

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

*Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису*

ЗАРІВНИЙ ОЛЕКСАНДР ЮРІЙОВИЧ

УДК 629.359, 681.513.1

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ
МАЛОГАБАРИТНИХ ВАНТАЖІВ**

133 «Галузеве машинобудування»

(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

Науковий керівник
Ромасевич Юрій Олександрович
доктор технічних наук, професор

Київ – 2025

АНОТАЦІЯ

Зарівний О. Ю. Оптимізація режимів руху пристрою для переміщення малогабаритних вантажів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії PhD (кандидата технічних наук) за спеціальністю 133 галузеве машинобудування. – Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ, 2025.

У дисертаційній роботі проведено дослідження, спрямовані на підвищення ефективності переміщення малогабаритних вантажів шляхом створення прототипу безпілотного двоколісного пристрою та синтезу керування його рухом. Розроблений пристрій призначений для використання в умовах міської інфраструктури на завершальному етапі логістичного ланцюга («остання миля»). Робота включає повний цикл – від розробки концепції пристрою та створення фізичної моделі до математичного моделювання, синтезу оптимального керування, експериментальної перевірки, оцінки економічної ефективності його роботи.

Виконано аналіз сучасного стану сфери доставки малогабаритних вантажів, досліджено перспективи використання безпілотних мобільних платформ та окреслено проблему стабілізації двоколісних нестійких систем. Встановлено недостатню вивченість питань стабілізації двоколісних пристроїв та їх використання в задачах автономної доставки малогабаритних вантажів, що визначає актуальність теми.

Розроблено концепцію пристрою для використання в міському середовищі, з урахуванням вимог до габаритів вантажу (об'ємної ваги, вантажопідйомності, швидкості руху, обмежень електричної потужності приводів). Створено фізичну модель пристрою з механізмом балансування, який працює за принципом зміщення центра ваги відносно точок опори.

Підібрано елементну базу, створено 3D-модель пристрою з подальшим виготовленням її прототипу.

Побудовано математичну модель динаміки стабілізації пристрою за допомогою підходів «чорна скриня» та «сіра скриня». Підхід «чорна скриня» реалізовано за допомоги рекурентної нейромережі з довгою короткочасною пам'яттю (LSTM), яка за допомогою експериментальних даних роботи пристрою (кут та кутова швидкість нахилу рами та відхилення механізму балансування) дозволила виконувати прогнозування динаміки роботи пристрою в режимі стабілізації свого положення.

Для реалізації підходу «сіра скриня» побудовано динамічну модель пристрою та складено рівняння його руху у вигляді рівнянь Лагранжа 2-го роду. Отримані рівняння містили невідомі параметри пристрою, для їхнього визначення було зібрано масив експериментальних даних роботи пристрою. Для розв'язання задачі ідентифікації параметрів пристрою застосовано оптимізаційний алгоритм RING-ROT-PSO. У результаті визначено еквівалентні значення моментів інерції рами $I_{lk}=5,52 \cdot 10^{-4}$ кг·м² та колеса $I_{kk}=2,75 \cdot 10^{-3}$ кг·м², а також масу колеса $m_k=3,31 \cdot 10^{-1}$ кг.

На основі математичної моделі сформульовано задачу синтезу оптимального керування положенням пристрою в режимі стабілізації свого положення під час зупинки (статичне балансування). Розглянуто застосування два типи регуляторів – ПІ та ПІД. Сформовано комплексний критерій оптимізації та складено 11 наборів вагових коефіцієнтів його складових. Проведено оптимізацію коефіцієнтів кожного з регуляторів для всіх наборів вагових коефіцієнтів. Мінімізацію критерію проведено за допомогою модифікованого методу рою часточок VCT-PSO за рахунок знаходження відповідних коефіцієнтів регуляторів. Оцінку якості отриманого керування проведено за показниками середньоквадратичних та максимальних кутових прискорень нахилу пристрою та відхилення механізму балансування. Визначено оптимальні коефіцієнти ПІД-регулятора ($k_1=-2,113$, $k_2=-1,747$, $k_3=-4,92 \cdot 10^{-6}$). Встановлено, що введення диференціальної складової дозволило

зменшити максимальні кутові прискорення до 20 разів, а середньоквадратичні – до 4,8 разів. Це підтверджує застосовність ПІД-регулятора для задачі стабілізації положення пристрою.

Для перевірки теоретичних результатів проведено експериментальне дослідження роботи розробленого керування на фізичному прототипі пристрою в лабораторних умовах. Суть експериментів полягала в зчитуванні даних роботи стабілізації положення пристрою під дією зовнішніх збурень (поштовхів). За результатами експериментів отримано 11 масивів даних роботи пристрою. При співставленні теоретичних і експериментальних даних отримали показники максимальних ($0,00325 \dots 0,0112$ рад) та середньоквадратичних ($0,00155 \dots 0,00487$ рад) похибок кута нахилу пристрою та показники похибок максимальної ($0,0218 \dots 0,0782$ рад/с) та середньоквадратичної ($0,00669 \dots 0,0238$ рад/с) кутової швидкості нахилу пристрою. Логарифмічний декремент згасання коливань при цьому знаходився в межах $0,25 \dots 2,11$.

Додатково проведено дослідження впливу змінного навантаження на ефективність стабілізації положення пристрою. Для забезпечення стабілізації положення пристрою з додатковою масою коефіцієнти регулятора потребували коригування. Встановлено, що чим більша вага наважки, тим більша тривалість стабілізації. Отримані результати дають підстави вважати задачу синтезу оптимального керування рухом пристроєм для транспортування малогабаритних вантажів виконаною.

Здійснено економічну оцінку ефективності запропонованого технічного рішення. Визначено вартість розробленого прототипу (23244 грн) та вартість повноцінного функціонального прототипу (46029 грн), який містить необхідні складові для доставки вантажів в реальних умовах (систему позиціонування та планування траєкторії, контейнер з електронним замком, систему віддаленого керування та механізм підйому пристрою в разі втрати рівноваги).

Виконано порівняння вартості на утримання та обслуговування одного робота та одного кур'єра на електросамокаті. Потенційне зниження витрат на

доставку сягає 2,4 рази в перший рік та 5 разів в другий і подальші роки. Це показує практичну доцільність впровадження запропонованого пристрою для задач логістики останньої милі.

Ключові слова: LSTM, PID-регулятор, Ring-Rot-PSO, VCT-PSO, двоколісний пристрій, експериментальне дослідження, керування рухом, математична модель, нестійка динамічна система, рівняння руху, стабілізація положення, фізична модель.

ABSTRACT

Zarivnyi O. Y. Optimization of operating modes of a device for transporting small-sized cargo. – Qualification research paper (manuscript).

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy (PhD) in Engineering, specialty 133 – Industrial Engineering. – National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, 2025.

The dissertation presents a study aimed at improving the efficiency of small-scale cargo transportation through the development of a prototype of an unmanned two-wheeled device and the synthesis of motion control. The developed device is intended for use in urban infrastructure at the final stage of the logistics chain ("last mile"). The research encompasses the full development cycle – from conceptual design and creation of a physical prototype to mathematical modeling, optimal control synthesis, experimental verification, and economic efficiency evaluation.

An analysis of the current state of small cargo delivery was conducted, highlighting the potential of unmanned mobile platforms and identifying the stabilization problem of unstable two-wheeled systems. It was established that the topic of stabilization and control of two-wheeled devices for autonomous small cargo delivery remains underexplored, which substantiates the relevance of the research.

A concept of the device for urban application was developed, taking into account cargo volume, payload capacity, velocity, and electric power limitations of the drives. A physical prototype with a balancing mechanism based on shifting the

center of mass relative to the support points was created. The hardware base was selected, and a 3D model of the device was designed and subsequently fabricated.

A mathematical model of the device's stabilization dynamics was constructed using "black box" and "gray box" approaches. The black-box model was implemented using a Long Short-Term Memory (LSTM) recurrent neural network, which used experimental data on tilt angle and angular velocity of the frame and balancing mechanism to predict the stabilization behavior of the device.

To implement the gray-box approach, a dynamic model of the device was built and its equations of motion were formulated using second-order Lagrange equations. These equations included unknown parameters. A dataset of experimental measurements was collected, and the Ring-Rot-PSO optimization algorithm was used to identify the parameters that minimized the modeling error. As a result, the equivalent moments of inertia were found: $I_{I\kappa} = 5.52 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ for the frame and $I_{K\kappa} = 2.75 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ for the wheel. The wheel mass was also refined to $m_{\kappa} = 3.31 \cdot 10^{-1} \text{ kg}$.

Based on the mathematical model, the task of optimal control synthesis in static balancing mode was formulated. Two types of controllers – PI and PID – were considered. A comprehensive optimization criterion was defined, and 11 sets of weighting coefficients were prepared. Each controller's coefficients were optimized for all weight sets using the modified VCT-PSO particle swarm algorithm. Control quality was evaluated based on maximum and RMS angular accelerations of the frame and the balancing mechanism. The optimal PID controller coefficients were identified ($k_1 = -2.113$, $k_2 = -1.747$, $k_3 = -4.92 \cdot 10^{-6}$). It was found that introducing the derivative component reduced peak angular accelerations by up to 20 times and RMS accelerations by up to 4.8 times. This confirms the applicability of the PID controller for position stabilization.

To verify the theoretical results, experimental testing of the control system was performed using the physical prototype under laboratory conditions. The experiments focused on collecting data under external disturbances (e.g., mechanical impacts). Eleven datasets were recorded. Comparison of theoretical and

experimental results yielded maximum tilt angle errors in the range of 0.00325 to 0.0112 rad and RMS errors of 0.00155 to 0.00487 rad. Maximum angular velocity errors ranged from 0.0218 to 0.0782 rad/s, and RMS errors from 0.00669 to 0.0238 rad/s. The logarithmic decrement of oscillation damping ranged from 0.25 to 2.11.

Additionally, the impact of varying payload on stabilization performance was studied. It was found that controller coefficients required adjustment depending on the mass of the load: the heavier the load, the longer the stabilization time. These findings confirm the successful solution of the optimal control synthesis problem for the two-wheeled device in small cargo transportation tasks.

An economic assessment of the proposed technical solution was conducted. The prototype cost was calculated at 23244 UAH, while the cost of a fully functional delivery-capable version was 46029 UAH. The full prototype includes key subsystems such as trajectory planning and positioning, a container with an electronic lock, remote control, and a self-righting mechanism.

A comparison of operating and maintenance costs between the robot and a human courier on an electric scooter showed that delivery costs could be reduced by up to 2.4 times in the first year and up to 5 times in subsequent years. This demonstrates the practical feasibility of implementing the proposed device for last-mile logistics applications.

Key words: *equations of motion, experimental study, LSTM, mathematical model, motion control, PID controller, position stabilization, Ring-Rot-PSO, two-wheeled device, unstable dynamic system, VCT-PSO, physical model.*

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Стаття у виданні, що входить до міжнародної наукометричної бази

Scopus:

1. Romasevych Y., **Zarivnyi O.** Mathematical modeling of the device for transporting small-sized cargo. UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering. ISSN 1454-2358. 2024. Vol. 86. Iss. 3. PP. 87-102. *(Zarivnyi O. проаналізовано, систематизовано результати досліджень, визначено актуальність, сформульовано наукову новизну, практичне значення та мету проведених досліджень, побудовано математичну модель пристрою з застосуванням підходу «чорна скриня», підготовлено публікацію до друку відповідно до вимог видання. Romasevych Y. здійснено науковий та методичний супровід дослідження, запропоновано застосування рекурентних нейронних мереж з шарами LSTM для побудови математичної моделі на основі експериментальних даних роботи пристрою).*

Статті у наукових фахових виданнях України категорії „Б”

2. Loveikin V., Romasevych Y., **Zarivnyi O.** Development of a mathematical model of stabilisation of device for small-sized cargo transportation. Scientific Reports of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. 2024. Vol. 20(4). PP. 57 - 71. DOI: 10.31548/dopovidi/3.2024.57. *(Zarivnyi O. проаналізовано, систематизовано результати досліджень, визначено актуальність, сформульовано наукову новизну, практичне значення та мету проведених досліджень, виконано побудову математичної моделі пристрою з застосуванням підходу «сіра скриня», підготовлено публікацію до друку відповідно до вимог видання. Romasevych Y. здійснено науковий та методичний супровід дослідження, запропоновано рівняння критерію оптимізації та виконано його*

мінімізацію з використанням методу RING-ROT-PSO. Loveikin V. Побудовано динамічну модель пристрою та виведено рівняння руху пристрою у вигляді рівнянь Лагранжа другого роду).

3. **Zarivny O.**, Romasevych Y. Development of a physical model of the device for transporting small loads. Scientific Reports of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. 2023. Vol. 19(6). DOI: 10.31548/dopovidi6(106).2023.024. (*Zarivny O.*, виконано аналіз публікацій по темі дослідження, сформовано мету та задачі, виконано побудову фізичної моделі пристрою з механізмом балансування. Romasevych Y. здійснено науковий та методичний супровід дослідження).
4. Ромасевич Ю., **Зарівний О.** Експериментальне дослідження стабілізації положення пристрою для переміщення малогабаритних вантажів. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2025. Вип. 105. С. 37–44. (*Зарівний О.* виконано аналіз публікацій по темі дослідження, сформовано мету та задачі, проведено експериментальне дослідження якості роботи пристрою. Ромасевич Ю. здійснено науковий та методичний супровід дослідження).

Тези наукових доповідей:

5. Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., **Зарівний О. Ю.** Розробка концепції пристрою для транспортування малогабаритних вантажів. Збірник тез доповідей XXIII міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки». 2022. С. 207-210. (*Зарівний О. Ю.* проаналізовано методи автоматизації складів, виконано побудову 3Д-моделі пристрою. Ромасевич Ю. О. здійснено науковий та методичний супровід дослідження. Ловейкін В. С. сформовано вимоги до концепції пристрою).

6. Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., **Зарівний О. Ю.** Пристрій для транспортування малогабаритних вантажів. Збірник тез доповідей IX міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання». 2022. С. 284-287. *(Зарівний О. Ю. проаналізовано методи автоматизації складів та механізми балансування двохколісних пристроїв. Ромасевич Ю. О. здійснено науковий та методичний супровід дослідження. Ловейкін В. С. виконано патентний пошук механізмів балансування).*
7. Ромасевич Ю. О., **Зарівний О. Ю.** Вдосконалення фізичної моделі пристрою для транспортування малогабаритних вантажів. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Продовольча та екологічна безпека в умовах війни та повоєнної відбудови: виклики для України та світу». 25 травня 2023. С. 82-84. *(Зарівний О. Ю. розроблено конструкцію та виконано деталювання вдосконаленого механізму балансування. Ромасевич Ю. О. здійснено науковий та методичний супровід дослідження).*
8. Ромасевич Ю. О., **Зарівний О. Ю.** Експериментальні дослідження динаміки стабілізації пристрою для транспортування малогабаритних вантажів. Збірник тез доповідей III-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2023». 2023. С. 217-219. *(Зарівний О. Ю. провів експериментальне дослідження роботи пристрою в режимі стабілізації свого положення. Ромасевич Ю. О. здійснено науковий та методичний супровід дослідження).*
9. Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., **Зарівний О. Ю.** Розробка фізичної моделі пристрою для транспортування малогабаритних вантажів. Збірник тез доповідей X міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання». 2023. С. 345-347. *(Зарівний О. Ю. виконано підбір комплектуючих та побудову фізичної моделі пристрою для переміщення малогабаритних вантажів. Ромасевич Ю. О. здійснено*

науковий та методичний супровід дослідження. Ловейкін В. С. надано консультативну допомогу щодо побудови пристрою).

10. Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., **Зарівний О. Ю.** Аналіз патентних документів у галузі розробки пристроїв для транспортування малогабаритних вантажів. Збірник тез доповідей XI міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання». 2024. С. 310-312. *(Зарівний О. Ю. виконано патентний пошук пристроїв для транспортування малогабаритних вантажів. Ромасевич Ю. О. здійснено науковий та методичний супровід дослідження. Ловейкін В. С. сформовано запити для патентного пошуку).*
11. Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., **Зарівний О. Ю.** Аналіз патентної документації конструкцій самобалансуючих двоколісних пристроїв для транспортування малогабаритних вантажів. Збірник тез доповідей XXIII міжнародної онлайн-конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн». 2024. С. 68-70. *(Зарівний О. Ю. виконано патентний пошук двоколісних пристроїв для транспортування малогабаритних вантажів. Ромасевич Ю. О. здійснено науковий та методичний супровід дослідження. Ловейкін В. С. сформовано запити для патентного пошуку).*
12. Ромасевич Ю. О., **Зарівний О. Ю.** Синтез оптимального керування рухом пристрою для транспортування малогабаритних вантажів в режимі стабілізації свого положення. Збірник тез доповідей XII міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання». 2025. С. 417-419. *(Зарівний О. Ю. провів синтез оптимального керування рухом пристрою для транспортування малогабаритних вантажів в режимі стабілізації свого положення. Ромасевич Ю. О. здійснено науковий та методичний супровід дослідження, сформував комплексний критерій оптимізації та метод оптимізації VCT-PSO).*

13. Ромасевич Ю. О., **Зарівний О.** Експериментальне дослідження стабілізації положення пристрою для переміщення малогабаритних вантажів з додатковим вантажем. Збірник тез доповідей міжнародної науково-практичної конференції «Нові досягнення в дослідженнях будівельних, дорожніх і підйомно-транспортних машин». 2025. С. 98-101. *(Зарівний О. проведено серію експериментів, виконано обробку даних, їх аналіз та побудовано графіки роботи пристрою. Ромасевич Ю. здійснено науковий та методичний супровід дослідження).*

ЗМІСТ

ВСТУП	16
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	21
1.1. Загальні відомості про способи транспортування малогабаритних вантажів та автоматизацію цих процесів.....	21
1.2. Кількісний аналіз наукових публікацій.....	23
1.3. Кількісний аналіз патентів.....	28
1.4. Змістовний аналіз патентів.....	31
1.5. Визначення доцільної області застосування пристрою для транспортування малогабаритних вантажів	35
1.6. Підходи до ідентифікації моделей динамічних систем.....	37
1.7. Аналіз досліджень щодо оптимального керування рухом динамічних систем	39
Висновки до першого розділу та завдання досліджень.....	45
Список використаних джерел до першого розділу.....	47
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ МАЛОГАБАРИТНИХ ВАНТАЖІВ.....	57
2.1. Розробка концепції пристрою	57
2.1.1. Загальні вимоги до пристрою	57
2.1.2. Вибір концепції механізму балансування	61
2.2. Схема взаємодії апаратної частини пристрою.....	62
2.3. Вибір комплектуючих і розробка конструкції пристрою.....	66
2.3.1. Вибір приводів і розробка конструкції рами	66
2.3.2. Розробка механізму повороту переднього колеса і механізму балансування.....	68
2.4. Опис датчиків, приводів та мікроконтролера.....	72
2.5. Програмування базових функцій керування пристроєм.....	75
Висновки до другого розділу.....	80
Список використаних джерел до другого розділу.....	81

РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ МАЛОГАБАРИТНИХ ВАНТАЖІВ.....	83
3.1. Опис підходу «чорна скриня» до ідентифікації системи	83
3.1.1. Проведення тестових експериментів та обробка отриманих даних.....	84
3.1.2. Вибір структури нейронної мережі.....	86
3.1.3. Навчання ШНМ.....	87
3.1.4. Опис методики оцінки якості навчання ШНМ	89
3.1.5. Результати перевірки якості прогнозування ШНМ.....	90
3.2. Опис підходу «сіра скриня» до ідентифікації математичної моделі системи	92
3.2.1. Побудова математичної моделі пристрою у вигляді рівнянь Лагранжа другого роду.....	93
3.2.2. Збір експериментальних даних при стабілізації положення пристрою	101
3.2.3. Застосування критерію оптимізації для знаходження невідомих параметрів рівняння.....	102
3.2.4. Мінімізація критерію оптимізації за допомогою методу Ring Rot PSO.....	104
3.2.5. Опис методики оцінки математичної моделі та результати її застосування	106
Висновки до третього розділу.....	109
Список використаних джерел до третього розділу.....	111
РОЗДІЛ 4. СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ ПРИСТРОЮ В РЕЖИМІ СТАБІЛІЗАЦІЇ СВОГО ПОЛОЖЕННЯ	112
4.1. Постановка задачі	112
4.2. Методика розв'язку поставленої задачі.....	114
4.2.1. Вибір регулятора	114
4.2.2. Зведення задачі до задачі безумовної оптимізації.....	114
4.2.3. Побудова цільової функції.....	116

	15
4.3. Метод оптимізації.....	117
4.4. Аналіз отриманих результатів.....	118
4.4.1. Результати, що відповідають застосуванню ПІ-регулятора...	119
4.4.2. Результати, що відповідають застосуванню ПІД-регулятора.	123
Висновки до четвертого розділу.....	128
Список використаних джерел до четвертого розділу.....	130
РОЗДІЛ 5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКОСТІ РОБОТИ	
ПРИСТРОЮ В РЕЖИМІ СТАБІЛІЗАЦІЇ СВОГО ПОЛОЖЕННЯ.....	132
5.1. Опис параметрів оцінки якості роботи пристрою в режимі стабілізації свого положення	132
5.2. Аналіз отриманих результатів.....	134
Висновки до п'ятого розділу.....	142
Список використаних джерел до п'ятого розділу.....	143
РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРАКТИЧНОГО ЗАСТОСУВАННЯ	
ПРИСТРОЮ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ МАЛОГАБАРИТНИХ	
ВАНТАЖІВ.....	144
6.1. Розрахунок вартості розробленого пристрою	144
6.2. Розрахунок вартості повноцінного пристрою.....	146
6.3. Рекомендації до вибору компонентів пристрою.....	149
6.4. Розрахунок прибутковості застосування.....	150
Висновки до шостого розділу.....	153
Список використаних джерел до шостого розділу.....	154
ВИСНОВКИ.....	159
Додаток А.....	163
Додаток Б.....	166
Додаток В.....	176
Додаток Г.....	179
Додаток Д.....	196
Додаток Е.....	205
Додаток Є.....	213

ВСТУП

В Україні та розвинених країнах світу сфера доставки малогабаритних вантажів та продуктів харчування вже стала невід'ємною частиною інфраструктури сучасних міст. Зростання попиту на швидку й зручну доставку стимулює розвиток інноваційних технічних рішень, зокрема автоматизованих мобільних платформ, здатних виконувати доставку на завершальному етапі логістичного ланцюга – так званій „останній милі”.

Одним із перспективних напрямків у цій галузі є розвиток автоматизованих і безпілотних пристроїв, здатних самостійно виконувати доставку вантажів без участі оператора, що відкриває нові можливості для підвищення ефективності, зменшення витрат і автономізації процесів у сфері логістики. Одним з перспективних прикладів є двоколісні самобалансуючі пристрої, які за конструктивним виконанням схожі на звичайні самокати і які завдяки своїй компактності, маневреності та енергоефективності можуть вільно пересуватись в умовах щільної міської забудови.

Актуальність теми. Однією з основних проблем, що ускладнюють практичне використання двоколісних мобільних пристроїв типу самокат у задачах доставки, є забезпечення їхньої стійкості під час руху та зупинки. Такі пристрої за своєю фізичною природою є нестійкими системами, що потребують використання спеціальних механізмів балансування та доволі складних алгоритмів керування.

Як наслідок такі пристрої не знайшли широкого розповсюдження і їхні перспективи застосування не розкриті. Забезпечення стійкості положення у статичних і динамічних режимах потребує точного математичного моделювання, оптимізації систем керування та створення працездатного прототипу. У цьому контексті актуальним є поетапний підхід до розв'язання задачі, починаючи з розробки прототипу пристрою з механізмом балансування та закінчуючи синтезом оптимального керування його рухом, що створює

основу для впровадження двоколісних безпілотних пристроїв у міську систему доставки малогабаритних вантажів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана згідно з науково-дослідними та ініціативною тематиками кафедри конструювання машин і обладнання Національного університету біоресурсів і природокористування України. Зокрема, автор приймав участь у виконанні НДР спільного україно-ізраїльського проекту «Розробка нових модифікацій методу оптимізації PSO та їх застосування у задачах інженерії» (номер державної реєстрації 0123U103322) та ініціативної тематики кафедри конструювання машин і обладнання «Динамічна оптимізація вантажопідйомних та транспортуючих машин в агропромисловому виробництві» (номер державної реєстрації 0118U004170).

Мета і завдання досліджень. Метою дисертаційної роботи є синтез оптимального керування рухом пристрою для переміщення малогабаритних вантажів у режимі стабілізації свого положення. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести аналіз наукових публікацій і патентів у сфері безпілотних систем доставки малогабаритних вантажів та стабілізації нестійких двоколісних систем;
- розробити і виготовити фізичну модель пристрою з механізмом балансування і апаратною та програмною частиною, яка дозволить реалізувати керування рухом пристрою;
- провести математичне моделювання роботи пристрою в режимі стабілізації свого положення та синтезувати оптимальне керування його рухом в режимі стабілізації положення у статичному режимі;
- провести експериментальне дослідження застосовності методики синтезу оптимального керування і визначити якість роботи пристрою в режимі забезпечення положення рівноваги;
- оцінити економічні перспективи провадження пристрою для задач доставки малогабаритних вантажів.

Об’єкт дослідження – пристрій для транспортування малогабаритних вантажів.

Предмет дослідження – оптимальне керування рухом пристрою в режимі стабілізації свого положення.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження базуються на методах аналітичної механіки, теорії механізмів і машин, диференціального числення, чисельних метаевристичних методів оптимізації. При побудові математичної моделі пристрою використано підходи „чорна скриня” (рекурентна нейронні мережі з довгою короткочасною пам’яттю LSTM) та „сіра скриня” (рівняння руху пристрою із обрахованими коефіцієнтами). При розв’язку оптимізаційних задач використовувались модифіковані методи рою часточок RING-ROT-PSO та VCT-PSO. При фільтрації даних з датчиків застосовували методи «біжучого середнього», «біжучої медіани». Експериментальні дані піддавались обробці за допомогою фільтрів з скінченною імпульсною характеристикою (FIR). Аналіз експериментальних результатів проведено із використанням стандартних статистичних показників.

Достовірність результатів проведеного дослідження, висновків та рекомендацій, які викладені у дисертації. Наукові положення та висновки, сформульовані в дисертаційній роботі, мають належне обґрунтування. Вони отримані на основі застосування апробованих і загальноприйнятих наукових методів. Достовірність отриманих результатів підтверджена шляхом порівняння теоретичних розрахунків із результатами експериментальних досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

уперше:

- застосовано принцип зміщення центру ваги пристрою відносно точки опори для стабілізації положення двоколісних безпілотних пристроїв для транспортування малогабаритних вантажів;

отримали подальший розвиток:

- методи синтезу оптимального керування рухом нестійких динамічних систем в режимі стабілізації свого положення;
- підходи щодо ідентифікації параметрів динамічних систем.

Практичне значення одержаних результатів. Отримані в дисертаційній роботі результати створюють основу для подальшого впровадження двоколісних пристроїв у сферу безпілотної доставки малогабаритних вантажів. Розроблена фізична модель з механізмом балансування дозволяє дослідити особливості стабілізації пристрою в реальних умовах експлуатації, а синтезована система оптимального керування забезпечує стабілізацію положення рівноваги з мінімальними витратами енергії та високою швидкістю.

Розроблену методику побудови математичної моделі нелінійної динамічної системи можна застосувати до широкого спектру пристроїв. Підходи «чорна скриня» та «сіра скриня» полегшують побудову математичної моделі в ситуаціях, коли складно або неможливо визначити динамічні або інші параметри пристрою. Результати досліджень можуть бути використані у сфері логістики та робототехніки.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні положення та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи виконані автором самостійно; здійснено аналіз наукових праць та технічних рішень, що стосуються обраної тематики; спроектовано, змодельовано та виготовлено прототип пристрою для транспортування малогабаритних вантажів; розроблено алгоритми керування та реалізовано їх апаратно та програмно на базі плати розробки STM NUCLEO STM32F446RE; виконано експериментальні дослідження роботи пристрою на всіх стадіях дослідження; проведено збір, обробку та оцінку отриманих експериментальних даних; проведено оцінку економічної доцільності використання пристрою для транспортування малогабаритних вантажів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідалась на: IX, X, XI, XII Міжнародних науково-технічних

конференціях «Крамаровські читання», (2022 - 2025 рр. м. Київ); XXIII Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки», (2022 р., м. Київ, м. Житомир); Міжнародній науково-практичній конференції «Продовольча та екологічна безпека в умовах війни та повоєнної відбудови: виклики для України та світу», (2023 р., м. Київ); III Міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2023», (2023 р., м. Вінниця); XXIII Міжнародній онлайн-конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн», (2024 р., м. Київ); Міжнародній науково-практичній конференції «Нові досягнення в дослідженнях будівельних, дорожніх і підйомно-транспортних машин», (2025 р., м. Харків); XXIV Всеукраїнській конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн» (2025 р., м. Київ).

