год відповідно до верхньої границі діапазону при рівному полотні шляху і радіусі повороту 50 м, а також нижчі на 9 км/год при полотні шляху з нахилом під кутом  $\beta$  при радіусі повороту 50 м, а кут нахилу дороги  $\beta = 3^\circ$  збільшує критичну швидкість на 2 км/год.

3. Застосування запропонованої номограми зміни критичної швидкості для аналізу впливу різних факторів на картину руху колісного транспорту, визначено] для різних відстаней центра ваги об'єкта до основи  $h_g$  і від зміни різних параметрів: радіуса скруглення полотна шляху, кута ухилу полотна шляху дає можливість більш точно оцінити вплив факторів на рух транспортного засобу.

4. У подальших дослідженнях для більш точного визначення критичної швидкості заносу передньої та задньої осі транспортного засобу необхідно точно визначати розташування координат центра ваги у горизонтальній площині та визначати реакцію передніх та задніх коліс як для незавантаженого, так і завантаженого транспорту.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз стану наукових досліджень показав, що задачі аналізу визначення координат центра ваги, кінематики та динаміки багатомасових і багатотільних систем є актуальним науково-технічним завданням для багатьох галузей народного господарства.

2. Аналіз існуючих теоретичних та практичних досліджень визначення координат центра ваги та координат його розташування показав, що існує багато методик для їх визначення. Результати досліджень знаходять застосування при статичному балансуванні багатомасових і багатотільних систем як у технології машинобудування, так і при аналізі руху транспортних засобів.

3. Обґрунтовано застосування, у порівнянні з відомими програмами, вибір за параметрами складності конфігурації та вартості програмного продукту SolidWorks для визначення координат центра ваги складних за конструктивними параметрам об'єктів.

4. Встановлено, що методики визначення ваги та координат центра ваги транспортних засобів для визначення критичних швидкостей руху за складними траєкторіями та заносу виконані зі значними припущеннями, що призводить до похибок, а практичне визначення потребує додаткових пристроїв та займає значний час.

5. Результати аналізу літературних джерел і патентного огляду дали можливість сформулювати науково-технічне завдання, мету й задачі для досягнення поставленої мети, яка полягає у впровадженні інформаційних технологій підтримки та прийняття рішень при проектуванні та аналізі руху складних технічних систем з урахуванням просторової форми складових об'єктів та змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації.

6. Отримала подальший розвиток методологія визначення параметрів противаги для статичного балансування консольної борштанги в процесі її проектування та дослідження кінематики руху вершини різця при

розточуванні глухих отворів за допомогою програмного продукту SolidWorks Motion, що дає можливість скоротити витрати часу на проведення натурного визначення масових характеристик противаги та підвищити точність розрахунків відстані розташування центра ваги у вертикальній та горизонтальній проєкції борштанги для конкретного її розміру.

7. За результатами проведених досліджень зміщення вершини різця борштанги можна рекомендувати раціональні режими оброблення заготовки при розточуванні глухих отворів. Виходячи з допуску на радіальне биття поверхні отвору, можна рекомендувати для борштанги, яка досліджувалась, такі режими різання  $V =$  від 240 до 480 м/хв.

8. Розроблено методологію, із застосуванням програмного продукту SolidWorks, для статичного балансування спеціальних токарних пристроїв в процесі проєктування на машинобудівних підприємствах та проведено дослідження з моделювання кінематики руху спеціальних токарних пристроїв, які статично збалансовані в процесі проєктування, з можливістю досягнення необхідної точності оброблення при застосовуванні максимальних режимів оброблення на токарних верстатах.

9. З проведених досліджень кінематики руху спроектованого спеціального пристрою, який статично збалансовано в процесі проєктування, встановлено, що зміщення поверхні отвору за координатами  $X$  та  $Y$  не перевершує 0,08 мм. Таке зміщення набагато менше за відповідний допуск на поверхню отвору і дає можливість застосовувати максимальні режими оброблення на токарних верстатах – до 2000 об/хв на швидкості до 500 м/хв з метою отримання високої продуктивності процесу оброблення заготовок.

10. Проаналізовано заводське креслення колінчастого валу та застосовано запропоновану методологію його статичного балансування в процесі проєктування і встановлено, що зазначені розміри на кресленні деталі дають дисбаланс деталі по осях  $Y = 0,41$  мм та по  $Z = -0,02$  мм і, відповідно, є потреба у статичному балансуванні. Відповідно, для визначення конфігурації противаги та її маси застосовано оригінальний макрос, створений у середовищі

SolidWorks, що є ефективним засобом автоматизації інженерних розрахунків і моделювання.

11. Автоматизація процесу балансування за допомогою VBA-макросів забезпечує комплексне покращення як швидкодії, так і точності. Зменшення часу виконання операцій від 7 до 15 разів у поєднанні зі зниженням похибок до рівня нижче 1 % підтверджує доцільність впровадження такого підходу у практику конструкторських і технологічних підрозділів. Це дозволяє підвищити ефективність проєктування, мінімізувати ризик помилок і забезпечити стабільну високу якість моделей на етапі підготовки виробництва.

12. Отримала подальший розвиток методологія визначення масових та кінематичних характеристик транспортного засобу в процесі експертного дослідження за допомогою програмного продукту SolidWorks, що дає можливість скоротити витрати часу на визначення масових характеристик у порівнянні з натурними дослідженнями та підвищити точність розрахунків відстані розташування центра ваги у вертикальній та горизонтальній проєкції об'єкта для конкретного випадку, завдяки заміні проведення натурних експериментів на комп'ютерний аналіз та впливу суб'єктивних факторів при вимірюванні, що дає можливість з більшою точністю розрахувати критичні кінематичні характеристики об'єкта.

13. Аналіз результатів розрахунків висоти центра ваги та критичної швидкості перекидання транспортного засобу на повороті, відповідно до рекомендованого діапазону, показав, що для реальних значень висоти центра ваги, отриманих за запропонованою методологією, критична швидкість нижча на 9 км/год відповідно до верхньої границі діапазону при рівному полотні шляху і радіусі повороту 50 м, а також нижча на 9 км/год при полотні шляху з нахилом під кутом  $\beta$  при радіусі повороту 50 м, а кут нахилу дороги  $\beta=3^\circ$  збільшує критичну швидкість на 2 км/год.

14. Застосування запропонованої номограми зміни критичної швидкості для аналізу впливу різних факторів на картину руху колісного транспорту, визначеної для різних відстаней центра ваги об'єкта до основи  $h_g$  і від зміни

різних параметрів: радіуса скруглення полотна шляху, кута ухилу полотна шляху, дає можливість більш точно оцінити вплив факторів на рух транспортного засобу.

15. У подальших дослідженнях для більш точного визначення критичної швидкості заносу передньої та задньої осі транспортного засобу необхідно точно визначати розташування координат центра ваги у горизонтальній площині та визначати реакцію передніх та задніх коліс як для не завантаженого, так і завантаженого транспорту.

16. Інформаційні технології підтримки та прийняття рішень при проєктуванні та виготовленні складних технічних систем з урахуванням просторової форми складових об'єктів та змінних параметрів об'ємної геометричної конфігурації передано для впровадження на підприємство на ПП «Резонанс – Пласт» м. Хмельницький.

17. Запропоновану методологію моделювання динаміки багатомасових складних рухомих об'єктів у SolidWorks, максимально наближених до їхньої реальної конфігурації, використано для передбачення та оптимізації параметрів руху транспортних засобів і визначення характеристик руху, що в кінцевому результаті підвищує якість та точність проведення експертних досліджень, передано Хмельницькому НДЕКЦ до впровадження.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Водолазська О. Г., Подлесний С. В., Іскрицький В. М. Теоретична механіка. Динаміка механічної системи та твердого тіла: навчальний посібник для студентів усіх спеціальностей. Краматорськ: ДДМА, 2012. 312 с.
2. Оласюк Я. В. Теоретична механіка {текст}: конспект лекцій для студентів спеціальності спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» спеціалізації «Будівництво та експлуатація будівель та споруд». Любешів: ЛТК ЛНТУ, 2017. 108 с.
3. Бондаренко А. А., Дубінін О. О., Переяславцев О. М. Теоретична механіка: Підручник: У2 ч. Ч.1 : Статика. Кінематика. К.: Знання, 2004 599 с. ISBN 996-8148-01-0.
4. Практикум з теоретичної механіки. Статика, кінематика. Частина 1./ Багнюк Г. А., Галанзовська В. В., Наконечний В. В., Серілко Л. С. Навчальний посібник. Рівне: НУВГП, 2014. 162 с.
5. Стоян Ю. Г. Размещение геометрических объектов. Киев : Наук. думка, 1975. 239 с.
6. Стоян Ю. Г., Гиль Н. И. Методы и алгоритмы размещения плоских геометрических объектов. Киев: Наук. думка, 1976. 247 с.
7. Стоян Ю. Г., Яковлев. С. В. Математические модели и оптимизационные методы геометрического проектирования. Киев: Наук. думка. 1986. 268 с.
8. Стоян Ю. Г., Кулиш Е. Н. Автоматизация проектирования компоновки оборудования летательных аппаратов. Машиностроение, 1984. 191 с.
9. Стоян Ю. Г., Путятин В. П. Размещение источников физических полей. Киев: Наук. думка, 1981. 184 с.
10. Яковлев С. В., Гиль Н. И., Комяк В. М. Элементы теории геометрического проектирования. Под ред. В. Л. Рвачева. Киев: Наук. думка, 1995. 241 с.

