

ГОРОХОВСЬКИЙ ВІКТОР

Хмельницький національний університет
<https://orcid.org/0009-0002-0676-0038>

ГОРДЕЄВ АНАТОЛІЙ

Хмельницький національний університет
<https://orcid.org/0000-0003-4494-4348>
e-mail: aigordeev54@ukr.net

ЗАСТОСУВАННЯ ПРОГРАМНОГО ПРОДУКТУ SOLIDWORKS ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ МАСОВИХ, КІНЕМАТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУХУ ОБ'ЄКТІВ СКЛАДНОЇ ОБ'ЄМНОЇ ГЕОМЕТРИЧНОЇ КОНФІГУРАЦІЇ

В роботі розглянуто питання інженерного аналізу технічних систем засобами комп'ютерного моделювання, зокрема розрахунок кінематичних та динамічних характеристик верстатних пристроїв, різального інструменту, колісного транспорту з використання системи інженерного аналізу SOLIDWORKS, що дозволяє проводити чисельні експерименти з метою визначення їх характеристик, а саме масових, координат центру ваги з метою подальшої оптимізації за різними критеріями. Запропоновано методологію комп'ютерного моделювання у SOLIDWORKS для вирішення завдань статичного балансування багатомасових і багатотільних систем в процесі їх проектування, яка полягає у створенні 3-D моделей об'єктів з визначенням ваги та розташування координат центру ваги складної системи.

Ключові слова: кінематика, статичне балансування, координати центру ваги, комп'ютерне моделювання.

HOROKHOVSKYI VIKTOR, HORDIEIEV ANATOLIY
Khmelnytskyi National University

USING THE SOLIDWORKS SOFTWARE PRODUCT FOR DETERMINING THE MASS, KINEMATIC AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE MOVEMENT OF OBJECTS OF A COMPLEX VOLUME GEOMETRIC CONFIGURATIONS

The work deals with the issue of engineering analysis of technical systems by means of computer modeling, in particular, the calculation of kinematic and dynamic characteristics of machine tools, cutting tools, wheeled vehicles using the SOLIDWORKS engineering analysis system, which allows conducting numerical experiments to determine their characteristics, namely mass, coordinates of the center of gravity for the purpose of further optimization according to various criteria. The paper analyzes the possibilities of various software products for solving the scientific and technical task of static balancing in the process of designing and determining the critical speeds of movement of complex multi-mass and multi-body systems. A computer modeling methodology in SOLIDWORKS is proposed to solve the problems of static balancing of multi-mass and multi-body systems in the process of their design. its location with further verification of the accuracy of the performed calculations of the location of the coordinates of the center of gravity of the complex system after carrying out static balancing. A methodology for determining critical traffic parameters is proposed, taking into account the weight of the vehicle, the type of cargo and its location in the body, the number of passengers, which provides an accurate determination of the center of gravity and its coordinates. In further studies, it is proposed to carry out simulations and calculations for specific parameters of complex multi-mass objects and to compare them with the results of calculations based on the recommended values of the coordinates of the center of mass.

Key words: kinematics, static balancing, center of gravity coordinates, computer simulation.

Постановка проблеми

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, 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 невірноважених систем та визначенню характеристик критичних параметрів руху складних рухомих об'єктів.

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 та підвищити точність розрахунків параметрів руху системи з урахуванням змінних параметрів її об'ємної геометричної конфігурації.

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.

При 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 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.

Робота присвячена вирішенню науково-технічної задачі, 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.

Аналіз літературних джерел

У якості аналізу багатомасових і багатотільних систем розглянемо, як приклади, проектування та динаміку роботи спеціальних токарних пристроїв для розточування корпусних деталей, розточувальних борштанг для оброблення глухих отворів у корпусних деталях та кінематику руху транспортних засобів.

Відомий спосіб статичного балансування обертальних мас, при якому визначається опір коченню деталі, при умові, що контакт між цапфами і призмами є точковим. [1]. Але використання цього способу не дає прямого визначення маси противаги та потребує здійснення декількох практичних спроб для визначення маси противаги.