Публікації. За результатами виконаних дисертаційних досліджень загалом опубліковано 13 наукових праць у яких представлені основні наукові результати дисертації, серед яких 3 статті у наукових фахових виданнях України категорії „Б”, 1 стаття що входить до міжнародної наукометричної бази Scopus, 9 тез доповідей на наукових конференціях.

Структура та обсяг дисертації.

Дисертація складається з анотації вступу, шести розділів, списку використаних джерел до кожного з розділів, висновків та додатків. Повний обсяг роботи складає 216 сторінок комп'ютерного тексту, з них 55 сторінок додатків. Дисертація містить 45 ілюстрації, 11 таблиць. До списку використаних джерел увійшло 148 найменувань.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Загальні відомості про способи транспортування малогабаритних вантажів та автоматизацію цих процесів

Точна кількість складів в Україні не зазначена в доступних джерелах. Однак, згідно з дослідженням CBRE Ukraine [1], на початку 2023 року загальна площа професійних складських приміщень в Україні становила приблизно 3,2 мільйона квадратних метрів, що є відносно низьким показником порівняно з європейськими країнами подібного розміру. Це зумовлює потребу в розширенні та розвитку складського зберігання в Україні та підвищенні ефективності використання наявних складських приміщень.

За рівнем автоматизації більшість складів в Україні все ще функціонують переважно вручну або з частковою автоматизацією. Повністю автоматизовані склади є рідкістю і зазвичай належать великим компаніям, які мають ресурси для впровадження таких технологій. Основні причини повільного впровадження автоматизації включають високі початкові інвестиції, обмежений доступ до кваліфікованих кадрів та нестабільну економічну ситуацію в країні. Так станом на 2025 рік Укрпошта [2] повністю завершила автоматизацію своїх сортувальних потужностей, що значно підвищило швидкість сортування товарів та покращило ефективність використання площі складських приміщень.

Станом на 2024 рік попит на доставку їжі та напоїв в Україні зріс на 73%. Це свідчить про зростаючу довіру споживачів до кур'єрських послуг та їхню популярність у повсякденному житті. Основними представниками класу є Glovo [3] та Bolt Food [4]. Доставкою продуктів з супермаркетів займаються сервіси Zakaz [5], Rozetka [6], LOKO [7]. Для доставки товарів наведені сервіси використовують кур'єрів на велосипедах, електросамокатах, мотоциклах, автомобілях або піших кур'єрів.

Існує тенденція до збільшення використання безпілотних пристроїв для транспортування вантажів в міських умовах (колісні пристрої) та в передмісті (літальні апарати) для доставки "останньої милі", тобто останній етап транспортування, що включає переміщення товару від транспортного вузла до кінцевого пункту призначення. Використання безпілотних пристроїв дозволяє підвищити ефективність доставки та зменшити використання людської праці. Серед прикладів застосування безпілотних пристроїв можна відмітити дві категорії: 1) літальні апарати (мультикоптери, апарати літакового типу); 2) наземні пристрої (з колісними рушіями).

Наприклад китайська компанія Meituan [8] використовує дрони для доставки їжі та напоїв у містах Шеньчжень, Пекін і Шанхай. Дрони доставляють замовлення до спеціальних кіосків у парках протягом приблизно 20 хвилин. В Америці компанія Walmart в партнерстві з компанією Zipline [9], запустили сервіс доставки продуктів дронами в Техасі. Дрони можуть доставляти товари вагою до 3,6 кг на відстань до 16 км зі швидкістю до 113 км/год. Станом початок 2025 року Amazon продовжує розвивати свою програму доставки дронами Prime Air [10]. Сервіс працює в Толлесоні (Аризона) та Коледж-Стейшн (Техас) для доставки посилок вагою до 3 кг мультикомптерним дроном MK30.

Серед прикладів застосування наземних роботів-кур'єрів слід відмітити компанію Starship Technologies [11], які мають більше тисячі шестиколісних роботів-кур'єрів, які виконують доставку посилок, товарів та продуктів харчування вагою до 9 кг на території університетських кампусів та містах США та Європи. Ці роботи мають швидкість до 6 км/год, що дозволяє їм рухатись зі швидкістю пішоходів. Також ці дрони можуть працювати і їздити автономно за рахунок комп'ютерного зору та нейронних мереж або керуватись віддалено оператором в нештатних ситуаціях. Amazon також розробила шестиколісного робота-кур'єра Scout [12] для доставки невеликих посилок у передмістях. Цей робот здатен самостійно пересуватися тротуарами та доставляти товари безпосередньо до дверей клієнтів. Але після серії

випробувань в реальних умовах програму скоротили. Це пояснюється обмеженням у використанні (мають бути обладнані тротуари та пішохідні зони) та складність взаємодії між роботом та пішоходами.

Слід зазначити що одним з факторів застосування будь-яких автономних засобів транспортування є відсутність необхідного законодавчого регулювання таких засобів. В Україні на даний момент нема відповідних законопроектів, тому можливе їхнє використання тільки на приватній території.

В Україні безпілотні наземні платформи наразі переважно використовуються у військовій сфері. Це чотириколісні безпілотні платформи: SIRKO-S1 [13], «Ratel S» [14], Ironclad [15]. Вони зараз виконують бойові задачі в ЗСУ, але після закінчення війни дані напрацювання можуть бути використані в цивільному житті для створення власних колісних роботів-кур'єрів.

1.2 Кількісний аналіз наукових публікацій

Для оцінки актуальності тематики доставки вантажів безпілотними пристроями проведено кількісне дослідження наукових статей в базах Scopus, Google та Web of Science за останні 10 років.

Пошук можна розділити на функціональну складову (транспортування малогабаритних вантажів), конструктивну складову пристрою (пристрої для транспортування малогабаритних вантажів) та складову керування (стабілізація положення, контроль рухом).

Для початку проведено пошук по базі Google, по запитам, що стосуються транспортуванню малогабаритних вантажів. Запит № 1 має наступну форму: «("transportation of small goods" OR "delivery of parcels" OR "transporting packages" OR "last-mile delivery of small cargo")». Для більшого охоплення матеріалів тут і далі використано додавання схожих за змістом ключових слів та фраз. Гістограма (рис. 1.1) кількості робіт показує тенденцію до підвищення

цікавості наукової спільноти до проблеми транспортування малогабаритних вантажів.

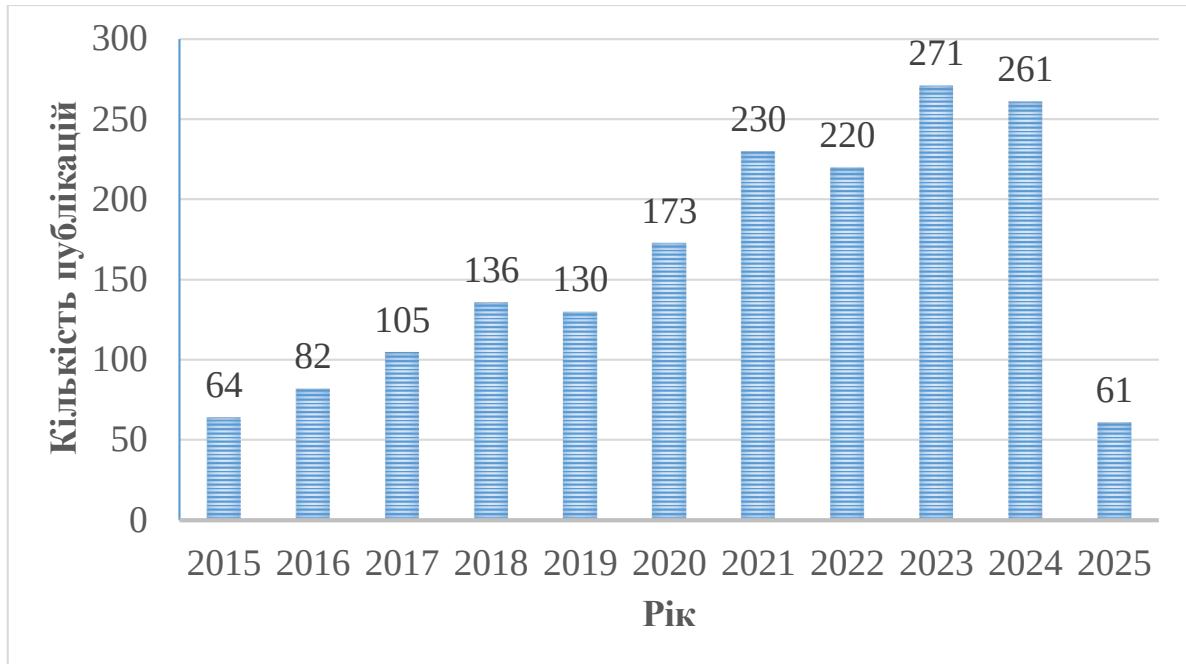


Рисунок 1.1 – гістограма кількості публікацій по рокам за запитом №1

Наступний пошук виконано по статтям, що стосуються автономних пристроїв для транспортування вантажів. Запит № 2 для пошуку мав такий вигляд: «(self-driving OR "autonomous vehicle" OR "autonomous robot") AND (ground OR wheeled OR mobile) AND (vehicle OR robot OR platform OR UGV) AND (courier OR delivery OR logistics OR "last mile")».

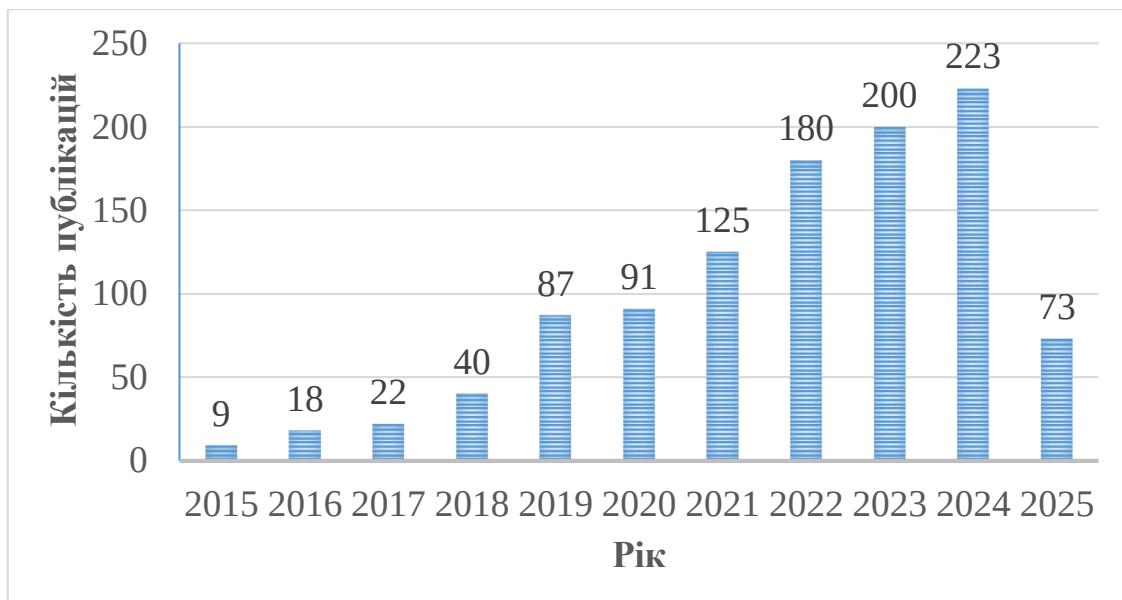


Рисунок 1.2 – Гістограма кількості публікацій по рокам за запитом №2

З гістограми (рис. 1.2) результатів пошуку прослідковується тенденція до зростання кількості праць по даному напрямку.

Подальший пошук стосується конкретних типів пристроїв, а саме двоколісних або балансуєчих роботів для транспортування вантажів. Запит № 3 для пошуку мав такий вигляд: «("two-wheeled robot" OR "self-balancing robot" OR "two-wheeled platform") AND (autonomous OR "self-driving") AND (delivery OR courier OR transport)». За гістограмою (рис. 1.3) результатів пошуку видно, що цікавість до даної тематики є, але вона не має чіткої тенденції до зростання.

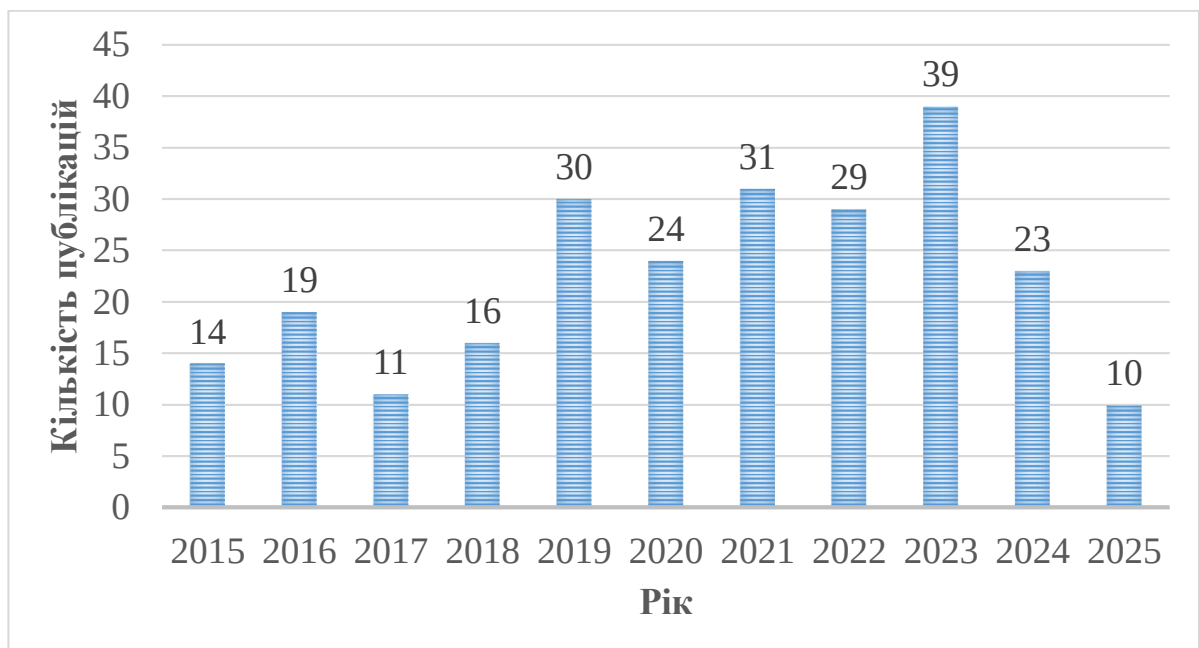


Рисунок 1.3 – Гістограма кількості публікацій по рокам за запитом №3

Розглядаючи тему двоколісних пристроїв, проведено дослідження бази даних наукових робіт у вільному доступі OpenAlex [16], ця база містить в своїх каталогах роботи, які індексуються в Scopus Web of Science та має зручні інструменти для статистичного пошуку. Для визначення хто займається дослідженнями по схожій тематиці двоколісних пристроїв, проведено пошук за ключовою фразою «two-wheeled robot». В результаті отримано 1168 публікацій за період 2015-2025 роки (рис. 1.4).