11. The Concept of a Regional Information-Analytical System for Emergency Situations / I. Grebennik, O. Khriapkin, A. Ovezgeldyyev, V. Pisklakova, I. Urniaieva. *International Conference on Information Technology in Disaster Risk*. Vol. 516. Springer, Cham, 2019. P. 55–66.

12. Гребенник И. В., Романова Т. Е., С. Б. Шеховцов С. Б. Принятие решений в информационных системах решения задач геометрического проектирования. *Бионика интеллекта*. 2008. №1 (68). С. 79–83.

13. Гребенник И. В., Кузьменко С. В. Модели синтеза структур систем контроля в распределенных системах. *Вестник Херсонского национального технического университета*. Херсон, 2005. № 1(21). С. 340–345.

14. Комбинаторные конфигурации в оптимизационных задачах балансной компоновки / Гребенник И. В. та ін. *Кибернетика и системный анализ*. 2018. Т. 54, № 2. С. 55–67.

15. Balance Layout Problem for 3D-Objects: Mathematical Model and Solution Methods / Kovalenko A. A. T. E. Romanova, P. I. Stetsyuk. *Cybernetics and Systems Analysis*. 2015. Vol. 51, №4. P. 556–565.

16. Balance Layout Problems: Mathematical Modeling and Nonlinear Optimization / Yu. Stoyan, T. Romanova, A. Pankratov, A. Kovalenko, P. Stetsyuk // *Space Engineering. Modeling and Optimization with Case Studies*. G. Fasano and J. Pintér (Eds.). *Springer*, New York. 2016. Vol. 114, P. 369–400.

17. Киселева Е. М., Коряшкина Л. С. Модели и методы решения непрерывных задач оптимального разбиения множеств: линейные, нелинейные и динамические задачи. Киев : Наук. думка. 2013. 604 с.

18. Построение начальных точек и поиск локальных экстремумов задачи компоновки 3D-объектов в цилиндрической области / Стоян Ю. Г. та ін. *Докл. НАН Украины*. 2013, № 12, С. 52–58.

19. Оптимизация компоновки трёхмерных объектов в многосвязной области с учётом кратчайших расстояний. / Стоян Ю. Г. та ін. *Кибернетика и системный анализ*. 2014, № 3, С. 58–70.

20. Stoyan Yu., Romanova T. Mathematical Modeling of Interaction of Primary Geometric 3D Objects. *Cybernetics and system analysis*. 2005. Vol. 41. № 3. P. 332–342.
21. G. Fasano and J. Pintér. Modeling and Optimization in Space Engineering. *Springer*, New York, 2013. Vol. 73. P. 363–388.
22. Tools of mathematical modelling of arbitrary object packing problems / J. Bennell etc. *Annals of Operations Research*. *Springer*, Netherlands, 2010. Vol. 179. № 1. P. 343–368.
23. Stoyan Yu., Yaskov G. Packing unequal circles into a strip of minimal length with a jump algorithm. *Optimization Letters*. 2014. Vol.8(3). P. 949–970.
24. Stoyan Yu., Yaskov G., Scheithauer G. Packing of Various Solid Spheres into a Parallelepiped. *Central European Journal of Operational Research*. 2003. Vol. 11(4). P. 389–407.
25. Stoyan Y. G., Yaskov G. The configuration space of geometric objects. *Cybernetics and Systems Analysis*, Vol. 54, no. 5 2018. P. 715–722.
26. Yakovlev S. V. The method of artificial space dilation in problems of optimal packing of geometric objects. *Cybernetics and Systems Analysis*. 2017. Vol. 53(5). P. 725–732.
27. Yakovlev S. V. On a class of problems on covering of a bounded set. *Acta Mathematica Hungarica*. 1989. Vol. 53. №3. P. 253–262.
28. Shekhovtsov S. B., Yakovlev S. V. Formalization and solution of one class of covering problem in design of control and monitoring systems. *Автоматика и телемеханика*. 1989. Vol. 50. № 5. P. 705–710.
29. Obtaining local extremum in the problem of covering the fields by the circles of variable radii / V. M. Komyak etc. *УСУМ*. 2016, №2, С. 22–27.
30. The problem of covering the fields by the circles in the task of optimization of observation points for ground video monitoring systems of forest fires / V. Komyak etc. *Econtechmod an International Quarterly Journal*. 2016, vol.5, №2, P. 133–138.

31. Упаковка эллипсов в прямоугольник минимальных размеров / А. Н. Данилин та ін. Киев: УСиМ. 2016, №5. С. 5–9.
32. Математичні методи оптимізації та інтелектуальні комп'ютерні технології моделювання складних процесів і систем з урахуванням просторових форм об'єктів / В. В. Грицик та ін. Донецьк: ІІІІ "Наука і освіта". 2011. 650 с.
33. Hulianytskyi L., Malyshko S. Big Data in Information Analytical System "NEWSCAPE". In: Data Stream Mining & Processing. Proc. IEEE First Int. Conf. on Data Stream Mining & Processing (23-27 August 2016, Lviv, Ukraine). P. 382–386.
34. Hulianytskyi L., Riasna I. Formalization and Classification of Combinatorial Optimization Problems lianytskyi. *Springer Optimization Methods and its Applications*. 2017. 130. P. 239–250.
35. Hulianytskyi L., Riasna I. Automatic Classification Method Based on a Fuzzy Similarity Relation. *Cybernetics and Systems Analysis*. 2016. 52, №1. P. 30–37.
36. Zaslavsky V., Ievgiienko V. Risk analyses and redundancy for protection of critical infrastructure. Monographs of System Dependability, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wroclawskiej, Wroclaw, Poland. 2010. P. 161–173.
37. Optimal clustering of a pair of irregular objects / J. A. Bennell yec. *Journal of Global Optimization*. 2015. № 61(3). P. 497–524.
38. Bennell J. A., Oliveira J. F. The geometry of packing problems: A tutorial. *Europ. Journal of Oper.* 2008. Vol. 184, Issue 2, P. 397–415
39. Tools of mathematical modelling of arbitrary object packing problems / J. Bennell etc. Annals of Operations Research. *Springer*, Netherlands, 2010. Vol. 179. № 1. P. 343–368.
40. Chao Che, Yi- Shou Wang, Hong-fei Teng. Test problems for quasi-satellite packing: Cylinders packing with behavior constraints and all the optimal solutions known. 2008. 11 P. URL: [http://www.optimizationonline.org/DB\\_HTML/2008/09/2093.html](http://www.optimizationonline.org/DB_HTML/2008/09/2093.html).

41. Fei T., Teng H. F. A modified genetic algorithm and its application to layout optimization. *Journal of Software*. 1999. № 10. P. 1096–1102.
42. Teng H., Sun S., Ge. W., Zhong W. Layout optimization for dishes installed on a rotating table –the packing problem with equilibrium behavioral constraints. *Science in China. Series A. Mathematics Physics Astronomy & Technological Sciences*. 1994. № 37 (10). P. 1272–1280.
43. Sun Z., Teng H. Optimal layout design of a satellite module. *Engineering optimization*. 2003. № 35 (5). P. 513–530.
44. Fasano G. A. Global Optimization point of view for non-standard packing problems. *J. Glob. Optim.* 2013 Vol. 55 (2), P. 279–299
45. G. Fasano, J. D. Model Development and Optimization for Space Engineering: Concepts, Tools, Applications, and Perspectives. *Modeling and optimization in space engineering. Series: Springer optimization and its applications*. 2012 Vol. 73, P. 1–32.
46. Fasano G. MIP-based heuristic for non-standard 3D-packing problems. *4OR: Quarterly Journal of the Belgian, French and Italian Operations Research Societies*. 2008. Vol. 6, Issue 3, P. 291–310.
47. Fasano G., Pinter J. editors. *Modeling and Optimization in Space Engineering*, Dordrecht: *Springer*. 2013. 404 p.
48. Спосіб визначення положення центра ваги колісного транспортного засобу у вертикальній площині №19059, МПК В60С 23/0021. u 200500902. / Козлинський М. П., Денис В. В. Заявл. 01.02.2005. Опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12.
49. Спосіб визначення положення центра ваги колісного транспортного засобу №19716 МПК В60С 23/00(21) u200608557(22) / Козлинський М. П., Бурковський А. С., Білодід В. П., Палюх В. М., Слюсаренко О. І., Житенко О. В. Заявл. 31.07.2006. Опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12.
50. Спосіб визначення положення точки центру мас напівпричепа вантажного автомобіля. №63957 МПК G01М 17/00(21) u201103793 / Поляков А. П., Гречанюк М. С. Заявл. 29.03.2011. Опубл. 25.10.2011, Бюл. № 20.