Відомий спосіб який полягає в тому, що тіло для балансування кладуть цапфами на паралельні призми з низьким тертям, після чого тіло відхиляють вліво, а потім вправо та після повернення і зупинки центра ваги тіла у найнижчому положенні на торці деталі наносять дві діаметральні риски відповідних зупинок і отримують кут, на бісектрисі якого лежить істинний центр ваги тіла, потім довільно задають радіус прикладення противаги та обчислюють опір коченню при точковому контакті і потім розраховують масу противаги.

Для складних систем, таких як спеціальні верстатні пристрої, виникає потреба проводити статичне балансування на самому верстаті, закріплюючи їх у шпинделі де у підшипниках виникають значні сили тертя, що знижує точність балансування.

Аналіз конструкцій спеціальних токарних пристроїв показує, що в основному вони 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 не симетричною та елементи пристрою, що розташовуються на планшайбі, також не симетричні осі обертання і відповідно центр ваги системи «заготовка-пристрій» розташовується відносно осі обертання шпинделя із 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 ведуть 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.

Фізика обробки консольним різальним інструментом призводить до небажаних вібрацій, 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. По конструкції, статично не збалансована, борштанга із значним вилітом різця та елементами його кріплення є складною статично невірноваженою системою із 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. Дослідженням коливань при точінні та моделюванню форми коливань механічної коливної системи «шпиндельний вузол-основа» присвячено значна кількість робіт, як вітчизняних так і закордонних вчених [2-5]. Визначенням джерела дисбалансу системи шпindel-інструмент та динамікою тонкого розточування багаторізьбовими консольними бурильними штангами займалися автори [6, 7].

Для зменшення вібрації консольних борштанг застосовують різні конструкції з елементами, які знижують вібрації: встановленням армованих пружних елементів [6]; встановленням симетричних силових циліндрів з джерелом тиску [7]; виконують корпус борштанги у вигляді труб, заповнених пружним середовищем [8]. 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 тіла, що обертається, та характеризується статичною нерівномірністю. 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.

Метод підбору пробних мас полягає в безперервному розміщенні різних коригувальних мас на найлегшій частині ротора до тих пір, поки не буде досягнуто положення рівноваги.

Метод кругового переміщення полягає в наступному. Розділяють окружність ротора в площині корекції на вісім рівних частин і позначають їх крейдою. Ротор поміщають на балансувальний верстат так, щоб лінія знаходилася в горизонтальній площині. У першій точці повертають ротор на 45° і вибирають масу, яка приведе другу точку до горизонтальної площини. Першу масу знімають і зважують. У другій точці вибирається маса, яка повертає ротор на кут 45° . В результаті отримуємо невірноважені маси, які повертають ротор на той самий кут. Значення і кути повороту ротора, що компенсують цей кут, визначаються графічно. Для цього будується графік, на якому по горизонтальній осі відкладаються значення кута невірноваженої маси, а по вертикальній – значення маси. Отримані точки з'єднуються синусоїдальною кривою. На кривій лежать точки, які відповідають мініимальному і максимальному значенням невірноваженої маси. Найнижча точка на кривій є найважчою точкою ротора.

Для вирішення завдання статичного балансування складного об'єкта головним є визначення координат центру ваги об'єкта та місця розташування противаги та її маси. В основному це багаторазовий експериментальний підбір.

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

Відомий спосіб статичного балансування обертальних мас, при якому визначається опір коченню деталі, при умові, що контакт між цапфами і призмами є точковим. [9]. Але використання цього способу не дає прямого визначення маси противаги та потребує здійснення значної кількості практичних спроб для визначення цієї маси.

Відомий спосіб [10] який полягає в тому, що тіло для балансування кладуть цапфами на паралельні призми з низьким тертям, після чого тіло відхиляють вліво, а потім вправо та після повернення і зупинки центра ваги тіла у найнижчому положенні на торці деталі наносять дві діаметральні риски відповідних зупинок і отримують кут, на бісектрисі якого лежить істинний центр ваги тіла, потім довільно задають радіус прикладення противаги та обчислюють опір коченню при точковому контакті і потім розраховують масу противаги.

Отже 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.

Відомий спосіб визначення положення координат центра ваги колісного транспортного засобу згідно якого визначають тиск повітря в кожній шині, порівнюють його значення з розрахунковим та визначають величини вертикальних навантажень на кожне з коліс [11].