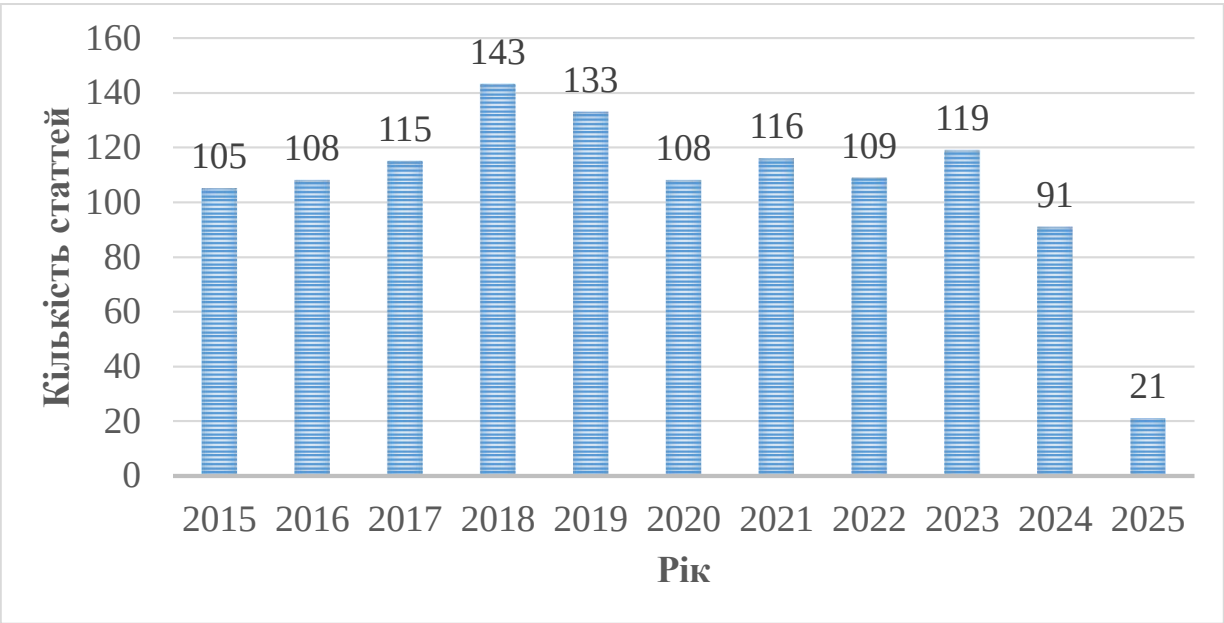


Рисунок 1.4 – Гістограма кількості публікацій по рокам за запитом «two-wheeled robot».

Щоб зрозуміти, які країни активно займаються дослідженням питання розробки і застосування двоколісних роботів проведено оцінку результатів кількості публікацій по країнам. Наступна гістограма (рис. 1.5) показує, що Китай публікує відчутно більше статей, порівнюючи з іншими країнами. Наступною країною є Японія і потім США.

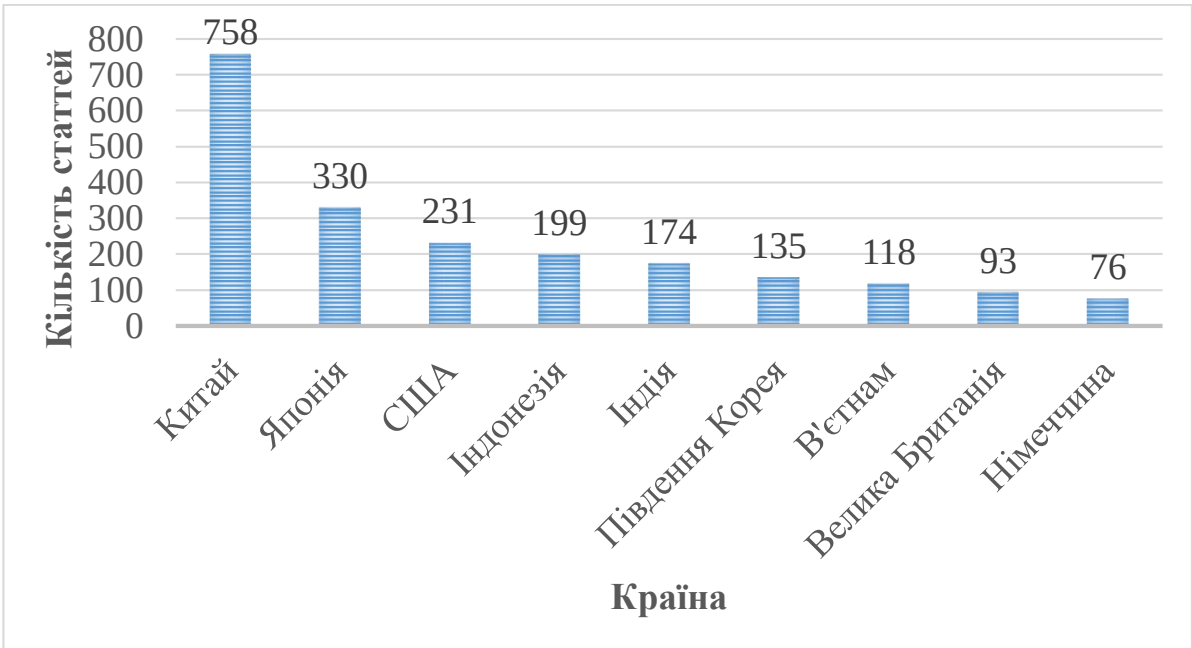


Рисунок 1.5 – Гістограма кількості публікацій по країнам за запитом «two-wheeled robot»

Для того щоб оцінити центри наукових спільнот, які займаються дослідженнями в даній темі по кожній країні обрано по два найбільших університети (інститути) по кожній країні з гістограми (табл. 1.1).

Таблиця 1.1

Університети (інститути) з найбільшою кількістю статей для кожної країни

Країна	Інститут/Університет	Кількість публікацій
Китай	Харбінський інститут технологій	60
Китай	Університет Цінхуа	49
Японія	Токійський університет наук	37
Японія	Шібаурський інститут технологій	20
Сполучені Штати	Ратгерський університет, Державний університет Нью-Джерсі	23
Сполучені Штати	Массачусетський технологічний інститут	13
Індонезія	Державний університет Сурабая	26
Індонезія	Університет Телекомунікацій	14
Індія	Університет Амріта Вішва Відьяпітхам	12
Індія	Делійський технологічний університет	10
Південна Корея	Корейський університет	10
Південна Корея	Пусанський національний університет	9
В'єтнам	Ханойський університет науки і технологій	36
В'єтнам	Університет технологій та освіти міста Хошимін	17
Велика Британія	Кентський університет	19
Велика Британія	Університет Шеффілда Халлама	12
Іран	Технологічний університет імені Хадже Насіра Тусі	12
Іран	Університет Тарбіят Модарес	6

Підсумовуючі результати проведеного кількісного аналізу, можна констатувати, що сфера доставки малогабаритних вантажів та доставки «останньої милі» є актуальною для наукових досліджень. Автоматизовані способи транспортування вантажів мають приклади застосування у великих містах і кампусах університетів, але застосування двоколісних пристроїв мало досліджене. Тому тема дослідження і розробки двоколісного пристрою для транспортування малогабаритних вантажів є актуальною в наш час.

1.3 Кількісний аналіз патентів

При пошуку патентів, що стосуються конструкції безпілотних роботів-кур'єрів було сформовано ключові фрази для пошуку по базі патентів Google Patent. Ключові фрази стосуються різної типології роботів-кур'єрів, а саме по типу та кількості рушіїв. Пошук проводився серед патентів, що отримані за останні 10 років. Для пошуку патентів які стосуються конструкції самобалансуючих пристроїв використано фразу запиту №1: «self-balancing delivery robot». В результаті отримали гістограму (рис. 1.6), на якій зображено розподіл кількості публікованих патентів по рокам. Видно що прослідковується тенденція до збільшення розробок.

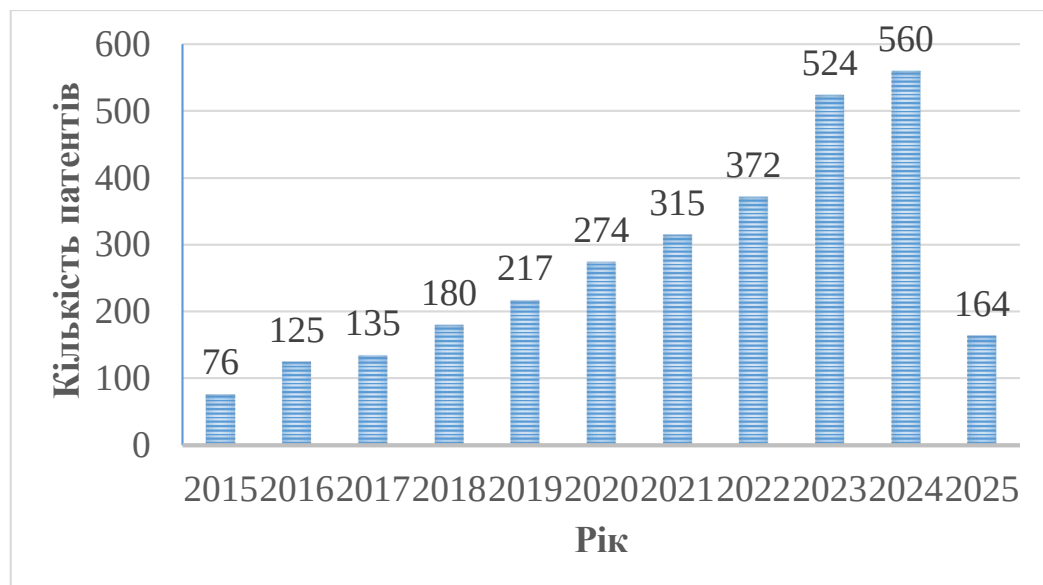


Рисунок 1.6 – Гістограма кількості патентів по рокам по фразі №1

Для пошуку двохколісних пристроїв по типу мотоцикл-самокат використано наступну фразу для запиту №2: «autonomous scooter robot». З гістограми (рис. 1.7) видно, що кількість патентів значно менша, ніж в попередньому випадку, але тенденція все ще позитивна.

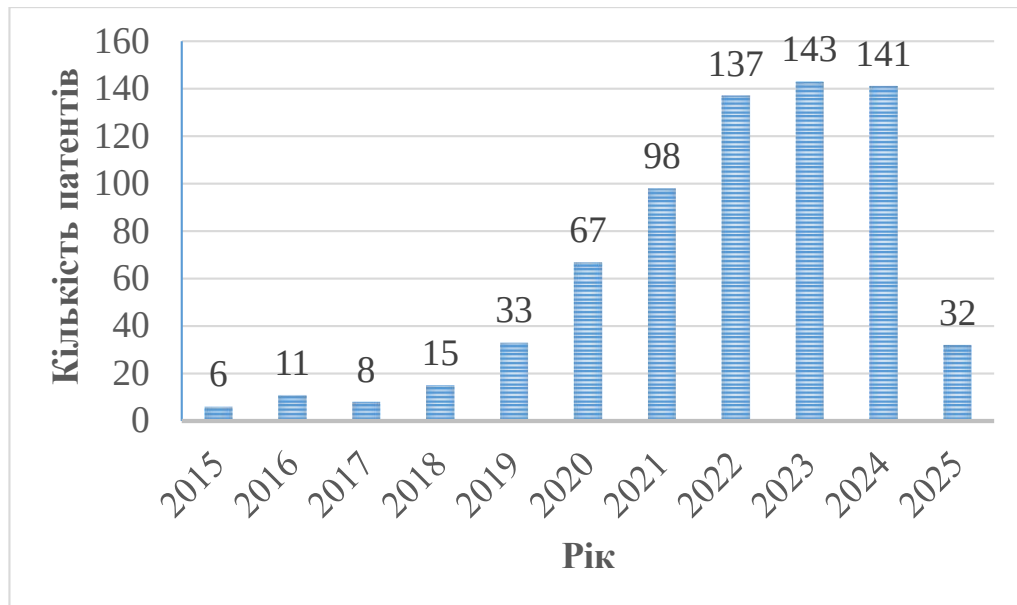


Рисунок 1.7 – Гістограма кількості патентів по рокам по фразі №2

Наступний тип роботів-кур'єрів має 4 колеса в якості рушіїв. Пошук здійснювався по запиту з наступною фразою № 3: «four-wheeled delivery robot». Результат (рис. 1.8) показує значно більший розвиток даного напрямку розробки конструкцій 4-х колісних роботів-кур'єрів.

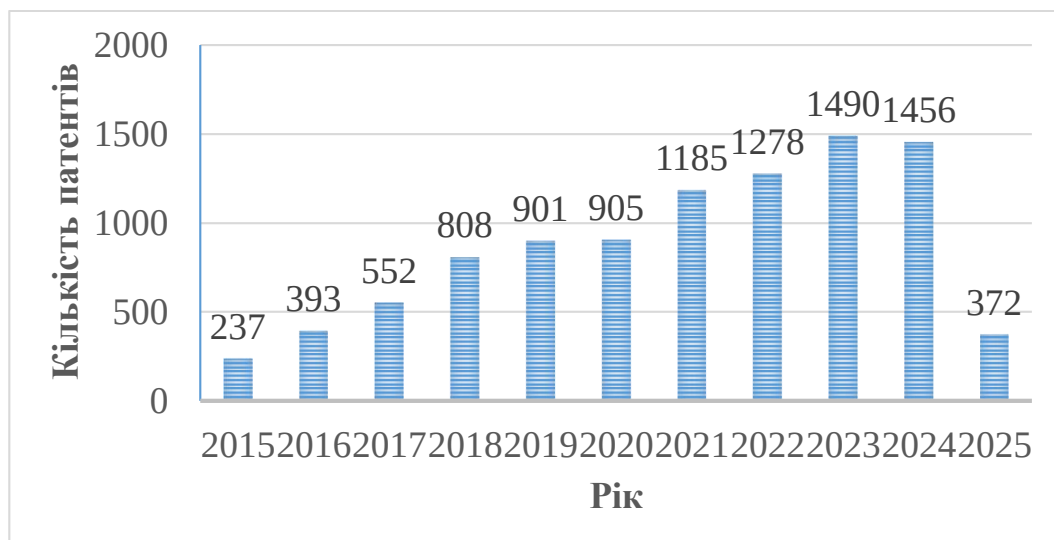


Рисунок 1.8 – Гістограма кількості патентів по рокам по фразі №3

Наступним типом пристроїв є шестиколісні мобільні роботи. Пошук здійснювався по наступній фразі № 4: «six-wheeled unmanned ground vehicle». З гістограми (рис. 1.9) видно що пік інтересу і розвитку цих засобів транспортування вже пройшов і зараз все менше робіт присвячують саме цьому типу пристроїв. Це може бути пов'язано з насиченням ринку, зменшенням новизни теми та переходом уваги дослідників до інших аспектів автономної доставки.