51. Спосіб визначення положення центру ваги тіла. №68193 G01B. u 2010 15512; / Погорілець О. М., Аніскевич Л. В. Заявл 23.12.200 Оpubл. 25.08.2011, Бюл. №16.

52. Спосіб визначення повної маси автомобіля та маси вантажу в процесі руху №92259 МПК G01G 19/03 B60W 40/12. u 2014 01854 / Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тесля В. О. Заявл. 25.02.20. Оpubл.14.08.2014, Бюл. № 15.

53. Стенд для вимірювання кута поперечної стійкості машин, що рухаються, методом послідовного зважування № 122872 МПК G01M 1/00 G01M 17/00 G01B 5/24. u20170979 / Коробко А. І., Лебедев А.Т., Лебедев С.А., Подригало М. А. Заяв. 08.09.2017 Оpubл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

54. Бондаренко Л. М., Довбня М. П., Ловейкін В. С. Деформаційні опори в машинах. Дніпропетровськ: Дніпро-VAL, 2002, стор. 22.

55 . Abele E., Altintas Y., Brecher C. Machine tool spindle units. *CIRP Annals*. 2010. Vol. 59, Is. 2. P. 781–802. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2010.05.002>.

56. Шаповал Ю. В. Криворучко Д. В. Стенд для исследования процесса точения с высокими частотами вращения шпинделя. *Журнал інженерних наук*. 2014. Т.1, № 3. С. 11–18.

57. Динамічне управління коливаннями при точінні / Залога В. О. та ін. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2017. № 79. С. 100–107.

58. Динамічне управління коливаннями при точінні / Залога В. О. та ін. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2017. № 79. С. 100–107.

59. Данильченко Ю. М., Петришин А. І. Моделювання форм коливань механічної коливної системи «шпиндельний вузол-основа». *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*. 2012. № 30. С. 309–316.

60. Nulu Reddeppa, Bommireddy Jayarami Reddy, Hanchate Sudarsana Rao. Coal Mill Foundation – A Finite Element Approach for Study of Dynamic Analysis. *Engineering Science*. Volume 6, Issue 4, December 2021, pp. 82–99. doi: 10.11648/j.es.20210604.14.

61. Oborskyi H., Orgiyan A., Balaniuk A., Balancing spindles with tools for finishing and boring machines. *Proceedings of Odessa Polytechnic University*, ISSN 2223-3814 (online) Issue 1(67), 2023. pp. 7–13.

62. Shen C., Wang G., Wang S. and Liu G. The Imbalance Source of Spindle-Tool System and Influence to Machine Vibration Characteristics. Second International Conference on Digital Manufacturing & Automation, Zhangjiajie, China, 2011, pp. 1288–1291, DOI: 10.1109/ICDMA.2011.317.

63. А.с. 1493388 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий / А. И. Герасимов и др. 4284080/25-08. Заяв.14.07.87. Опубл. 15.07.89. Бюл. №26.

64. А.с. 1174167 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий / В. И. Куклич и др. 3443399/25-08. Заяв.25.05.85. Опубл. 23.08.85. Бюл. №31.

65. А.с. 336890 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий / М. А. Минков и др. 2037534/25-08. Заяв.28.04.76. Опубл. 30.11.76. Бюл. №44.

66. Динамічне управління коливаннями при точінні / В. О.Залога та ін. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2017. №79. С. 100–107.

67. Данильченко Ю. М., Петришин А. І. Моделювання форм коливань механічної коливної системи «шпиндельний вузол-основа». *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*. 2012. № 30. С. 309–316.

68. Oborskyi H., Orgiyan A., Balaniuk A. Balancing spindles with tools for finishing and boring machines. *Proceedings of Odessa Polytechnic University*, ISSN 2223-3814 (online) Issue 1(67), 2023. pp. 7–13.

69. Shen C., Wang G., Wang S. and Liu G. The Imbalance Source of Spindle-Tool System and Influence to Machine Vibration Characteristics. 2011 Second International Conference on Digital Manufacturing & Automation, Zhangjiajie, China, 2011, pp. 1288–1291, DOI: 10.1109/ICDMA.2011.317.

70. А.с. 1493388 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий; № 4284080/25-08 ; заявл.14.07.87; опубл. 15.07.89, Бюл. №26.

71. А.с. 1174167 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий; №3443399/25-08; заявл. 25.05.85; опубл. 23.08.85, Бюл. №31.

72.. А.с. 336890 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий; №2037534/25-08; заявл. 28.04.76; опубл. 30.11.76, Бюл. №44.

73. Обработка деталей малых диаметров точением с высокой частотой вращения шпинделя / Залога В. О. та ін. *Сучасні технології в машинобудуванні*. 2014. Вип. 9. С. 50–62.

74. Патент № 74324 Україна, МПК7 В23В 1/00. Спосіб розточування глибоких отворів великих діаметрів на токарних верстатах / Хорошайло В. В. № u201204051 ; опубл. 25.10.2012, Бюл. № 20.

75. А.с. 327003.МПК В23в Борштанга для расточки глубоких отверстий. / Тальянкер М.Я. та ін. №1413452/25-8; Заявл.23.11.1970, Опубл.26.11.1972. Бюл. №5.

76. А.с. 1174167. МПК В23 в 29/02 Борштанга для расточки глубоких отверстий. / Куклич В. И. и др. №3443399/25-08; Заявл.25.05.1982, Опубл. 23.08.1985. Бюл. №31.

77. Koyett Zh. P., Feyf K. R. An Improved Formulation for Acoustic Eigenmode Extraction from Boundary Element Models. *Sovremennoe mashinostroenie. Trudy amerikanskogo obshchestva inzhenerov-mekhanikov*. ASME. 1990, № 12, P. 133–140.

78. Uots D., Starki Zh. Optimization of Rasponse Amplitudes Viscously Damped Structures. *Sovremennoe mashinostroenie. Trudy amerikanskogo obshchestva inzhenerov-mekhanikov*. ASME. 1990, № 12, P. 89–95.

79. Prajapat N. B, Desai J. V. and Pandya D. H. Experimental investigation of chatter in boring operation using shim. 1st International and 4th National Conference on Reliability and Safety Engineering (INCRS-2018), February. P. 26–28.

80. Mohan E., Natarajan U., Prasanth C. S., Investigation of damping effect of magneto-rheological fluid damper on internal turning operation, SSRG

International Journal of Mechanical Engineering- (ICEHS), ISSN: 2348 – 8360, Special Issue. May 2017. P. 23–28.

81. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Застосування програмного продукту SolidWorks для визначення масових, кінематичних та динамічних характеристик руху об'єктів складної об'ємної геометричної конфігурації. *Вісник Хмельницького національного університету, Технічні науки*. №6, 2023 (329). С. 415–420.

82. Спосіб визначення положення центра ваги колісного транспортного засобу і пристрій для його здійснення; пат. 69620 Україна : МПК В60С23/00 ; опубл. 15.09.2004, Бюл. №9.

83. Пристрій для визначення граничного кута поперечної статичної стійкості мобільних машин № 47748. МПК G01М 1/00. / Митрофанов О. П., Лілевман І. Й., Лілевман О.Й., Терещук З. М. Український науково-дослідний інститут прогнозування і випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого, u200908135. Заявл. 25.02.2010; Опубл. 25.02.2010, Бюл.№ 4.

84. Спосіб визначення граничного кута поперечної статичної стійкості колісних машин із застосуванням фізичного моделювання. №101877. МПК G09В 23/04 / Лілевман І. Й., Митрофанов О. П., Подольський М. І., Лілевман О. Й., Кучеренко В.Г. Український науково-дослідний інститут прогнозування і випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого. Заявл. 19.08.2011; Опубл. 13.05.2013, Бюл.№ 9.

85. Спосіб визначення положення точки центру мас напівпричепа вантажного автомобіля: пат. 63957 Україна : МПК В60С 23/00. № u200904203; заявл. 29.03.2011; опубл. 25.06.09, Бюл. № 20.

86. Безмертний В. О., Дерех З. Д., Іщенко В. В. Основи керування автомобілем і безпека руху: Підручник. К.: Вища шк., 1996. 202 с.