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.

Під стійкістю розуміють здатність автомобіля протистояти заносу (бічному ковзанню) і перекиданню. Найчастіше порушення стійкості автомобіля виникає внаслідок дії бічних сил і поперечної складової, сили тяги. Стійкість рухомого автомобіля залежить від багатьох чинників: маси автомобіля, висоти його центру тяги, ширини колії, бази, розміру шин, їх конструкції й стану; радіусів кривизни дороги й стану її поверхні, швидкості та напрямку руху; уміння керувати автомобілем тощо.

Відомий спосіб визначення положення точки центру мас напівпричепа вантажного автомобіля, що включає визначення 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 визначають положення центра мас у вертикальній площині, змінюють рух на прямолінійний рівномірний, визначають зміну тиску повітря в кожній шині коліс, за якою - величин вертикальних навантажень на кожне із коліс, за якими визначають координати центра мас у горизонтальній площині [12].

Недоліками таких способів є значний час його виконання та необхідність у спеціальному обладнанні і фінансові втрати, пов'язані із простим напівпричепа вантажного автомобіля.

Використання програм для тривимірної моделювання, таких як SOLIDWORKS, CATIA, ANSYS, дозволяє створити віртуальну модель складної технічної системи. Існують спеціалізовані програми: CarSim, ADAMS/Car, SIMPACK . Ці програми дозволяють інженерам та дослідникам вивчати поведінку транспортних та механічних систем у різних ситуаціях та оцінювати їх стійкість та безпеку. Вони застосовуються в різних галузях, включаючи автомобільну промисловість, залізничний транспорт, авіацію, будівництво та багато інших.

Але, висока вартість придбання ліцензії на використання та не потрібність усіх додатків баз даних для вирішення поставленого завдання, дає можливість скористатися програмним продуктом SolidWorks, який має ліцензію на використання у ХНУ, для аналізу кінематики та динаміки багатомасових і багатотільних систем.

Аналіз наукової літератури показав, що існує широкий клас задач в яких необхідно враховувати

просторові форми об'єктів, визначати масу та координати центру ваги та відстані їх до горизонтальних або вертикальних площин.

Виклад основного матеріалу

Для вирішення поставленого завдання – створення методології проектування та аналізу динаміки роботи спеціальних токарних пристроїв для розточування корпусних деталей, розточувальних борштанг для оброблення глухих отворів у корпусних деталях та аналізу кінематики руху транспортних засобів необхідно знати їх масові характеристики та розташування координат центру ваги складного тіла.

Визначення центру ваги складного тіла є важливим завданням в багатьох областях, таких як інженерія, фізика, біологія та інші. Для обчислення центру ваги складного тіла можна використовувати різні методи, зокрема комп'ютерні програми. Наведемо загальний підхід до визначення центру ваги складного тіла за допомогою комп'ютерних програм:

1. Моделювання тіла. Спершу необхідно створити комп'ютерну модель тіла, яке досліджується. Це може бути 3D-модель у програмах для тривимірної графіки або математична модель у вигляді координат, розмірів та мас елементів тіла.

2. Розбиття тіла на елементи. Якщо тіло складається з різних частин або елементів, їх можна розбити на менші сегменти з більш простими геометричними формами. Наприклад, тіло можна розбити на конуси, циліндри, сфери тощо.

3. Обчислення маси та координат елементів. Для кожного елемента тіла потрібно обчислити його масу та координати відносно певної системи координат. Масу можна знайти, знаючи густину матеріалу і об'єм елемента.

4. Обчислення моментів. Для кожного елемента обчислюються моменти відносно вибраної точки або осі. Момент враховує як масу, так і відстань від точки чи осі.

5. Сумування моментів. Обчислені моменти для всіх елементів тіла додаються, щоб отримати загальний момент.

6. Обчислення координат центру ваги. Для визначення координат центру ваги можна використовувати різні формули, залежно від обраної точки відліку. Наприклад, центр ваги можна знайти як середнє арифметичне координат точок.

7. Відображення результатів. Після обчислення координат центру ваги можна відобразити їх на графіку або використати для подальших обчислень чи аналізу.