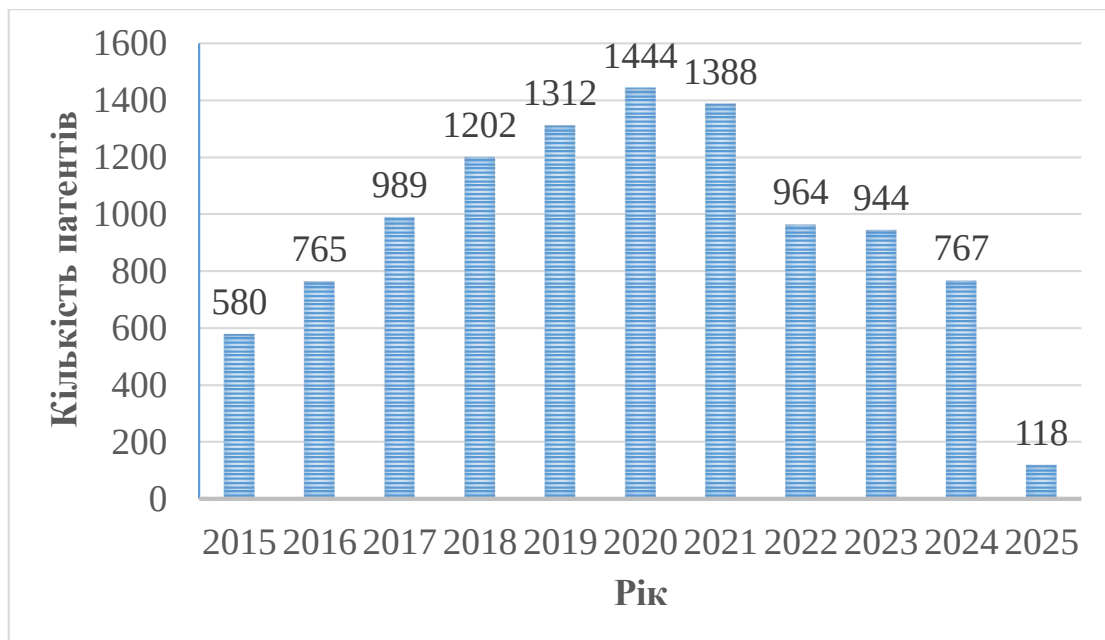


Рисунок 1.9 – Гістограма кількості патентів по рокам по фразі №4

Ще одним представником категорії наземних пристроїв для транспортування є роботи з ножними рушіями. Для пошуку патентів даного класу використано наступну фразу №5: «autonomous legged transport robot». З гістограми (рис. 1.10) видно тенденцію до зростання кількості робіт в останні роки, що свідчить про інтерес дослідників до можливостей даного класу пристроїв в якості засобів транспортування вантажів.

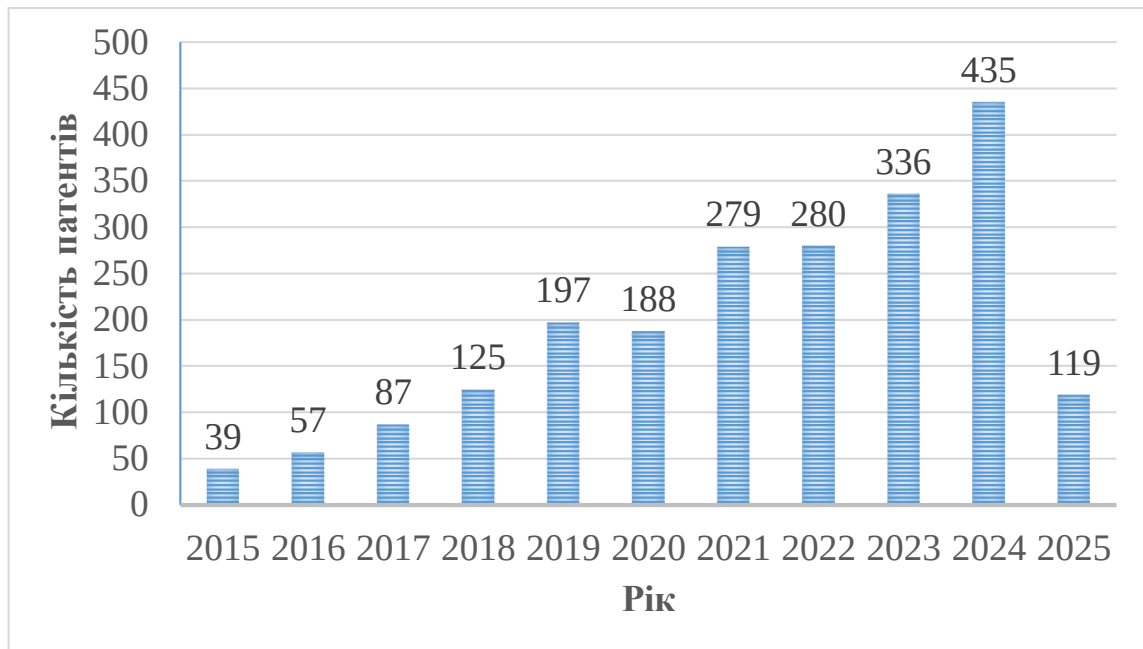


Рисунок 1.10 – Гістограма кількості патентів по рокам по фразі №5

Кількісний аналіз патентів з 2015 до 2024 року показує, що клас двоколісних автономних пристроїв демонструє стійке зростання кількості патентів. Це свідчить про високий рівень зацікавлення в таких рішеннях серед інженерів та компаній. Водночас загальна категорія балансуючих роботів також зростає, що дозволяє зробити висновок, що двоколісні рішення мають перспективу подальшого розвитку.

1.4 Змістовний аналіз патентів

Було проведено аналіз патентних документів різних конструкцій пристроїв для транспортування малогабаритних вантажів.

Мобільні пристрої для транспортування малогабаритних вантажів можна поділити на два типи: стійкі та нестійкі. Перші не потребують додаткового втручання для збереження стійкості свого положення. Другі потребують постійного керуючого впливу.

Перший тип здебільшого представлений колісними платформами з чотирма чи більше колесами. Перевагою такої конструкції є її простота, стабільність і легкість в керуванні. Наприклад чотириколісний робот-кур'єр

[17] має конструкцію візка з приводними колесами без амортизації та систему позиціонування в просторі. Він може вільно рухатись по тротуарам та пологим спускам, але погано долає перешкоди у вигляді бордюрів чи ям. Схожа концепція відображена у патенті [18], пристрій має низький центр ваги, що дозволяє перевозити значну вагу по складській закритій території, але використання приводних коліс, осі яких жорстко закріплені на рамі, для повороту зменшують стабільність пристрою в русі і спричиняють додаткові коливання. В патенті [19] представлено рухому чотириколісну платформу-кур'єра з поворотними колесами, які покращують маневреність. Робот призначений для доставки посилок та продуктів харчування в контейнері, який при відкриванні кришки піднімається для зменшення необхідності нахилитись щоб дістати його вміст. Для доставки їжі запропоновано пристрій [20], який має чотириколісний рушій з фіксованим положенням коліс, що в сукупності з їх малим розміром негативно впливають на ходові показники, такі як прохідність і маневреність, а встановлення сонячної панелі з приводом повороту до сонця не покращує якість виконання основного завдання – доставки їжі. В чотириколісному пристрої [21] осі коліс закріплені на шатунах, що дало змогу покращити прохідність та піднімати-опускати контейнери під'їжджаючи під них. На відміну від колісних рушіїв застосування гусеничних [22] має наступні переваги: прохідність, можливість підніматись по сходам, висока стабільність та несуча здатність. Однак, такі пристрої мають низьку швидкість переміщення. Шестиколісні роботи кур'єри від Amazon [23] хоч і були широко застосовані в кур'єрській доставці по місту, але не позбавлені недоліків, наприклад жорстко закріплені осі коліс погіршують маневреність та стабільність робота в русі, відсутність м'якої підвіски для гасіння коливань в русі не дозволяє доставляти напої в стаканах чи їжу без спеціального пакування, також є проблема в доланні перешкод бордюрів, ям. Ще один шестиколісний робот-кур'єр [24] має високу стійку з полицями, яка знижує стійкість при його русі.

Другий тип – нестійкі пристрої для транспортування вантажів представлені зазвичай двоколісними самобалансуючими пристроями, які можна поділити на три види: гіроскутери [25], самокати [26], велосипеди або мотоцикли [27,28], двоногі роботи з колесами [29].

Перший вид характеризується тим, що має в своїй конструкції два приводні колеса, які розміщені на одній осі обертання. Така механічна система має поперечну стійкість, але не має повздовжньої. Перевагою такої конструкції є можливість транспортувати велику кількість матеріалів, в патенті [25] це реалізовано за допомогою збільшення висоти робота і встановленням полиць для товарів, але залишається проблема стійкості такого пристрою в поперечній площині. Проблему поперечної стійкості вирішили в роботі [30] за рахунок заниження центру ваги, також великі колеса дозволяють долати невисокі перешкоди та бордюри при переміщенню по місту. Але це накладає обмеження по кількості вантажу, який транспортується і збільшує габарити самого пристрою. Іншу сферу використання має пристрій [31], в якому запропонована конструкція, яка містить два великих приводні колеса, раму, блок електроніки та керування. Цей робот пропонують застосовувати в сільському господарстві на полях, як мобільний робот-обприскувач який не ущільнює землю і не пошкоджує рослини при переміщенні, але не вміє змінювати ширину колісної бази, тобто підходить не для всіх міжрядь. Кращу конструкцію має інший двоколісний робот [32], який має в своїй конструкції механізм зміщення центра ваги в нестабільній осі, що дозволяє поєднати два методи досягнення стійкості свого положення в динаміці – шляхом обертання приводних коліс та в статиці – шляхом зміщення центра ваги.

Другий вид двоколісного самобалансуючих пристроїв відрізняється від першого тим, що в його конструкції колеса не знаходяться на одній осі, але площина обертання в них спільна. Такі пристрої мають повздовжню стійкість, але не мають поперечної. Якраз для забезпечення стійкості застосовують різноманітні механізми (гіроскопи [33], реактивні колеса [26]). Також з

недоліків є погана поперечна стійкість в статичному стані. Його намагались виправити в роботі [34] за допомогою застосування поворотних коліс, але виявилось, що така конструкція не здатна зберігати стан рівноваги після бічного удару. Більш вдалий метод знайшли в патенті [35], в якому описано конструкцію робота-велосипеда з механізмом балансування, який складається з реактивного колеса та додаткового привода зміщення центра ваги. Що дозволяє досягти стійкості та компенсувати дисбаланс при розміщені вантажу. Конструкцію такого двоколісного пристрою описано в патенті [36], це робот-мотоцикл з механізмом балансування у вигляді реактивного колеса. Перевагою використання якого є те, що він має менші поперечні розміри і здатен зберігати рівновагу у вузькому просторі, як наприклад у вузькій вулиці з перешкодами чи між машин. Якщо оцінювати можливі затрати енергії на балансування, то використання гіроскопів чи реактивних коліс є затратним, в порівнянні з першим видом двоколісних пристроїв. Тому в роботі [37] запропонували поєднати два типи рушіїв в одному пристрої, так колісний велосипед оснащений рухомими ногами, які складаються з двох ланок і виступають в ролі опори, коли велосипед стоїть або повільно рухається. Це забезпечує збереження балансу і економить місце і затрати енергії в порівнянні з альтернативами.

Третій вид двоколісних роботів складають двоногі пристрої з прикріпленими колесами на кінцях ніг. Такі роботи схожі на перший тип, але мають суттєві переваги в стійкості та маневреності. Так в документі [38] представлено конструкцію ніг, які складаються з 4 ланок які рухаються в одній площині та дають змогу виконувати нахили в поперечній площині. Така конструкція дозволяє долати перешкоди, заскакувати на бордюри чи сходинки та зменшує радіус повороту на швидкості, в порівнянні з попередніми типами пристроїв. Схожу конструкцію має пристрій [39], який має послідовний тип ланок ніг з великою кількістю шарнірів, які дозволяють повертати їх у всіх напрямках на певний кут. Це збільшує вагу та складність керування, але дозволяє компенсувати непаралельність коліс, що є одним з недоліків цього

класу пристроїв. Балансування ж здійснюється нахилами корпусу та за допомогою обертання приводних коліс. В патенті [29] запропоновано конструкцію сігвея в якому колеса розміщені на керованій підвісці, що дозволяє виконувати нахили робота в поперечній площині, тобто загалом стабілізувати положення робота у всіх напрямках. Це дозволяє робити робота вищим, долати перешкоди, збільшувати швидкість переміщення і поворотів. Цей самий підхід використано в конструкції робота для палетування Boston Dynamics [40], що в сукупності з маніпуляторами дозволяє піднімати переміщувати та складати коробки на палети. Схожий за принципом роботи пристрій [41], який має великі захвати для підйому та переміщення пластикових ящиків чи коробок.

Недоліком нестійких роботів є складність в проектуванні та створення оптимального керування, також при аварійних ситуаціях цей робот може втратити рівновагу і впаде.

1.5 Визначення доцільної області застосування пристрою для транспортування малогабаритних вантажів

Двоколісний безпілотний пристрій типу самокат для транспортування малогабаритних вантажів – це перспективна концепція, яка має кілька конкретних доцільних сценаріїв використання, переважно у міському середовищі та місцях з підходящою інфраструктурою (пандуси, рівне дорожнє покриття). До основних переваг такого типу пристроїв можна віднести меншу вартість (в порівнянні з повноцінними 4-6 колісними платформами), високу маневреність, малий дорожній профіль, компактність, енергоефективність, доступність компонентів (використання розробок та деталей від електросамокатів).