87. Леонтєв Д. М. Про розрахунковий спосіб визначення висоти координати центру ваги типових автомобілів. *Автомобильный транспорт*, вып. 37, 2015. С.101–107.

88. Кашканов А. А., Грисюк О. Г. Безпека руху автомобільного транспорту. Навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2005. 177 с.
89. Гречанюк М. С. Поперечна стійкість сідлового автопоїзда в режимі гальмування. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. 2015. № 1. С. 136–140.
90. Дослідження фактору швидкості та методик визначення швидкості при проведенні автотехнічної експертизи / Шльончак І. А. та ін. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2022. Вип. 5(36), ч.ІІ. С. 206–212.
91. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля. Суми. : Університетська книга, 2015. 320 с.
92. Лях М. А., Дем'янюк О. С., Бешун О. А. Основи керування автомобілем та безпека дорожнього руху : Навч. посібник: для ВНЗ. К.: ВІКНУ, 2011 368 с.
93. Сумець О. М., Голодий В. Ф. Основи експертизи дорожньо-транспортних пригод: автотехнічна експертиза : навчальний посібник. К. : Хай-Тек Прес, 2008. 160 с.
94. Дячук В. І. Оцінка слідчим висновку експерта-автотехніка як джерела доказів. *Право і Безпека*. 2011. № 1. С. 168–173.
95. Nulu Reddeppa, Bommireddy Jayarami Reddy, Hanchate Sudarsana Rao. Coal Mill Foundation – A Finite Element Approach for Study of Dynamic Analysis, *Engineering Science*. Volume 6, Issue 4, December 2021. pp. 82–99. doi: [10.11648/j.es.20210604.14](https://doi.org/10.11648/j.es.20210604.14)
96. Pascal M., Gagarina T. Numerical simulation of flexible multibody systems using a virtual rigid body model. *Proc. of NATO ASI on Virtual Nonlinear Multibody Systems I*, W. Schielen, M. Valasek (Eds.), Prague, 2002, pp. 174–179.
97. S. Moaveni Finite Element Analysis: Theory and application with ANSYS, Pearson Education, New Jersey, 2003, 822 p.
98. Ніконов О. Я. Інтелектуальні комп'ютерні технології розроблення транспортних засобів. *Вісник ХНАДУ*, Харків, ХНАДУ, 2019, №87. С. 49–53.

99. Gahramanova, Amina Locating Centers of Mass with Image Processing. *Undergraduate Journal of Mathematical Modeling: One + Two*: Vol. 10: Iss. 1, Article 1. 2019. P.1–24.
100. Huston R. L. Computer methods in flexible multibody dynamics. *Int. J. for Numerical Methods in Engineering*. 32(8), 1991. P. 1657–1668.
101. Kent L. Lawrence, ANSYS Tutorial, Release 7.0 (and Release 6.1), SDC Publications, 2003, 118 p.
102. Buchanan G. R. Theory and problems of finite element analysis - Shaum's outline series, McGraw-Hill, 1995, 266 p.
103. Madenci E., Guven I. The finite element method and applications in engineering using ANSYS – *Springer Science + Business Media*, Inc. 2006. 686 p.
104. Berzeri M., Shabana A. A. Development of simple models for the elastic forces in the absolute nodal co-ordinate formulation. *Journal of Sound and Vibration*. 235(4), 2000. P. 539–565.
105. Campanelli M., Berzeri M., Shabana A. A. Performance of the incremental and non-incremental finite element formulations in flexible multibody problems. *Journal of mechanical design*. 2000. Vol. 122. P. 498.
106. Dmitrotchenko O. N. Efficient simulation of rigid-flexible multibody dynamics: Some implementations and results. *Proceedings of NATO ASI on Virtual Nonlinear Multibody Systems I*, Prague, 2002. P. 51–56.
107. Dmitrochenko O. N., Pogorelov D. Yu. Generalization of plate finite elements for absolute nodal coordinate formulation. *Multibody System Dynamics* 10, №1, *Special issue Virtual Nonlinear Multibody Systems*, Kluwer, Dordrecht, 2003. P. 17–43.
108. Hughes T. J. R. and Winget J. Finite rotation effects in numerical integration of rate constitutive equation arising in large deformation analysis. *International Journal for Numerical methods in Engineering*. 15 (12), 1980. P. 1862–1867.
109. Huston R. L. Computer methods in flexible multibody dynamics. *Int. J. for Numerical Methods in Engineering*. 32(8), 1991. P. 1657–1668.

110. Mikkola A. M., Shabana A. A. A new plate element based on the absolute nodal coordinate formulation. *Proceedings of ASME*. 2001. DETC, Pittsburgh, 2001.

111. Nikravesh, P. E. Model Reduction Techniques in Flexible Multibody Dynamics. *NATO Science. Virtual nonlinear multibody systems. Kluwer Academic Publishers, Series II, Vol. 103* 2003, P. 83–102.

112. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Застосування програмного продукту SOLIDWORKS для визначення масових, кінематичних та динамічних характеристик руху об'єктів складної об'ємної геометричної конфігурації. *Вісник Хмельницького національного університету, Технічні науки*. №6, 2023 (329). С.415–420.

113. Gahramanova Amina. Locating Centers of Mass with Image Processing. *Undergraduate Journal of Mathematical Modeling: One + Two: Vol. 10: Iss. 1, Article 1*. 2019. P.1–24.

114. Fasano G., J. Pinte'r J. D. Development and optimization of the model for space engineering: concepts, tools, developments and prospects. *Modeling and optimization in space technology. Series: Springer optimization and its addendums*. 2012. Vol. 73, P. 1–32.

115. Леонтьєв Д. М. Про розрахунковий спосіб визначення висоти координати центру ваги типових автомобілів. *Автомобильный транспорт*. №. 37, 2015. С. 101–107.

116. Залога В. О., Криворучко Д. В., Шаповал Ю. В., Дрофа К. А. Динамічне управління коливаннями при точінні. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2017. № 79. С. 100–107.

117. Данильченко Ю. М., Петришин А. І. Моделювання форм коливань механічної коливної системи «шпindelний вузол-основа». *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*. 2012. № 30. С. 309–316.

118. Nulu Reddeppa, Bommireddy Jayarami Reddy, Hanchate Sudarsana Rao. Coal Mill Foundation – A Finite Element Approach for Study of Dynamic Analysis,

*Engineering. Science.* Volume 6, Issue 4, December 2021. P. 82–99. doi: 10.11648/j.es.20210604.14.

119. Oborskyi H., Orgiyan A., Balaniuk A., Balancing spindles with tools for finishing and boring machines. *Proceedings of Odessa Polytechnic University*, ISSN 2223-3814 (online) Issue 1(67), 2023. P. 7–13.

120. Shen C., Wang G., Wang S. and Liu G. The Imbalance Source of Spindle-Tool System and Influence to Machine Vibration Characteristics. *Second International Conference on Digital Manufacturing & Automation*, Zhangjiajie, China, 2011. P. 1288–1291, DOI: 10.1109/ICDMA.2011.317.

121. А.с. 1493388 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий / А. И. Герасимов и др. 4284080/25-08. Заяв.14.07.87. Опубл. 15.07.89. Бюл. №26.

122. А.с. 1174167 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий / В. И. Куклич и др. 3443399/25-08. Заяв.25.05.85. Опубл. 23.08.85. Бюл. №31.

123. А.с. 336890 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий / М. А. Минков и др. 2037534/25-08. Заяв.28.04.76. Опубл. 30.11.76. Бюл. №44.

124. Гороховський В. О., Гордєєв А. І Спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта. *Proceedings of the 10th International Scientific and Practical Conference «X Ukrainian-Polish scientific dialogues» Actual problem of modern science.* (June 11-15, 2024). Khmel'nitsky - Bydgoszcz. С. 290–293.

125. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Визначення параметрів противаги для статичного балансування консольних борштанг розточування глухих отворів. *Proceedings of the 3rd International Scientific and Practical Conference «Innovative Development in the Global Science»* (January 26-28, 2024). Boston, USA. 2024. №186. С. 371–379.

126. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Створення методології статичного балансування консольних борштанг для розточування глухих отворів в процесі

проектування з аналізом кінематики руху. *Вісник Хмельницького національного університету, Технічні науки*. №1, 2025 (347), С. 368–374.

127. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Аналіз динаміки руху консольних борштанг для розточування глухих отворів. Матеріали VIII Міжнародній науково-практичній конференції "*Scientific Community: Interdisciplinary Research*". Гамбург, Німеччина.(6-8 вересня 2024). № 215. 2024. С.142–150.

128. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 130453. Науковий твір «Спосіб визначення параметрів противаги для статичного балансування консольних борштанг розточування глухих отворів». Гороховський В. О., Гордєєв А. І., Ганзюк А. Л., Кравчук О. В., Костюк Н. О.. Національний орган інтелектуальної власності державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» (УКРНОІВІ). Дата реєстрації 8 жовтня 2024 р.