Цей підхід є загальним і може варіюватися в залежності від складності тіла та конкретних обмежень. У більш складних випадках можуть застосовуватися чисельні методи або програми для розв'язання інтегральних рівнянь.

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 є 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 проектування, статичного балансування в процесі проектування, 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 3-D моделей об'єктів з визначенням ваги та розташування координат центру ваги складної системи, використовуючи необхідні опції програмного продукту SOLIDWORKS.

Для цього, при проектуванні спеціальних розточувальних пристроїв, створюється 3-D модель заготовки (рис. 1) та 3-D модель конструкції спеціального верстатного пристрою для токарного оброблення (рис. 2). Проводиться графічне встановлення 3-D заготовки у верстатний пристрій та потім проводяться дії по розрахунку маси противаги та підбору місця її розташування за умовою, що координати центру будуть розташовані на осі обертання. Це дає можливість зменшити натурні спроби статичного балансування та час на проведення експериментів.

Зменшення інтенсивності вібрації консольних борштанг, які статично не збалансовані, є одним з ключових способів підвищення продуктивності та точності обробки. Запропоновано методологію для статичного балансування консольних борштанг в процесі їх проектування, що обов'язково потребує створення 3-D моделі у SOLIDWORKS самої борштанги спочатку без противаги (рис. 3), а надалі визначення ваги та розташування координат центру ваги борштанги. Знаючи ці параметри визначається маса противаги, конструктивні параметри та місце її розташування.

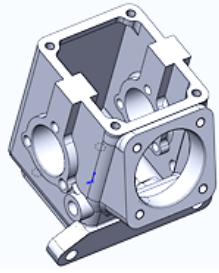


Рис. 1 – 3D-модель заготовки

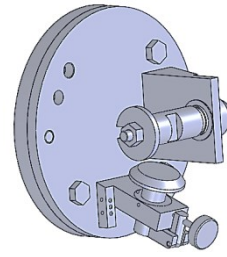


Рис. 2 – 3D-модель спеціального токарного пристрою

Зменшення інтенсивності вібрації консольних борштанг, які статично не збалансовані, є одним з ключових способів підвищення продуктивності та точності обробки. Запропоновано методологію для статичного балансування консольних борштанг в процесі їх проектування, що обов'язково потребує створення 3-D моделі у SOLIDWORKS самої борштанги спочатку без противаги (рис. 3), а надалі визначення ваги та розташування координат центру 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. 3 – 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) у якій присутня висота центру 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.). Для визначення критичної швидкості руху при повороті застосовується наступна залежність:

$$V_{кр.пер.} = \sqrt{\frac{B}{2h_g} \cdot g \cdot R}, \quad (1)$$

де B – ширина колії, м;

h_g – висота центру мас, м;

g – прискорення земного тяжіння, м/с²;

R – радіус повороту, 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 3-D модель транспортного засобу (рис. 4) 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. 4– 3D-модель транспортного засобу

Висновки і перспективи розвитку напрямку

Застосування запропонованої методології статичного балансування спеціальних токарних пристроїв із встановленою заготовкою в процесі проектування, визначення параметрів противаги для статичного балансування консольної борштанги для розточування глухих отворів за допомогою програмного продукту SOLIDWORKS, дає можливість підвищити точність розрахунків відстані розташування центру ваги у вертикальній та горизонтальній проекції об'єкта, скоротити витрати часу на проведення натурального

статичного балансування та підвищити його точність, завдяки отриманню точних розмірів елементів пристрою та противаги. Для аналізу кінематики руху транспортного засобу запропоновано створювати 3-D модель транспортного засобу у SOLIDWORKS з подальшим встановленням точної ваги транспортного засобу, розташування центра ваги та його координат, визначення критичних швидкостей руху із подальшим аналізом ситуації, яка виникла. У подальших дослідженнях запропоновано провести моделювання та розрахунки для конкретних параметрів складних багатомасових об'єктів та порівняти з результатами розрахунків по рекомендованими величинами координат центру мас. Для підтвердження якості отриманих результатів провести моделювання траєкторій руху досліджуваних об'єктів у SOLIDWORKS Motion.