Можливі сценарії використання пристрою для переміщення малогабаритних вантажів:

1) Доставка в межах міста / “остання миля”

- кур'єрська доставка малих посилок;
- використання у поєднанні з мобільним застосунком (типу Glovo/Нова Пошта);
- автономне доставлення з точки самовивозу до будинку (під будинок або під'їзд);

2) Використання в бізнес-центрах та кампусах

- доставка внутрішньої пошти, документів або дрібної електроніки між корпусами;
- підходить для банківських, адміністративних, технопаркових комплексів;

3) Медичні установи

- доставка аналізів, інструментів або медикаментів між корпусами або всередині лікарні;

4) Складські комплекси та логістика

- автоматизація “останньої ланки” між розподільчими точками та зонами пакування;
- переміщення малих вантажів без залучення персоналу;

5) Аеропорти, вокзали, ТРЦ

- доставка замовлень клієнтам всередині терміналів чи торгових центрів;
- робота у зв'язці з точками видачі або автоматизованими кіосками.

Двоколісні самобалансуючі роботи можуть ефективно застосовуватись в Україні для доставки малогабаритних вантажів на “останній милі” в міському середовищі, особливо у житлових комплексах із під'їздами та пандусами. Вони також доречні на закритих територіях — бізнес-центрах, лікарнях чи кампусах — для автономного транспортування документів, зразків або дрібної електроніки. У сфері внутрішньої логістики підприємств такі пристрої здатні автоматизувати переміщення між зонами складування, сортування та пакування. Крім того, вони можуть бути інтегровані в сортувальні хаби операторів доставки (“Нова Пошта”, “Укрпошта”) для оптимізації пересувань на коротких дистанціях всередині об'єктів.

1.6 Підходи до ідентифікації моделей динамічних систем

Пристрої, які забезпечують транспортування малогабаритних вантажів, відносяться до класу електромеханічних систем. Не беручи до уваги електричну частину пристроїв (вона характеризується значно швидшими перехідними процесами, ніж механічна частина системи), можна розглядати систему як суто механічну. Загалом існує три підходи до побудови математичної моделі механічних систем: «біла скриня», «чорна скриня» та комбінація перших двох – «сіра скриня» [42].

Перший з них базується на фізичних законах і зазвичай рівняння руху елементів системи виводиться з рівнянь Ньютона або методами Ейлера-Лагранжа. Такий підхід в побудові математичних моделей і конструкцій двоколісних засобів представлено в публікації [43], де було запропоновано конструкцію двоколісного засобу типу «самокат» з механізмом балансування за допомогою реактивного колеса. Математична модель цієї системи створена у вигляді рівнянь руху з подальшою їх лінеаризацією. У роботі [44] описано інший двоколісний транспортний засіб, який має конструкцію схожу на велосипед. Його положення стабілізується за допомогою двох гіроскопів. Математична модель такого пристрою представлена у вигляді диференціальних рівнянь руху. В роботі [45] взято за основу математичну модель двоколісного робота, який описано моделлю оберненого маятника. У роботі [46] із використанням методів Лагранжа [47] та Кейна [48] отримано модель руху двоколісного самобалансуючого робота, яка в подальшому дозволила синтезувати оптимальне керування його рухом. В роботі [49] розглядалась модель двоколісного пристрою (есборд), який має ролики, що вільно обертаються, та привід шарнірної рами. При побудові математичної моделі такого пристрою були визначені геометричні кінематичні та динамічні параметри його конструкції.

Описані роботи характеризуються надзвичайно об'ємними (з точки зору виконання відповідних вимірювань та їх обробки) дослідженнями. Так перед побудовою математичної моделі у вигляді рівнянь руху («біла скриня») роблять припущення [45, 49], які спрощують процес складання рівнянь. Це дозволяє зменшити кількість розрахунків, але нехтуючи певними параметрами (деформація ланок пристрою, прогин покриттів коліс засобу, форма плями контакту колеса з землею та його проковзування тощо), отримують модель, яка може бути використана лише в першому наближенні. Підвищення точності моделі вимагає врахування інших значимих ефектів, що потребує значно більшої кількості обчислень.

У підході побудови моделі «чорна скриня» не передбачається використання геометричних, кінематичних чи динамічних параметрів пристрою. Для цього достатньо визначити вхідні та вихідні характеристики, які описують стан системи, а математична модель знаходиться чисельними методами наближення функції. Цей підхід було використано для побудови моделі руху малоприводної системи оберненого маятника. Для цього у роботі [50] використано метод найменших квадратів. Переваги цього підходу, полягають у тому, що він враховує будь-які значущі фактори, які впливають на роботу системи. Одним із недоліків такого підходу є відсутність загальних рекомендацій стосовно вибору функцій, на яких відбувається наближення відгуку динамічної системи. Цей недолік можна до певної міри усунути, застосувавши штучні нейронні мережі (ANN). Зокрема, для цього використовують рекурентні нейронні мережі (RNN) із довгою короткотривалою пам'яттю (LSTM), які дозволяють досить якісно виконувати прогноз часових рядів [51]. Останні, як відомо, являють собою вхідні і вихідні характеристики динамічної системи, зібрані протягом певного часового проміжку. Застосування LSTM дозволило побудувати математичну модель руху механічної коливної системи другого порядку та визначити оптимальні коефіцієнтів для ПІД-регулятора [52]. За допомогою LSTM виконано математичне моделювання нелінійної системи Лоренца [53]. Даніми, на який

проведення навчання ANN, служив часовий ряд, що отриманий на основі чисельного інтегрування системи диференціальних рівнянь. Подібний підхід використано у роботі [54], де також розглядається нелінійна динамічна система. У роботі [55] розглянуто задачу прогнозування станів нелінійної динамічної системи за допомогою адаптивного методу навчання RNN. В робототехніці також використовують RNN для знаходження математичної моделі руху чи синтезу оптимального керування, наприклад для двоногого робота [56] або робота-маніпулятора [57].

У підході «сіра скриня» розглядається частковий випадок обох попередніх підходів, коли відомо загальний вигляд рівнянь руху, але невідомо коефіцієнти чи фізичні характеристики системи. Підхід «сіра скриня» використано для побудови математичної моделі гіроскутера [42], коли на основі дослідження кінематики пристрою знайдено загальне рівняння руху, а невідомі коефіцієнти визначено на основі експериментальних даних системи методами математичного наближення функції. Для іншого випадку, який описаний в роботі [58], коли відомо загальне рівняння руху пристрою, але невідомі коефіцієнти цих рівнянь, останні були знайдені за допомогою RNN.

Застосування підходів «біла скриня» та «сіра скриня» потребує значних чисельних розрахунків. Не всі динамічні параметри системи можна виміряти достатньо точно, в рівняннях не враховуються ефекти сухого та в'язкого тертя, зазори, люфти та інші нелінійності. Тому досить часто при побудові математичних моделей механічних систем, у тому числі і пристроїв для транспортування малогабаритних вантажів, користуються підходом «чорна скриня», який передбачає подальше застосування LSTM

1.7 Аналіз досліджень щодо оптимального керування рухом динамічних систем

Розглядаючи питання синтезу оптимального керування для нестійких пристроїв, можна відмітити дві складові. Вибір типу регулятора та вибір

методу оптимізації для налаштування регулятора для вирішення поставлених задач керування. В нашому випадку дослідження велось за статтями, які стосуються двоколісних та інших нелінійних, нестійких систем.

Серед множини методів керування можна відмітити шість основних. У подальшому опишемо їх.

1) ПІД-регулятори та їх частинні випадки. ПІД-регулятори широко використовуються у більшості промислових регуляторів, починаючи від сервоприводів і закінчуючи мультикоптерами. Свою популярність вони здобули за рахунок простоти реалізації і вони найкраще підходять для лінійних систем з передбачуваною динамікою, де немає сильних нелінійностей, невизначеностей або складних зворотних зв'язків. Також можна застосовувати ПІД-регулятори, якщо система піддається лінеаризації в певній області керування. Тому їх можна зустріти застосування в задачах стабілізації положення. Застосування ПІД-регулятора для керування стабілізацією двоколісних пристроїв можна знайти в багатьох статтях. Наприклад в роботах [59, 60, 61, 62] представлено розробку та керування сівей-подібними пристроями, що працюють в режимі забезпечення стабілізації положення. Різниця лише полягає в апаратній та програмній реалізації та способу визначення потрібних значень коефіцієнтів регулятора.

2) Лінійно-квадратичні регулятори LQR (Linear Quadratic Regulator). LQR є оптимальним методом керування для лінійних систем. Його основна ідея полягає у знаходженні такого керуючого впливу, який мінімізує заданий квадратичний критерій якості при заданих лінійних рівняннях динаміки системи. Для застосування даного типу регулятору до систем які мають нелінійності доводиться вдаватись до лінеаризації. Також до недоліків можна віднести складність реалізації і оптимізації. Для двоколісних нестійких пристроїв LQR-регулятори використовувались в статтях [63, 64, 65, 66]. В першій роботі [63] даний регулятор використано для стабілізації положення лінеаризованої динамічної моделі оберненого маятника. Було розроблено фізичний прототип та проведено апробацію теоретичних результатів. Це

дозволило створити стійку та ефективну систему керування для самобалансуючого робота. В другій роботі [64] проведено схожий процес, але запропоновано модифікацію LQR-регулятора, який мав менший час регулювання та швидшу реакцію на випадкові збурення. В роботі [65] використали LQR-регулятор доповнений фільтром Калмана для оцінку стану системи. В роботі [66] також застосували LQR-регулятор для динамічної моделі оберненого маятника, в результаті отримали керування стабілізацією положення маятника, яку перевірили в пакетах комп'ютерної математики MATLAB/Simulink.

3) Нелінійне керування. Нелінійні методи керування мають ряд переваг над попередніми типами, так як вони можуть враховувати складні нелінійні залежності в динаміці системи та забезпечувати стійке та бажане функціонування навіть у складних умовах. Двоколісні роботи не є винятком: їхня динаміка залежить від кута нахилу, швидкості обертання коліс, положення центру мас та багатьох інших факторів, які взаємодіють складним нелінійним чином. Але вони мають ряд недоліків які викликані складністю в розробці налаштуванні та апаратній реалізації таких методів. Серед нелінійних методів керування можна виділити два основні підходи, а саме керування ковзним режимом (Sliding Mode Control - SMC) та нечітке керування (Fuzzy Logic Control - FLC). SMC представлений в роботах [67, 68, 69, 70] для керування стабілізацією та рухом двоколісного пристрою типу сігвей. В результаті були отримані теоретичні результати розв'язку задачі стабілізації положення, які мали швидші перехідні процеси порівнюючи з ПІД-регуляторами. В роботі [67] реалізовано адаптивний ковзний режим керування (SMC) для двоколісного робота з метою стабілізації положення в умовах зовнішніх збурень, при цьому проведено перевірку керування в симуляціях. В результаті воно забезпечує стійкість положення, адаптивність і робастність до зовнішніх збурень. FLC (Fuzzy Logic Controller) методи керування з нечіткою логікою представлені в більшості своїй для задачі стабілізації положення та рухом [71, 72, 73, 74] нелінійних динамічних систем. Ці праці демонструють

різні підходи до застосування нечіткої логіки для керування складними нелінійними системами, такими як перевернуті маятники та двоколісні пристрої, часто досягаючи кращих результатів порівняно з традиційними методами або пропонуючи нові можливості для керування в умовах невизначеності моделі.

4) Адаптивне керування. Адаптивне керування (Adaptive Control) - це інший підхід до керування системами з невизначеностями. Адаптивні контролери змінюють свої параметри в режимі реального часу на основі оцінки невідомих параметрів системи або характеристик збурень. Мета адаптивного керування - підтримувати стабільну та бажану роботу системи, навіть якщо її параметри змінюються з часом або є невизначеними. Даний тип керування відображений в працях [75, 76, 77, 78], де його використано для стабілізації положення та траєкторією для двоколісних пристроїв. В результаті отримано керування пристроєм, яке забезпечує збереження стійкості положення під дією збурень та непередбачених змін або пошкоджень в самому пристрої.

5) Інтелектуальні методи керування. В якості інтелектуальних методів керування використовуються штучні нейронні мережі різного призначення і функціоналу. Наприклад для прямого керування пристроєм, складовою адаптивного керування чи навчання з підкріпленням. Використання нейронних мереж у керуванні двоколісними роботами має кілька потенційних переваг, а саме здатність обробляти складні нелінійні динаміки, адаптивність до змінних умов, регулятори на їх основі можуть бути отримані на основі експериментальних даних без точної динамічної моделі пристрою. Недоліками застосування нейрорегуляторів є складність обчислення в реальному часі на малогабаритних мікроконтроллерах чи одноплатних комп'ютерах, потреба у великому обсягу даних для навчання. Також поведінку навченої нейронної мережі може бути важко інтерпретувати, що ускладнює процес налаштування, відладки. Серед наукових публікацій можна відмітити застосування методів машинного навчання як основа для

вдосконалення інших регуляторів. Так в роботі [79] розроблено новий контролер на основі машинного навчання Adaptive Fuzzy Logic-Proportional Integral (AFL-PI), який застосували для стабілізації положення та контролем руху двоколісного пристрою зі змінним корисним навантаженням. Інший приклад застосування наведено у роботі [80] де для керування двоколісним самобалансуючим роботом запропоновано метод на основі мозочкової моделі з навчанням на основі помилки зворотного зв'язку. В роботі [81] представлено адаптивне керування рухом двоколісного самобалансуючого пристрою з використанням радіально-базисних нейронних мереж (RBFNN). В роботі [82] описано застосування декількох підходів для стабілізації положення двоколісного пристрою, який описується динамічною моделлю перевернутого маятника. Застосування Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System (ANFIS) показало кращі результати порівнюючи зі звичайним Fuzzy Logic Control. В роботі [83, 84] описувались два різних інтелектуальних контролери: Online Neuro Fuzzy Controller (ONFC) і Proportional-Integral-Derivative Neural Network (PID-NN), роботу яких потім перевіряли на двоколісному пристрої типу сігвей при русі по площинам з різним нахилом.

Для того, щоб отримати оптимальне керування рухом, положенням чи траєкторією пристроїв. Постає задача знайти такі параметри регуляторів, які б виконували задачі з врахуванням обмежень і вимог до керування. Для цього використовують критерії та методи оптимізації, перші містять всі обмеження, умови та бажані результати керування, другі ж підбирають такі параметри регуляторів, які б забезпечували досягнення поставлених умов. Серед таких методів можна відмітити наступні групи методів:

1. Класичні методи оптимізації:

- лінійне програмування;
- нелінійне програмування;
- варіаційне числення.