129. Гороховський, В., Гордєєв, А., & Костюк, Н. Дослідження кінематики руху статично збалансованих спеціальних токарних пристроїв в процесі їх проектування у SolidWorks. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences*, т.353(3.2), 2025. С. 329–341.

130. Гороховський В. О., Гордєєв А. І., Самарук Н. М. Спосіб статичного балансування спеціальних токарних пристроїв із встановленою заготовкою в процесі їх проектування. *Proceedings of the 12th International Scientific and Practical Conference «Challenges in Science of Nowadays»* (December 6-8, 2023). Washington, USA. №181. С. 380–389.

131. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Вдосконалення процесу статичного балансування спеціальних токарних пристроїв в процесі їх проектування. Матеріали II міжнародної наукової конференції студентів і молодих вчених «*Проблеми та інновації у розвитку інженерії, технологій та транспорту*». 10 квітня 2025 р. м. Хмельницький. 2025. С. 54–71.

132. Стоян Ю. Г., Яковлев С. В. Математичні моделі та оптимізаційні методи геометричного проектування. Київ : Наук. думка. 1986. 268 с.

133. Стоян Ю. Г. Яковлев С. В. Конфігураційний простір геометричних об'єктів. *Кібернетика та системний аналіз*. 54, вип. 5, 2018. С. 715–722.
134. Яковлев С. В. Метод штучного розширення простору в задачах оптимального пакування геометричних об'єктів. *Кібернетика і системи. Аналіз*. Вип. 53(5). 2017. С. 725–732.
135. Математичні методи оптимізації та інтелектуальні комп'ютерні технології моделювання складних процесів і систем з результатом просторових форм об'єктів / Грицик В. В. та ін. Донецьк: ІПП "Наука і освіта". 2011. 650 с.
136. Яковлев С. В., Гиль Н. И., Комяк В. М. Елементи теорії геометричного проектування / Під ред. В. Л. Рвачева. Київ : наук. думка, 1995. 241 с.
137. Комбинаторные конфигурации в оптимизационных задачах балансной компоновки / Гребенник И. В., та ін. *Кібернетика и системный анализ*. Т. 54, № 2. 2018. С. 55–67.
138. Балансова задача компоновання 3D-об'єктів: Математична модель та методи розв'язання / Коваленко А. А. та ін. *Кібернетика та системний аналіз*. 2015. Вип. 51, № 4. С. 556–565.
139. Інструменти математичного моделювання пакування довільних об'єктів проблеми. / Дж. Беннелл, Г. та ін. *Літопис. Дослідження операцій*. Springer, Нідерланди, Том. 179. № 1. 2010. С. 343–368.
140. Wang Y. S., Shi Y. J., Teng H. F. An improved scatter search for circles packing problem with the equilibrium constraint. *Chinese J Comput.* № 32. 2009. P. 1214–1221. DOI: 10.3724/SP.J.1016.2009.01214.
141. G. Fasano, J. D. Pinte'r (Eds.). Model Development and Optimization for Space Engineering: Concepts, Tools, Applications, and Perspectives. Modeling and optimization in space engineering. Series: *Springer optimization and its applications*. Vol. 73, 2012. P. 1–32.
142. Optimization Models for the Three-Dimensional Container Loading Problem with Practical Constraints. / L. Junqueira yec. Modeling and optimization in

space engineering. Series: *Springer optimization and its applications*. Vol. 73, 2015. pp. 271–294. Doi: 10.1007/978-1-4614-4469-5-12.

143. Павловський М. А. Теоретична механіка. Підручник. К.: Техніка, 2004. 512 с.

144. Теоретична механіка. Статика і кінематика. Навчальний посібник / Іскрицький В. М., Подлєсний С. В., Водолазська О. Г., Єрфорт Ю. О. Краматорськ: ДДМА, 2007. 204 с.

145. Дейниченко Г. В., Цвіркун Л. О., Омельченко О. В. Теоретична механіка : навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2021. 107 с.

146. Водолазська, О. Г., Подлєсний С. В., Іскрицький В. М. Теоретична механіка. Динаміка механічної системи та твердого тіла: навчальний посібник для студентів усіх спеціальностей. Краматорськ. ДДМА, 2012. 312 с.

147. Gahramanova Amina. Locating Centers of Mass with Image Processing. *Undergraduate Journal of Mathematical Modeling: One + Two*: Vol. 10: Iss. 1, Article 1. 2019. P. 1–24. DOI: <https://doi.org/10.5038/2326-3652.10.1.4906>.

148. Блинов И. А. Метод определения пространственного положения центра тяжести машин. *Механика. Вестник Концерна ВКО «Алмаз-Антей»* № 2, 2019. С. 71–82.

149. Леонтьев Д. М. Про розрахунковий спосіб визначення висоти координати центру ваги типових автомобілів. *Автомобильный транспорт*, №37, 2015. С. 101–107.

150. Патент 116123 UA, G01G 19/00, G01G 19/04 Ваги вагонні з цифровими датчиками з визначенням відхилення центру тяжіння вагона / Бугаєнко Г. Я., Бугаєнко Є. Г. ; №u2016 11505; Заявл. 14.11.2016 ; Опубл. 10.05.2017, Бюл. № 9.

151. Патент на корисну модель. Спосіб визначення положення центра ваги колісного транспортного засобу у вертикальній площині №19059 МПК В60С 23/0021; u200500902; / Козлинський М. П., Денис В. В. Заяв. 01.02.2005; Опубл.15.12.2006, Бюл. № 12.

152. Патент на корисну модель. Спосіб визначення положення центра ваги колісного транспортного засобу. №19716 МПК В60С 23/00; /Козлинський М. П. та ін. u200608557. Заяв. 31.07.2006; Опубл.15.12.2006, Бюл. № 12.

153. Патент на корисну модель. Спосіб визначення положення точки центру мас напівпричепа вантажного автомобіля. №63957 МПК G01М 17/00; u201103793 / Поляков А. П., Гречанюк М. С. Заяв. 29.03.2011; Опубл.25.10.2011, Бюл. № 20.

154. Патент на корисну модель. Спосіб визначення положення центру ваги тіла №68193 МПК G01В; u 2010 15512 / Погорілець О. М., Аніскевич Л. В. Заяв. 23.12.2010; Опубл. 25.08.2011, Бюл. № 16.

155. Патент на корисну модель. Спосіб визначення повної маси автомобіля та маси вантажу в процесі руху №92259 G01G 19/03 В60W 40/12 / Подригало М. А., Абрамов Д. В., Тесля В. О.; u2014 01854; Заяв. 25.02.20; Опубл. 14.11.08.2014, Бюл. № 15.

156. Патент на корисну модель. Стенд для вимірювання кута поперечної стійкості машин, що рухаються, методом послідовного зважування № 122872 МПК G01М 1/00 G01М 17/00 G01В 5/24 u201708979 / Коробко А.І., Лебедев А. Т., Лебедев С. А., Подригало М. А. Заяв. 08.09.2017; Опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

157. Коломієць В. В. Особливості використання спеціальних знань при розслідуванні порушення правил безпеки дорожнього руху або експлуатації транспорту особами, які керують транспортними засобами. *Юридичний науковий електронний журнал*. №10/2023. С.718–723.

158. Сумець О. М., Голодий В. Ф. Основи експертизи дорожньо-транспортних пригод: автотехнічна експертиза : навчальний посібник. К. : Хай-Тек Прес, 2008. 160 с.

159. Трофименко Н. С. Питання призначення та проведення деяких видів судових експертиз (за матеріалами узагальнення експертної практики). *Вісник Академії митної служби України. Серія: «Право»*. Дніпропетровськ : АМСУ, № 1 (10). 2013. С. 107–112.

160. Дячук В. І. Оцінка слідчим висновку експерта-автотехніка як джерела доказів. *Право і Безпека*. 2011. № 1. С. 168–173.
161. Галак І. І. Особливості призначення та проведення технічної експертизи та її роль при розслідуванні ДТП. *Вісник НТУ*. Вип. 26. 2012. С. 84–88.
162. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля. Суми. : Університетська книга, 2015. 320 с.
163. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта. Proceedings of the 10th International Scientific and Practical Conference «*Ukrainian-Polish scientific dialogues*» Actual problem of modern science. (June 11-15, 2024). Khmelnytsky - Bydgoszcz. С. 290–293.
164. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта. Abstracts of the conference 10th International Scientific and Practical Conference «*Ukrainian-Polish scientific dialogues*» Actual problem of modern science. (June 11-15, 2024). Khmelnytsky – Bydgoszcz. Р. 34.
165. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Визначення кінематичних характеристик рухомих об'єктів складної об'ємної конфігурації. Матеріали VIII Міжнародної науково-практичної конференції: "Сучасні технології промислового комплексу" (17-19 вересня 2024 року). Херсон-Хмельницький. С. 175–180.
166. Ганзюк А. Л., Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Розвиток методології визначення критичних параметрів руху автомобільного транспорту. Міжнародній науково-практичній конференції «Судова експертиза: європейська інтеграція та цифрова трансформація» (05 листопада 2025 року). Львів. С. 87–91.
167. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 130457. Науковий твір «Спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта в процесі експертного дослідження».