Література

1. Деформаційні опори в машинах / Л. М. Бондаренко, М. П. Довбня, В. С. Ловейкін // Дніпропетровськ: Дніпро-VAL. - 2002. – с.22.
2. Динамічне управління коливаннями при точінні / В. О.Залога, Д. В. Криворучко, Ю. В. Шаповал, К. А. Дрофа. // *Mechanics and Advanced Technologies*. – 2017. – №79. – С. 100–107.
3. Моделювання форм коливань механічної коливної системи «шпиндельний вузол-основа». / Ю. М. Данильченко, А. І. Петришин // *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*. - 2012. - № 30. С. 309–316.
4. H. Oborskyi, A. Orgiyan, A. Balaniuk, 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.
5. 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.
6. А.с. 1493388 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий; № 4284080/25-08 ; заявл.14.07.87; опубл. 15.07.89, Бюл. №26.
7. А.с. 1174167 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий; №3443399/25-08; заявл. 25.05.85; опубл. 23.08.85, Бюл. №31.
8. А.с. 336890 В23В 29/02. Борштанга для обработки глубоких отверстий; №2037534/25-08; заявл. 28.04.76; опубл. 30.11.76, Бюл. №44.
9. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин. Монографія / Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І. // Миколаїв: Вид.-во РВВ МДАУ. - 2004.- 286 с.
10. Спосіб визначення маси противаги при статичному балансуванні : пат. 85520 Україна : МПК G01L 3/00. № u200707114. заявл. 25.06.2007. опубл. 26.01.2009, Бюл. №2.
11. 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.
12. 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.

References

1. Deformatsiini opory v mashynakh / L. M. Bondarenko, M. P. Dovbnya, V. S. Loveikin // Dnipropetrovsk: Dnipro-VAL. - 2002. – s.22.
2. Dynamichne upravlinnia kolyvanniamy pry tochinni / V. O.Zaloha, D. V. Kryvoruchko, Yu. V. Shapoval, K. A. Drofa. // *Mechanics and Advanced Technologies*. – 2017. – №79. – S. 100–107.
3. Modeliuvannya form kolyvan mekhanichnoi kolyvnoi systemy «shpyndelnyi vuzol-osnova». / Yu. M. Danylchenko, A. I. Petryshyn // *Nadiinist instrumentu ta optymizatsiia tekhnolohichnykh system*. - 2012. - № 30. S. 309–316.
4. H. Oborskyi, A. Orgiyan, A. Balaniuk, 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.
5. 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.
6. A.s. 1493388 V23V 29/02. Borshtanha dlia obrabotky hlubokyykh otverstiy; № 4284080/25-08 ; zaiavl.14.07.87; opubl. 15.07.89, Biul. №26.
7. A.s. 1174167 V23V 29/02. Borshtanha dlia obrabotky hlubokyykh otverstiy; №3443399/25-08; zaiavl. 25.05.85; opubl. 23.08.85, Biul. №31.
8. A.s. 336890 V23V 29/02. Borshtanha dlia obrabotky hlubokyykh otverstiy; №2037534/25-08; zaiavl. 28.04.76; opubl. 30.11.76, Biul. №44.
9. Modeliuvannya dynamiky mekhanizmiv vantazhopidymnykh mashyn. Monohrafiia / Loveikin V.S., Chovniuk Yu.V., Dikteruk M.H., Pastushenko S.I. // *Mykolaiv: Vyd.-vo RVV MDAU*. - 2004.- 286 s.
10. Sposib vyznachennia masy protyvahy pry statychnomu balansuvanni : pat. 85520 Ukraina : MPK G01L 3/00. № u200707114. zaiavl. 25.06.2007. opubl. 26.01.2009, Biul. №2.
11. Sposib vyznachennia polozhennia tsentra vahy kolisnoho transportnoho zasobu i prystrii dlia yoho zdiisnennia; pat. 69620 Ukraina : MPK V60S23/00 ; opubl. 15.09.2004, Biul. №9.
12. Sposib vyznachennia polozhennia tochyky tsentru mas napivprychepa vantazhnoho avtomobilia : pat. 63957 Ukraina : MPK V60S 23/00. № u200904203; zaiavl. 29.03.2011; opubl. 25.06.09, Biul. № 20.