2. Сучасні методи оптимізації:

- градієнтні методи;

- генетичні алгоритми;
- метод рою часток.

При огляді статей та публікацій за останні 10 років в більшість робіт по керуванню нестійкими пристроями використовували саме генетичні алгоритми (близько 80%) для оптимізації параметрів регуляторів. Такої популярності дані методи досягли за рахунок гарних пошукових властивостей та здатності уникати локальних мінімумів. Також ці методи широко досліджені і мають велику базу прикладів реалізації та бібліотек в пакетах комп'ютерної математики. Ці методи застосовано в роботах [85, 86, 87, 88] для пошуку оптимальних параметрів ПІД-регуляторів та Fuzzy-регуляторів при керуванні стабілізацією та рухом нестійких двоколісних пристроїв.

Наступним за популярністю методом є метод рою часточок PSO (близько 9%). Його використовують для підбору параметрів різного роду регуляторів для керування двоколісних або інших нестійких динамічних систем [89, 90, 91, 92]. Перевагою таких методів оптимізації є гарні пошукові властивості, швидка збіжність цільової функції. Порівняно з генетичними алгоритмами або еволюційними стратегіями, PSO має лише кілька гіперпараметрів: коефіцієнт інерції, коефіцієнти когнітивної та соціальної складової. PSO не потребує знання градієнта цільової функції, тож придатний для нелінійних, складних або нерегулярних задач, де інші методи не працюють.

Висновки до першого розділу та завдання досліджень:

- 1) Світовий досвід демонструє ефективність використання безпілотних повітряних і наземних платформ на останньому етапі доставки. В Україні є перспективи до розвитку цього напрямку, а накопичені розробки військових мобільних роботів можуть у майбутньому бути адаптовані до цивільних задач логістики.
- 2) Кількість публікацій і патентів у сфері безпіотної доставки малогабаритних вантажів стабільно зростає, що підтверджує високий інтерес до цієї тематики, особливо в Китаї, Японії та США. Хоча двоколісні пристрої мають нижчу активність порівняно з багатоколісними платформами, інтерес до них зростає завдяки їх компактності, маневреності та енергоефективності. Це свідчить про перспективність таких рішень, особливо в умовах розвитку методів стабілізації нестійких систем.
- 3) Аналіз патентів показав, що стійкі платформи переважають за кількістю, мають просту й стабільну конструкцію, але обмежені в маневреності. Двоколісні нестійкі системи потребують використання механізмів балансування, проте забезпечують кращу мобільність у вузькому просторі та нижчу вартість виробництва. В патентах представлені такі механізми балансування, як гіроскопи, реактивні колеса й механізми зміщення центру ваги.
- 4) Двоколісні пристрої типу самокат є перспективним і економічно вигідним рішенням для транспортування малогабаритних вантажів у вузьких просторах. Його переваги — компактність, маневреність, енергоефективність та доступність компонентів. Пристрій придатний для застосування в сферах міської доставки, логістики, медицини, складів і громадських просторів.
- 5) Для моделювання двоколісного пристрою використовують підходи «білої», «чорної» та «сірої» скрині. Найточніший — «біла скриня»,

побудована на фізичних законах, але потребує спрощень. «Чорна скриня» (наприклад, RNN/LSTM) враховує нелінійності без фізичних моделей, але залежить від якості даних. «Сіра скриня» поєднує обидва підходи, забезпечуючи баланс між точністю та складністю.

- 6) Аналіз сучасних підходів до керування нестійкими двоколісними пристроями показав, що найбільш поширеними залишаються ПІД- та LQR-регулятори, які застосовуються після лінеаризації моделі.
- 7) Для оптимізації режимів стабілізації нестійких пристроїв, у тому числі пристроїв для переміщення малогабаритних вантажів, найчастіше застосовуються генетичні алгоритми та метод рою частинок (PSO), які дозволять ефективно знаходити оптимальні параметри регуляторів положення.

За результатами проведеного аналізу існуючих досліджень, поставлено задачі, які необхідно вирішити у ході виконання дисертаційної роботи:

- 1) обґрунтувати доцільність використання двоколісного пристрою для доставки малогабаритних вантажів в умовах міської інфраструктури та визначити його концепцію;
- 2) розробити конструкцію фізичної моделі пристрою, включаючи механізм балансування з урахуванням технічних обмежень та умов експлуатації;
- 3) побудувати адекватну математичну модель руху пристрою в режимі стабілізації положення з використанням сучасних методів моделювання;
- 4) синтезувати оптимальне керування стабілізацією положення пристрою з та провести експериментальну перевірку оптимального керування на фізичному прототипі пристрою
- 5) надати рекомендації стосовно практичної реалізації отриманих результатів.

Список використаних джерел до першого розділу

1. Grabovets V. Analysis of the current state of warehouse infrastructure in Ukraine. International scientific journal "Internauka". 2025. Vol. 3. doi: 10.25313/2520-2057-2025-3-10818.
1. Укрпошта / URL: https://www.ukrposhta.ua/ua/news/58260-ukrposhta-gets-faster-100-of-parcels-will-be-processed-on-automated-lines?utm_source=chatgpt.com (Дата звернення 02.05.2025).
2. Служба доставки їжі Glovo / URL: <https://glovoapp.com/ua/uk/> (Дата звернення 02.05.2025).
3. Служба доставки їжі Bolt Food / URL: <https://www.boltfood.com.ua/> (Дата звернення 02.05.2025).
4. Служба доставки продуктів з магазинів Zakaz / URL: <https://zakaz.ua/uk/> (Дата звернення 02.05.2025).
5. Служба доставки продуктів харчування Rozetka / URL: <https://rozetka.com.ua/> (Дата звернення 02.05.2025).
6. Служба доставки продуктів харчування LOKO / URL: <https://loko.delivery/> (Дата звернення 02.05.2025).
7. Роботизована служба доставки Meituan / URL: <https://www.meituan.com/> (Дата звернення 02.05.2025).
8. Компанія по доставці посилок повітрям Zipline / URL: <https://www.flyzipline.com/business> (Дата звернення 02.05.2025).
9. Компанія по доставці посилок повітрям Amazon Prime Air <https://www.aboutamazon.com/news/transportation/amazon-prime-air-drone-delivery-mk30-photos> (Дата звернення 02.05.2025).
10. Компанія автоматичної доставки посилок по місту Starship Technologies / URL: <https://www.starship.xyz/> (Дата звернення 02.05.2025).
11. Робот-кур'єр «Scout». URL: <https://www.aboutamazon.com/news/transportation/meet-scout>. (Дата звернення 02.05.2025).

12. Самохідна платформа SIRKO-S1 / URL: <https://braveinventors.com/invention/sirko-s/> (Дата звернення 02.05.2025).
13. Ratel-S / URL: <https://robots.com.ua/> (Дата звернення 02.05.2025).
14. Самохідна платформа Ironclad / URL: <https://roboneers.net/home/ironclad-ugv> (Дата звернення 02.05.2025).
15. База статей з вільним доступом OpenAlex / URL: <https://openalex.org/> (Дата звернення 02.05.2025).
16. Ali H. K.; H. Colin H.; J. Ario and other. Delivery robot. Patent USA No WO2020118306A2, 2020. (USA).
17. Zhao L. Outdoor movable cargo carrying robot. Patent PRC No CN113460558A, 2021. (PRC).
18. Min L.S. Delivery robot. Patent KR No WO2023149626A1, 2023. (KR).
19. Yemi Z.; X.; Wei Z. Unmanned delivery and meal delivery robot. Patent PRC No CN217533057U, 2022. (PRC).
20. Hoon C. J.; Min O. J.; Lee J. A. and other. Transporting Robot. Patent USA No US2023286344A1, 2023. (USA).
21. Hongjun N.; Chusen W.; Nansheng Z.; Shuaishuai L. and other. Multifunctional cargo loading, unloading and transporting device. Patent PRC No CN108394483A, 2018. (PRC).
22. Brett S. [US]; Andrew S. Energy absorbing means for an autonomous ground vehicle. Patent USA No US11104294B1, 2021. (USA).
23. NISHIMURA TAKASHI; OKAMOTO SATOSHI. Cargo delivery system. Patent JP No JP2021062942A, 2021. (JP).
24. Yangtuan C. Two-wheeled self-balancing transportation robot. Patent PRC No CN209176810U, 2019. (PRC).
25. Xiangwu L.; Ying W.; Zhongxi L. Mega16-based miniature two-wheeled motorcycle. Patent PRC No CN104192223A, 2014. (PRC).
26. Yafeng L.; Weijun W.; Gong Z. and other. Two-wheeled longitudinal self-balancing robot and control system. Patent PRC No CN106627894A, 2017. (PRC).

27. Балансующий мотоцикл фірми Honda. URL: <https://global.honda/newsroom/news/2017/c170109eng.html>
28. Dongkyu C. Robot and method for controlling robot. Patent KR No WO2023171974A1, 2023. (KR).
29. Jeffrey S.; Gregory L.; Nazareth E. and other. Two-wheeled vehicle having linear stabilization system. Patent USA No US11613325B2, 2023. (USA).
30. Z. Xiaolong. Two-wheeled self-balancing agricultural plant protection robot. Patent PRC No CN117465568A, 2024. (PRC).
31. L. Sang-gyu; W. Shin; P. Soo-ji. A two-wheeled robot device. Patent KR No KR102642974B1, 2024. (KR).
32. Gen Y.; Bingqing L.; Gong Z.; Zhicheng H. and other. Two-wheeled non-coaxial self-balanced mobile robot. Patent PRC No CN109229260A, 2019. (PRC).
33. Lin Q.; Yang Y.; Li J.; Two-wheeled robot with multiple movement modes. Patent PRC No CN108454725A, 2018. (PRC).
34. T.Yili; T. Li. Self-balancing system of two-wheeled vehicle and balance adjusting method of swingable momentum wheel. Patent PRC No CN117048726A, 2023. (PRC).
35. W. Hongyang; L. Ruizhi. Automatic balancing device and method of motorcycle-type robot. Patent PRC No CN107728635A, 2020. (PRC).
36. L. Tao; H. Xinyan; H. Long; Y. Jingang. Wheel-legged robot and control method thereof. Patent PRC No CN116788383A, 2023. (PRC).
37. X. Huiming; L. Jun; L. Guanqi and other. Modularized robot with self-reconfiguration wheel legs. Patent PRC No CN117465579A, 2024. (PRC).
38. X. Yuze; L. Zirong; Z. Yiming; L. Zhongyue. A wheel-footed mobile robot and its leg device. Patent PRC No CN117565995A, 2024. (PRC).
39. Neville N.; Blankespoor K.; Barry J. and other. Robot and method for palletizing boxes. Patent USA No WO2020197784A1, 2020. (USA).
40. Stilman M. Force balancing mobile robotic system. Patent KR No KR20110010796A, 2011. (KR).

41. Komor D., Roman R., Precup R., David R., Pamfilii I. (2020). Models of Two-Wheeled Mobile Robots with Experimental Validation. 14th International Symposium on Applied Computational Intelligence and Informatics. P. 211-216. doi: 10.1109/SACI49304.2020.9118823.
42. Ngoc K.V., Hong Q. N. Design Low-Order Robust Controller for Self-Balancing Two-Wheel Vehicle. Hindawi, Mathematical Problems in Engineering. 2021. P. 1-22. doi: 10.1155/2021/6693807.
43. Tofigh M.A., Mahjoob M.J., Hanachi M.R., Ayati M. Fractional sliding mode control for an autonomous two-wheeled vehicle equipped with an innovative gyroscopic actuator. Robotics and Autonomous Systems. 2021. 103756. doi: 10.1016/j.robot.2021.103756.
44. Jeyed A., Ali J. A nonlinear optimal control based on the SDRE technique for the two-wheeled self-balancing robot. Australian Journal of Mechanical Engineering. 2020. P. 1–9. doi: 10.1080/14484846.2020.1745733.
45. A. Ghaffari, A. Shariati & A. H. Shamekhi. A modified dynamical formulation for two-wheeled self-balancing robots. Nonlinear Dynamics. 2016. Vol. 83, P. 217–230. doi: 10.1007/s11071-015-2321-9.
46. D. Morin. Introduction to Classical Mechanics. 2008. P. 719. doi: 10.1017/CBO9780511808951
47. Z. Hussain. KANE's method for dynamic modeling. 2016 IEEE International Conference on Automatic Control and Intelligent Systems. 2016. P. 174-179. doi: 10.1109/I2CACIS.2016.7885310.
48. Yisheng G., Zhaoheng Z., Daye C., Tao Z., Haifei Z., Li H. Kinematic Modeling, Analysis, and Verification of an Essboard-Like Robot. Transactions on Mechatronics. 2021. P. 864-875. doi: 10.1109/TMECH.2020.3009421
49. K. Meidani, A. B. Farimani. . Identification of parametric dynamical systems using integer programming. Expert Systems with Applications. 2023. Vol. 219. P. 1-12 doi: 10.1016/j.eswa.2023.119622.