Гороховський В. О., Гордєєв А. І., Кравчук О. В., Ганзюк А. Л. Національний орган інтелектуальної власності державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» (УКРНОІВІ). Дата реєстрації 8 жовтня 2024 р.

168. Бучинський М. Я., Горик О. В., Чернявський А. М., Яхін С. В. Основи творення машин. [За редакцією О. В. Горика, доктора технічних наук, професора, заслуженого працівника народної освіти України]. Харків : Вид-во «НТМТ», 2017. 448 с. : 52 іл. [ISBN 978-966-2989-39-7](https://doi.org/10.26907/2542-0402.2017.448)

169. Гордєєв А. І., Гороховський В. О., Костюк Н. О. Розвиток методолгії статичного балансування колінчастого валу в процесі проектування його конструкції. Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Innovations of modern science and education» 28-30 листопада 2025 р. Ванкувер, Канада. С. 54-71.

**Додаток А****СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА**

*Статті у журналах, що включені до переліку фахових видань України:*

1. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Застосування програмного продукту SOLIDWORKS для визначення масових, кінематичних та динамічних характеристик руху об'єктів складної об'ємної геометричної конфігурації. *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*, №6, (329). 2023. С.415–420.

2. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Створення методології визначення кінематичних характеристик рухомих об'єктів складної об'ємної конфігурації. *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*, №4, 2024 (339). С. 482–490.

3. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Створення методології статичного балансування консольних борштанг для розточування глухих отворів в процесі проектування з аналізом кінематики руху. *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*, №1, 2025 (347). С. 368–374

4. Гороховський, В., Гордєєв, А., & Костюк, Н. Дослідження кінематики руху статично збалансованих спеціальних токарних пристроїв в процесі їх проектування у solidworks. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences*, т.353 (3.2), 2025. С. 329–341.

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

5. Гороховський В. О., Гордєєв А. І., Самарук Н. М. Спосіб статичного балансування спеціальних токарних пристроїв із встановленою заготовкою в процесі їх проектування. *Proceedings of the 12th International Scientific and Practical Conference «Challenges in Science of Nowadays»* (December 6-8, 2023). Washington, USA. №181. С. 380–389.

6. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта. *Proceedings of the 10th International Scientific and Practical Conference «X Ukrainian-Polish*

scientific dialogues» Actual problem of modern science. (June 11-15, 2024). Khmel'nitsky-Bydgoszcz. С. 290–293.

7. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Визначення параметрів противаги для статичного балансування консольних борштанг розточування глухих отворів. Proceedings of the 3rd International Scientific and Practical Conference «Innovative Development in the Global Science» (January 26-28, 2024). Boston, USA. 2024. №186. С. 371–379.

8. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта. Abstracts of the conference 10th International Scientific and Practical Conference «X Ukrainian-Polish scientific dialogues» Actual problem of modern science. (June 11-15, 2024). Khmel'nitsky – Bydgoszcz. Р. 34.

9. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Визначення кінематичних характеристик рухомих об'єктів складної об'ємної конфігурації. Матеріали VIII Міжнародної науково-практичної конференції: "Сучасні технології промислового комплексу" (17-19 вересня 2024 року). Херсон-Хмельницький. С. 175–180.

10. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Вдосконалення процесу статичного балансування спеціальних токарних пристроїв в процесі їх проектування. Матеріали II міжнародної наукової конференції студентів і молодих вчених «Проблеми та інновації у розвитку інженерії, технологій та транспорту». 10 квітня 2025 р. м. Хмельницький. 2025. С. 54–71.

11. Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Аналіз динаміки руху консольних борштанг для розточування глухих отворів. Матеріали VIII Міжнародній науково-практичній конференції "Scientific Community: Interdisciplinary Research". Гамбург, Німеччина. (6-8 вересня 2024). № 215. 2024. С. 142–150.

12. Ганзюк А. Л., Гороховський В. О., Гордєєв А. І. Розвиток методології визначення критичних параметрів руху автомобільного транспорту. Міжнародній науково-практичній конференції «Судова експертиза: європейська

інтеграція та цифрова трансформація» (05 листопада 2025 року). Львів. С. 87 – 91.

13. Гордєєв А. І., Гороховський В. О., Костюк Н. О. Розвиток методології статичного балансування колінчастого валу в процесі проектування його конструкції. Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Innovations of modern science and education» 28-30 листопада 2025 р. Ванкувер, Канада. С. 54–71.

*Свідоцтва про реєстрацію авторського права на твір:*

14. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 130453. Науковий твір «Спосіб визначення параметрів противаги для статичного балансування консольних борштанг розточування глухих отворів». Гороховський В. О., Гордєєв А. І., Ганзюк А. Л., Кравчук О. В., Костюк Н. О. Національний орган інтелектуальної власності державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» (УКРНОІВІ). Дата реєстрації 8 жовтня 2024 р.

15. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 130457. Науковий твір «Спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта в процесі експертного дослідження». Гороховський В. О., Гордєєв А. І., Кравчук О. В., Ганзюк А. Л.. Національний орган інтелектуальної власності державна організація «Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій» (УКРНОІВІ). Дата реєстрації 8 жовтня 2024 р.

## Додаток Б

## СВІДОЦТВА ПРО РЕЄСТРАЦІЮ АВТОРСЬКОГО ПРАВА НА ТВІР

УКРАЇНА



**СВІДОЦТВО**

про реєстрацію авторського права на твір

№ 130457

Науковий твір «Спосіб визначення координат центра ваги та кінематичних характеристик складного рухомого об'єкта в процесі експертного дослідження»

(вид, назва твору)

Автор (співавтори) Гороховський Віктор Олександрович, Гордєєв Анатолій Іванович, Кравчук Олег Вікторович, Ганзюк Андрій Леонідович

(прізвище, ім'я, по батькові (за наявності), псевдонім (за наявності))

Авторські майнові права належать спільно Гороховський Віктор Олександрович, вул. Гетьмана Мазепи, 15, кв. 4, м. Хмельницький, 29000; Гордєєв Анатолій Іванович, вул. Водопровідна, 44/1, кв. 4, м. Хмельницький, 29001; Кравчук Олег Вікторович, вул. Світанкова, 106, м. Хмельницький, 29000; Ганзюк Андрій Леонідович, вул. Озерна, 10/1-б, кв. 18, м. Хмельницький, 29015

(прізвище, ім'я, по батькові (за наявності) фізичної особи / найменування юридичної особи, адреса)

Дата реєстрації 8 жовтня 2024 р.

Виконувач обов'язків  
Директора Державної  
організації «Український  
національний офіс  
інтелектуальної власності та  
інновацій»

  
Ігор ПАРЕНЧУК





## Додаток В

### РЕЗУЛЬТАТИ ВПРОВАДЖЕННЯ



#### АКТ

передачі результатів

дисертаційної роботи на здобуття ступеня доктора філософії  
 Гороховського Віктора Олександровича

Комісія у складі голови - заступника директора центру Хмельницького НДЕКЦ Кравчука Олега Вікторовича, членів комісії: професора кафедри технології машинобудування Хмельницького національного університету (ХНУ) Гордєєва Анатолія Івановича, аспіранта кафедри технології машинобудування ХНУ Гороховського Віктора Олександровича, склала цей акт про те, що результати наукових досліджень та практичних рекомендацій дисертаційної роботи на здобуття ступеня доктора філософії Гороховського В. О. за темою «Обґрунтування масових, кінематичних та динамічних характеристик критичних параметрів складних рухомих об'єктів» та результати, що отримані при виконанні держбюджетної теми «Обґрунтування масових, кінематичних та динамічних характеристик критичних параметрів складних рухомих об'єктів» (№ державної реєстрації 012411002686), передані Хмельницькому НДЕКЦ і прийняті для використання та впровадження.

Зокрема із теоретичних та практичних результатів роботи було використано:

моделювання динаміки багато-масових складних рухомих об'єктів максимально наближених до реальної їх конфігурації, яку використано для передбачення та оптимізації параметрів руху і визначенню характеристик руху, що в кінцевому результаті підвищує якість та точність проведення експертних досліджень, складних рухомих об'єктів - транспортних засобів;

методологію визначення масових та динамічних характеристик складних рухомих об'єктів в процесі їх проектування, а саме спеціальних верстатних пристроїв для токарних робіт, спеціальних борштанг для розточування глибоких глухих отворів.

Використання цих результатів дасть змогу підвищити якість та точність проведення експертних досліджень дорожньо-транспортних ситуацій, завдяки застосуванню сучасних підходів із використанням комп'ютерного моделювання.

Заступник директора центру  
 Хмельницького НДЕКЦ,  
 доктор наук з державного управління,  
 кандидат юридичних наук, професор

Олег КРАВЧУК

Професор кафедри технології машинобудування  
 доктор технічних наук, професор

ХНУ,

Анатолій ГОРДЄЄВ

Аспірант кафедри технології  
 машинобудування ХНУ

Віктор ГОРОХОВСЬКИЙ

**Приватне підприємство  
“Резонанс-Пласт”**  
Вул. Шухевича, 6,  
м. Хмельницький, 29025, Україна  
тел.: +38 (0382) 715 483  
e-mail: rezonans-plast@ukr.net



**Private company  
“Rezonans-Plast”**  
6 Shuhevycha str.,  
29025 Khmelnytskyi, Ukraine  
tel.: +38 (0382) 715 483  
e-mail: rezonans-plast@ukr.net

Код ЄДРПОУ 39383252, ПІН 393832522251

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ПП «Резонанс-Пласт»

 Осадчук Р.М.

«23» грудня 2025

м. Хмельницький

## АКТ

передачі результатів дисертаційної роботи здобувача наукового ступеня доктора філософії  
Гороховського Віктора Олександровича

Комісія у складі: голови - директора ПП «Резонанс-Пласт» Осадчука Р.М.; членів комісії: начальника виробництва Божека О.П., інженера відділу технічного контролю Божека Р.О. склала цей акт про те, що результати практичних та наукових досліджень по дисертаційній роботі Гороховського В. О. за темою «Обґрунтування масових, кінематичних та динамічних характеристик критичних параметрів складних рухомих об'єктів» передані ПП «Резонанс-Пласт» і прийняті для використання та впровадження.

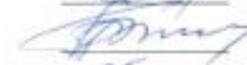
Зокрема із теоретичних та практичних результатів роботи було використано методологію визначення масових та динамічних характеристик складних рухомих об'єктів в процесі їх проектування, а саме спеціальних верстатних пристроїв, спеціальних борштанг для розточування глибоких глухих отворів, колінчастих валів, що дозволить проводити статичне балансування в процесі проектування та зменшення часу на натурні дослідження.

Голова комісії:



Р.М. Осадчук

Члени комісії:


О.П. Божек

Р.О. Божек





### АКТ

**про впровадження у навчальний процес в Хмельницькому національному університеті результатів дисертації доктора філософії Гороховського В. О. за темою «Обґрунтування масових, кінематичних та динамічних характеристик критичних параметрів складних рухомих об'єктів»**

Даний акт складений про те, що в навчальному процесі на кафедрі технології машинобудування при викладанні дисциплін «Технології машинобудування», «Технологічні методи забезпечення якості виробів» впроваджені і використовуються наступні результати дисертації доктора філософії Гороховського В. О. а саме:

методологію визначення масових та динамічних характеристик складних рухомих об'єктів в процесі їх проектування, а саме спеціальних верстатних пристроїв для токарних робіт, спеціальних борштанг для розточування глибоких глухих отворів, колінчастих валів/

методологію статичного балансування складних рухомих об'єктів в процесі їх проектування, а саме спеціальних верстатних пристроїв для токарних робіт, спеціальних борштанг для розточування глибоких глухих отворів, колінчастих валів.

Впровадження цих результатів в навчальний процес сприяє ширшому ознайомленню студентів та аспірантів з проблемами моделювання технологічних процесів і конструкцій в машинобудуванні, забезпечує підвищення теоретичного та

Декан факультету інженерії, транспорту та архітектури Хмельницького національного університету,  
д-р техн. наук, професор

Олег ПОЛЩУК

Завідувач кафедри технології машинобудування Хмельницького національного університету,  
канд. техн. наук, доцент

Віталій ТКАЧУК

## Додаток Г

### МЕТОДИКА АВТОМАТИЗОВАННОГО БАЛАНСУВАННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ VBA-МАКРОСІВ У SOLIDWORKS

VBA-макроси у SolidWorks дозволяють автоматизувати повний цикл балансування деталей і збірок, інтегруючи розрахунки масових характеристик та моделювання противаг безпосередньо у CAD-середовище.

Методика автоматизованого балансування деталей та збірок у SolidWorks із застосуванням макросів (VBA)



Завдяки такій архітектурі процес балансування стає повністю повторюваним, стандартизованим і незалежним від досвіду конкретного конструктора.

Алгоритм може бути інтегрований у цифровий технологічний ланцюг «CAD–CAM–CAE», що є особливо важливим для високоточних верстатних пристроїв, де навіть незначний дисбаланс може погіршити жорсткість, викликати биття шпинделя, нерівномірне зношування інструменту або порушення геометричної точності.

Опис роботи макроса включає аналіз головного вікна, структури введення параметрів та взаємодії з класовими модулями.

Після запуску користувач отримує інтуїтивно зрозуміле вікно інтерфейсу, у якому містяться:

- списки вибору типу противаги (циліндрична, секторна, комбінована);
- параметри геометрії та матеріалу;
- поля введення центра мас та координат осі обертання;
- кнопки виконання розрахунку, побудови противаги та завершального аналізу;
- інформаційні повідомлення про результати балансування.

Користувач вводить необхідні дані та натискає кнопку «Розрахувати». Після цього головний модуль викликає метод класу `CalculateCounterweight`, який визначає величину дисбалансу, момент невривноваженості та необхідну масу противаги.

Наступним етапом є формування геометрії. Це реалізовано методами `BuildCylindricalCounterweightClass` та `BuildSectorCounterweightClass`, які належать до спеціального класу `clsBalancer`.

Рис. Г1- Вид головного вікна (інтерфейсу користувача)

### Алгоритм роботи класових модулів

У розробленій системі передбачено декілька ключових класів, кожен з яких має власні функції:

Клас *clsBalancer* містить:

- розрахунок центра мас,
- визначення вектора зміщення,
- обчислення моменту дисбалансу,
- створення 3D-противаги різних типів,
- фінальна перевірка балансування.

Клас *clsGeometryBuilder* відповідає за:

- побудову ескізів,
- екструзію та обертання,
- формування секторних, циліндричних та комбінованих противаг,
- генерування посадкових місць та монтажних отворів.

Клас *clsSWHelpers* забезпечує:

- безпечну роботу з SolidWorks API,
- очищення вибору,
- оновлення моделі,
- масштабування вигляду,
- перевірку активного документа.

Головний модуль (Module\_Main) реалізує:

- запуск макроса,
- передачу параметрів,
- виклик методів класів,
- обробку результатів,
- інтеграцію з UI.

#### Принципи, які реалізовані в архітектурі макроса

**Інкапсуляція.** Кожний обчислювальний та геометричний процес прихований у методах класів. У головному модулі відсутні математичні формули або виклики API – лише звернення до об'єктів.

**Модульність.** Усі етапи – від розрахунку до побудови – розділені на окремі класи. Це дозволяє легко додавати нові типи протитваг чи математичні моделі.

**Розширюваність.** Архітектура дозволяє інтегрувати:

- власні функції налаштування точності,
- базу матеріалів,
- аналіз моментів інерції,
- FEA-модуль перевірки напружень.

**Повторюваність та стандартизація**

Після формування параметрів усі об'єкти будуються однаково – незалежно від користувача.

У процесі виконання класового методу CalculateCounterweight VBA-код визначає координати центра мас деталі або збірки. Значення отримуються через ModelDoc2.Extension.CreateMassProperty.

Далі метод:

- формує вектор зміщення відносно осі обертання;
- обчислює відстань між центром мас та віссю;
- визначає необхідну масу противаги;
- повертає результат головному модулю;
- передає координати для побудови 3D-геометрії.

Після цього методи класу `clsGeometryBuilder` здійснюють побудову противаги.

Реалізовано:

- циліндричний варіант,
- секторний варіант,
- комбінований варіант (за потреби),
- противаги з посадковими отворами,
- еквідистантні зміщення для монтажу.

Створення противаги в SolidWorks здійснюється за допомогою окремих методів класу `clsGeometryBuilder`, які виконують побудову геометрії на основі переданих параметрів.

Такий підхід дозволив реалізувати поділ відповідальності: клас `clsBalancer` виконує аналітичні обчислення, а клас `clsGeometryBuilder` – геометричну частину.

Завдяки цьому структура макроса стала масштабованою та відповідною до вимог інженерних CAD-рішень.

### Побудова циліндричної противаги

Циліндрична противага – найпростіший конструктивний варіант, який широко застосовується у технологічній оснастці та верстатних вузлах через зручність у виготовленні та можливість компактного розташування. У нашому рішенні метод побудови реалізований у класі `clsGeometryBuilder`, а його виклик виконуються через метод класу `clsBalancer`.

```

Public Sub BuildCylindricalCounterweightClass( _
    swModel As ModelDoc2, _
    radius As Double, _
    length As Double) _

    Dim swFeatMgr As FeatureManager
    Dim swSketchMgr As SketchManager
    Dim feat As Feature

    Set swFeatMgr = swModel.FeatureManager
    Set swSketchMgr = swModel.SketchManager

    swSketchMgr.InsertSketch True
    swSketchMgr.CreateCircleByRadius 0#, 0#, 0#, radius

    Set feat = swFeatMgr.FeatureExtrusion2( _
        True, False, False, _
        0, 0, length, 0, _
        False, False, False, False, _
        0, 0, False, False, False, False, _
        True, True, True, 0, 0, False)

    swModel.ClearSelection2 True

```

Головний модуль звертається до цього методу через:

```
bal.BuildCylindricalCounterweightClass swModel, 0.02, 0.05
```

### Побудова секторної противаги

Секторна противага є складнішим елементом, оскільки її форма враховує як внутрішні та зовнішні радіуси, так і кутовий сектор.

Це дає змогу значно точніше компенсувати дисбаланс у випадках, коли монтажні чи габаритні обмеження не дозволяють використати циліндричні або дискові варіанти.

Генерація секторного елемента реалізована через створення дуг, радіальних ліній та подальше тримінгування ескізу.

Нижче наведено фрагмент із класу clsGeometryBuilder:

```

Public Sub BuildSectorCounterweightClass( _
    swModel As ModelDoc2, _
    r1 As Double, r2 As Double, _
    angle As Double, thickness As Double)

    Dim swSketch As SketchManager
    Dim swFeatMgr As FeatureManager
    Dim angRad As Double

    Set swSketch = swModel.SketchManager
    Set swFeatMgr = swModel.FeatureManager

    angRad = angle * (3.1415926535 / 180#) ' Перехід у радіани

    swSketch.InsertSketch True
    swSketch.CreateCircleByRadius 0#, 0#, 0#, r1
    swSketch.CreateCircleByRadius 0#, 0#, 0#, r2

    swSketch.CreateLine 0#, 0#, 0#, _
        r2 * Cos(angRad / 2), r2 * Sin(angRad / 2), 0#
    swSketch.CreateLine 0#, 0#, 0#, _
        r2 * Cos(-angRad / 2), r2 * Sin(-angRad / 2), 0#

    swSketch.SketchTrim swSketch.TrimExtend, 0#, 0#, 0#, 0#

    swFeatMgr.FeatureExtrusion2 True, False, False, _
        0, 0, thickness, 0, _
        False, False, False, False, _
        0, 0, False, False, False, False, _
        True, True, True, 0, 0, False

    swModel.ClearSelection2 True
End Sub

```

Основний модуль викликає цей метод так:

```
bal.BuildSectorCounterweightClass swModel, 0.01, 0.03, 45, 0.01
```

### Розрахунок параметрів противаги та визначення положення

Центральним елементом процесу є правильний розрахунок маси та розташування противаги. Це виконується виключно у межах класу clsBalancer, де реалізовано повний математичний цикл аналізу.

Метод проводить такі операції:

- Зчитування масових характеристик (маса, центр мас).
- Формування вектора зміщення від осі обертання.
- Обчислення відстані між центром мас і віссю.
- Розрахунок моменту дисбалансу.
- Обчислення необхідної маси противаги.
- Повернення значення у викликаючий модуль.

Фрагмент методу:

```
Public Function CalculateCounterweight( _
    swModel As ModelDoc2, _
    axisPoint As Variant, _
    axisDir As Variant) As Double

    Dim swMass As MassProperty
    Set swMass = swModel.Extension.CreateMassProperty

    Dim cm(2) As Double
    Dim dx As Double, dy As Double, dz As Double
    Dim dist As Double, totalMass As Double

    cm(0) = swMass.CenterOfMass(0)
    cm(1) = swMass.CenterOfMass(1)
    cm(2) = swMass.CenterOfMass(2)

    dx = cm(0) - axisPoint(0)
    dy = cm(1) - axisPoint(1)
    dz = cm(2) - axisPoint(2)

    dist = Sqr(dx ^ 2 + dy ^ 2 + dz ^ 2)
    totalMass = swMass.Mass

    CalculateCounterweight = totalMass * dist
End Function
```

### Автоматична перевірка точності балансування

Після побудови противаги геометрія оновлюється у межах активного документа і система переходить до етапу перевірки точності виконаного балансування. Алгоритм реалізований у класі clsBalancer як окремий метод. Це спрощує повторні виклики та дозволяє використовувати модуль у різних макросах або проектах.

Функція виконує такі дії:

1. Повторно зчитує масові властивості всієї деталі або вузла.
2. Обчислює нове положення центру мас.
3. Порівнює його з теоретичною віссю обертання.
4. Визначає залишкове зміщення.
5. Робить висновок про необхідність корекції.

Така логіка відповідає практиці динамічного та статичного балансування реальних механічних вузлів, де контроль зміщення центра мас є ключовим показником якості.

Метод для фінальної перевірки реалізовано так:

```
Public Sub FinalizeBalance (swModel As ModelDoc2)

    Dim swMass As MassProperty
    Dim cmNew(2) As Double

    Set swMass = swModel.Extension.CreateMassProperty

    cmNew(0) = swMass.CenterOfMass(0)
    cmNew(1) = swMass.CenterOfMass(1)
    cmNew(2) = swMass.CenterOfMass(2)

    MsgBox "Новий центр мас після балансування:" & vbCrLf & _
        "X = " & Round(cmNew(0), 6) & " м" & vbCrLf & _
        "Y = " & Round(cmNew(1), 6) & " м" & vbCrLf & _
        "Z = " & Round(cmNew(2), 6) & " м", vbInformation

    swModel.EditRebuild3
    swModel.ViewZoomtofit2

End Sub
```

Реальна перевага такого рішення полягає в тому, що інженер не просто створює противагу вручну – система сама оцінює результат і повідомляє, чи досягнуто нульового зміщення. Такий підхід відповідає вимогам до професійних систем автоматизованого проєктування, де важливо не лише генерувати геометрію, але й забезпечувати її функціональну відповідність.

### Виклик методів із головного модуля та структура взаємодії класів

Однією з ключових особливостей створеного макроса є чітко визначена структура виклику методів через класи. Створені три основні класи:

1. clsBalancer – відповідає за математичні обчислення:

- визначення центра мас,
- обчислення моменту дисбалансу,
- розрахунок необхідної маси противаги,

- перевірка результатів балансування.
2. `clsGeometryBuilder` – повністю відповідає за побудову геометрії:
- циліндричні протипаги,
  - дискові протипаги,
  - секторні протипаги,
  - комбіновані форми,
  - монтажні елементи (пази, отвори, посадкові поверхні).
3. `clsController` – керує логікою роботи та взаємодією між класами:
- зчитує дані з форми,
  - передає параметри у `clsBalancer`,
  - викликає побудову у `clsGeometryBuilder`,
  - виконує оновлення моделі,
  - забезпечує повний цикл «розрахунок → побудова → перевірка».

Виклик методів від контролера:

```

Sub RunBalancingProcess ()

    Dim swApp As SldWorks.SldWorks
    Dim swModel As ModelDoc2

    Dim bal As New clsBalancer
    Dim geom As New clsGeometryBuilder
    Dim ctrl As New clsController

    Set swApp = Application.SldWorks
    Set swModel = swApp.ActiveDoc

    Dim axisPoint(2) As Double
    axisPoint(0) = 0: axisPoint(1) = 0: axisPoint(2) = 0

    Dim axisDir(2) As Double
    axisDir(0) = 0: axisDir(1) = 0: axisDir(2) = 1

    Dim neededMass As Double
    neededMass = bal.CalculateCounterweight(swModel, axisPoint, axisDir)

    ' Побудова секторної протипаги
    geom.BuildSectorCounterweightClass swModel, _
        r1:=0.015, r2:=0.035, _
        angle:=60, thickness:=0.012

    bal.FinalizeBalance swModel

End Sub

```

Формування звіту про результати балансування

Ще однією важливою частиною функціоналу є автоматичне формування звіту. Після виконання всіх розрахунків система може створити текстовий або PDF-файл, у якому відображається:

- маса деталі до балансування,
- координати центра мас до та після,
- величина зміщення,
- тип побудованої противаги,
- її геометричні параметри,
- відстань між центром мас та віссю обертання,
- залишковий дисбаланс.

Такий звіт дозволяє документувати виконану роботу та використовувати дані для технічного контролю або подальшого аналізу.