50. Peter J. Brockwell, Richard A. Davis. Introduction to Time Series and Forecasting. 2016. P. 425. doi: 10.1007/978-3-319-29854-2.
51. Yong-Seok Lee, Dong-Won Jang. Optimization of Neural Network-Based Self-Tuning PID Controllers for Second Order Mechanical Systems. Applied Sciences. 2021. Vol. 11. P. 1-12. doi: 10.3390/app11178002.
52. S. Pawar, O. San, A. Rasheed, I. M. Navon. A nonintrusive hybrid neural-physics modeling of incomplete dynamical systems: Lorenz equations. GEM - International Journal on Geomathematics. 2021. Vol. 12 P. 1-24. doi: 10.48550/arXiv.2104.00114.
53. F. Zhijun, Y. Peixin, L. Xiaoli, Y. Yuming. Identification of model free nonlinear system via parametric dynamic neural networks with improved learning. International Journal of Innovative Computing, Information and Control. 2021. Vol. 17. P. 1871-1885. doi: 10.24507/ijicic.17.06.1871.
54. L. Shanwu, Y. Yongchao. A recurrent neural network framework with an adaptive training strategy for long-time predictive modeling of nonlinear dynamical systems. Journal of Sound and Vibration. 2021. Vol. 506. doi: 10.1016/j.jsv.2021.116167.
55. B. Çatalbaş, Ö. Morgül. Two-Legged Robot Motion Control with Recurrent Neural Networks. Journal of Intelligent & Robotic Systems. 2022. Vol. 104. Art. 59. P. 1-30. doi: 10.1007/s10846-021-01553-5.
56. T. Yuchuang, L. Jinguo, Z. Xin, J. Zhaojie. Four-Criterion-Optimization-Based Coordination Motion Control of Dual-Arm Robots. Transactions on cognitive and developmental systems. 2022. Vol. 15. № 2. P. 794-807. doi: 10.1109/TCDS.2022.3182534.
57. W. De Groote, E. Kikken, E. Hostens, S. Van Hoecke, G. Crevecoeur. Neural Network Augmented Physics Models for Systems with Partially Unknown Dynamics: Application to Slider-Crank Mechanism. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. 2021. Vol. 27 P. 103-114. doi: 10.1109/TMECH.2021.3058536

58. Nougues S., Guayacan S.M., Cuadros D.G., Leon-Rodriguez H. Modelling and Design a Self-Balancing Dual-Wheeled Robot with PID Control. 2023 23rd International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS). 2023. P. 489–497. doi: 10.23919/ICCAS59377.2023.10316757.
59. Pan C., Wang T., Liu Z., Shao S., Quan Z. Design of a Balanced Robot Based on Second-Order Complementary Filtering Algorithm. 2023 IEEE 13th International Conference on CYBER Technology in Automation, Control, and Intelligent Systems (CYBER). 2023. P. 486–493. doi: 10.1109/CYBER59472.2023.10256586.
60. Krishna G.S., Sumith D., Akshay G. Epersist: A Two-Wheeled Self-Balancing Robot Using PID Controller and Deep Reinforcement Learning. 2022 22nd International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS). 2022. P. 1488–1492. doi: 10.23919/ICCAS55662.2022.10003940.
61. Utami A.R., Yuniar R.J., Giyantara A., Saputra A.D. Cohen-Coon PID Tuning Method for Self-Balancing Robot. 2022 International Symposium on Electronics and Smart Devices (ISESD). 2022. P. 1–5. doi: 10.1109/ISESD56103.2022.9980830.
62. Putra L.G.B., Wahab F., Tamba T.A. Design and implementation of linear quadratic regulator control for two-wheeled self-balancing robot. Bulletin of Electrical Engineering and Informatics. 2025. Vol. 14, № 2. P. 931–939. doi: 10.11591/eei.v14i2.8689.
63. Yuan J., Chen H., Yong T., Lai X., Chen X. Research on Two-Wheeled Balance Car Based on Improved LQR Controller. 2022 IEEE 6th Advanced Information Technology, Electronic and Automation Control Conference (IAEAC). 2022. P. 1474–1479. doi: 10.1109/IAEAC54830.2022.9930026.
64. Fahmi A., Sulaiman M., Siradjuddin I., Wirawan I.M., Jaya A.S.M., Jiono M., Amalia Z. (2020). Stabilized controller of a two wheels robot. Bulletin of Electrical Engineering and Informatics. Vol. 9, № 4. P. 1357–1363. doi: 10.11591/eei.v9i4.1965.

65. Asali M.O., Hadary F., Sanjaya B.W. Modeling, Simulation, and Optimal Control for Two-Wheeled Self-Balancing Robot. *International Journal of Electrical and Computer Engineering*. 2017. Vol. 7, № 4. P. 2008–2017. doi: 10.11591/ijece.v7i4.pp2008-2017.
66. Liu S., Lin Z., Huang W., Yan B. Adaptive Sliding Mode Attitude Control of Two-Wheeled Robots for Planetary Exploration: From Theory to Applications. *Aerospace Science and Technology*. 2024. Vol. 150. P. 1–12. doi: 10.1016/j.ast.2024.109332.
67. Arani M.S., Ebrahimi Orimi H., Xie W.-F., Hong H. Sliding Mode Control Design of a Two-Wheel Inverted Pendulum Robot: Simulation, Design and Experiments. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. P. 93–107. doi: 10.1007/978-3-030-17369-2_7.
68. Pupek L., Dubay R. Velocity and position trajectory tracking through sliding mode control of two-wheeled self-balancing mobile robot. 2018 Annual IEEE International Systems Conference (SysCon). 2018. P. 1–5. doi: 10.1109/SYSCON.2018.8369548.
69. Yu H., Jiang B., Zhang Y., Liu Z. Hierarchical Sliding Mode Control Combined with Nonlinear Disturbance Observer for a Two-Wheeled Inverted Pendulum. *Advanced Science Letters*. 2012. Vol. 9, № 1. P. 609–613. doi: 10.1166/asl.2012.2590.
70. M. Rabah, A. Rohan, Kim Sung-Ho. Comparison of Position Control of a Gyroscopic Inverted Pendulum Using PID, Fuzzy Logic and Fuzzy PID Controllers. *International Journal of Fuzzy Logic and Intelligent Systems*. 2018. Vol. 18, № 2. P. 103–110. doi: 10.5391/IJFIS.2018.18.2.103.
71. Abd-elaziz D. Conventional fuzzy logic controller for balancing two-wheel inverted pendulum. *Journal of Advanced Engineering Trends*. 2020. Vol. 38. P. 107–119. doi: 10.21608/jaet.2020.73045.
72. Jain, Sharma, Jatelly, Azzopardi, Choudhury. Real-Time Swing-Up Control of Non-Linear Inverted Pendulum Using Lyapunov Based Optimized Fuzzy

- Logic Control. IEEE Access. 2021. Vol. 9. doi: 10.1109/ACCESS.2021.3058645.
73. Mai T.A., Dang T.S., Ta H.C., Ho S.P. Comprehensive optimal fuzzy control for a two-wheeled balancing mobile robot. *Journal of Ambient Intelligence and Humanized Computing*. 2023. Vol. 14, № 7. P. 9451–9467. doi: 10.1007/s12652-023-04613-w.
 74. Nguyen Cao Cuong, Hoang Dinh Co. Balancing and Trajectory Tracking Control for Two-Wheeled Self-Balancing Robot. *International Journal of Engineering Trends and Technology*. 2024. Vol. 72, № 7. P. 45–57. doi: 10.14445/22315381/IJETT-V72I7P105.
 75. H. Al-Jlailaty, H. Jomaa, N. Daher and D. Asmar. Balancing a Two-Wheeled Mobile Robot Using Adaptive Control. 2018 IEEE International Multidisciplinary Conference on Engineering Technology (IMCET). 2018. P. 1–7. doi: 10.1109/IMCET.2018.8603035.
 76. Önkol M., Kasnakoğlu C. Adaptive model predictive control of a two-wheeled robot manipulator with varying mass. *Measurement and Control*. 2018. Vol. 51. P. 38–56. doi: 10.1177/0020294018758527.
 77. Yang, Zhenyi & Li, Chenyi & Zhang, Long. Self-Balancing Performance of Wheel-Legged Robots under Disturbance and Faulty Conditions. 2024 IEEE International Robotics and Automation Conference (IRAC). 2024. P. 37–44. doi: 10.1109/IRAC63143.2024.10871668.
 78. A. Unluturk, O. Aydogdu. Machine Learning Based Self-Balancing and Motion Control of the Underactuated Mobile Inverted Pendulum With Variable Load. *IEEE Access*. 2022. Vol. 10. P. 104706–104718. doi: 10.1109/ACCESS.2022.3210540
 79. X. Ruan, J. Chen. On-line NNAC for Two-Wheeled Self-Balancing Robot Based on Feedback-Error-Learning. 2010 2nd International Workshop on Intelligent Systems and Applications (IWISA). 2010. P. 1–4. doi: 10.1109/IWISA.2010.5473339.

80. Tsai, Ching-Chih & Huang, Hsu-Chih & Lin, Shui-Chun. Adaptive Neural Network Control of a Self-Balancing Two-Wheeled Scooter. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2010. Vol. 57, № 4. P. 1420–1428. doi: 10.1109/TIE.2009.2039452.
81. A. Bature, S. Buyamin, M. Ahmad, M. Mustapha. Intelligent Controllers for Velocity Tracking of Two-Wheeled Inverted Pendulum Mobile Robot. *Jurnal Teknologi*. 2016. Vol. 78, № 6. P. 1–7. doi: 10.11113/jt.v78.9174.
82. Rocha dos Santos, Amaral J.L.M., Amaral J.F.M. Adaptive Intelligent Systems Applied to Two-Wheeled Robot and the Effect of Different Terrains on Performance. *Advances in Science, Technology and Engineering Systems Journal*. 2017. Vol. 2, № 1. P. 1–5. doi: 10.25046/aj020101.
83. Rocha dos Santos, Sender & Amaral, Jorge & Amaral, Jose Franco. Adaptive Intelligent Systems Applied to Two-Wheeled Robot. *2016 IEEE Conference on Evolving and Adaptive Intelligent Systems (EAIS)*. 2016. P. 146–150. doi: 10.1109/EAIS.2016.7502505.
84. Vo Thanh Ha, Than Thi Thuong, Le Ngoc Truc. Trajectory Tracking Control Based on Genetic Algorithm and Proportional Integral Derivative Controller for Two-Wheel Mobile Robot. *Bulletin of Electrical Engineering and Informatics*. 2024. Vol. 13, № 4. P. 2348–2357. doi: 10.11591/eei.v13i4.7847.
85. Papadimitriou, Murasovs, Giannaccini, Aphale. Genetic Algorithm-Based Control of a Two-Wheeled Self-Balancing Robot. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*. 2025. Vol. 111, № 1. Art. 34. P. 1–20. doi: 10.1007/s10846-025-02236-1.
86. Wei-Der Chang, Shun-Peng Shih. PID Controller Design of Nonlinear Systems Using an Improved Particle Swarm Optimization Approach. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*. 2010. Vol. 15, № 11. P. 3632–3639. doi: 10.1016/j.cnsns.2010.01.005.
87. A. Gutarra, S. Palomino, E. J. Alegria and J. Cisneros. Fuzzy Controller Design for Rotary Inverted Pendulum System Using Genetic Algorithms.

- 2022 IEEE ANDESCON. 2022. P. 1–6. doi: 10.1109/ANDESCON56260.2022.9989988.
88. Vu Ngoc Kien 1, Nguyen Tien Duy, Dao Huy Du, Nguyen Phuong Huy, Nguyen Hong Quang. Robust Optimal Controller for Two-Wheel Self-Balancing Vehicles Using Particle Swarm Optimization. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*. 2023. Vol. 12, № 1. P. 16–22. doi: 10.18178/ijmerr.12.1.16-22.
 89. Mohammed, I.K., Noaman, M.N. Optimal Control Approach for Robot System Using LQG Technique. *Journal Européen des Systèmes Automatisés*. 2022. Vol. 55, № 5. P. 671–677. doi: 10.18280/jesa.550513.
 90. Oróstica R., Duarte-Mermoud M.A., Jáuregui C. (2016). Stabilization of inverted pendulum using LQR, PID and fractional order PID controllers: A simulated study. 2016 IEEE International Conference on Automatica (ICA-ACCA). P. 1–7. doi: 10.1109/ICA-ACCA.2016.7778434.
 91. F. Faheem, H. Anwaar, S. Zahid, H. Waseem, R. M. Gondal and M. Sarfraz. Fractional Order Controller Design for Self-Balancing Two-Wheeled Robot and Performance Comparison Using Different Optimization Techniques. 2022 International Conference on Electrical Engineering and Sustainable Technologies (ICEEST). 2022. P. 1–8. doi: 10.1109/ICEEST56292.2022.10077872.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ МАЛОГАБАРИТНИХ ВАНТАЖІВ

2.1 Розробка концепції пристрою

2.1.1 Загальні вимоги до пристрою

При розробці концепцію пристрою виходили з того, в яких умовах він має працювати. Використовувати пристрій пропонується в наступних локаціях:

- 1) в однокорпусних сухих складських приміщеннях з рівною підлогою;
- 2) в межах одного підприємства, яке має рівне дорожнє покриття між спорудами;
- 3) в межах житлового кварталу по велосипедним доріжкам;
- 4) в місті на дорогах загального користування або велосипедним доріжкам.

Враховуючи те, що даний пристрій буде брати участь у дорожньому русі, на нього розповсюджується чинне законодавство України стосовно малопотужних транспортних засобів з електричним приводом. Згідно закону України про електричні транспортні засоби [1] відсутня класифікація безпілотних транспортних засобів тому пристрій відноситься до категорії «легкий персональний електричний транспортний засіб», він повинен мати потужність електродвигуна до 1000 Вт і розвивати швидкість до 25 км/год. Ці обмеження були враховані під час проектування пристрою.

Перед початком розробки прототипу визначились з певними характеристиками майбутнього пристрою. При виборі типу рушіїв обрали колісні рушії, як оптимальний варіант за швидкістю руху і габаритам. Наприклад, гусеничні рушії мають вищу прохідність, але більші за розміром. Вони мають меншу швидкість переміщення та меншу енергоефективність.

Наступне питання – вибір типу динамічної системи за здатністю зберігати своє положення в стані спокою без керуючого впливу, тобто за стійкістю.

Стійкі пристрої не потребують керуючого впливу і такі пристрої зазвичай мають три і більше коліс. Їхніми перевагами є повздовжня та поперечна стійкість в статиці та в русі, простіші алгоритми керування, здатність перевозити більшу вагу. Вони не потребують застосування додаткових механізмів балансування в своїй конструкції. Їхніми недоліками є більші габарити, менша швидкість руху, більша вага готового пристрою і відповідно більші витрати енергії для руху.

Нестійкі пристрої в більшості мають два колеса, які знаходяться на одній осі обертання (сігвей, гіроскутер). Вони володіють поперечною стійкістю, а для забезпечення повздовжньої стійкості необхідне динамічне балансування за рахунок обертання приводних коліс відповідно до відхилення пристрою від положення рівноваги. Перевагами такого рішення є менша вага, менші розміри окрім поперечного, малий радіус повороту. Недоліками такого класу пристроїв є великий профіль на дорозі, відсутність стабілізації положення в статиці.

Другий клас нестійких пристроїв представлений двоколісними механічними системами з колесами, що мають одну площину обертання (самокат, велосипед, скутер). Вони мають повздовжню стійкість, а для забезпечення поперечної стійкості потребують додаткового механізму балансування. Перевагами таких пристроїв є більша швидкість переміщення, менший профіль на дорозі, низькі затрати енергії під час руху, збереження стійкості в статиці. Недоліками є необхідність встановлення механізмів балансування. Ці пристрої мають більший радіус повороту.

Взявши до уваги всі переваги та недоліки, для обраних умов і завдань можна зробити висновок, що перший тип нестійких пристроїв зовсім не підходить, через відсутність балансування в статиці. Стійкі пристрої вже мають приклади реалізації в деяких містах, але вони рухаються по тротуарам

і пішохідним доріжкам, чим заважають руху пішоходів і потребують застосування комп'ютерного зору і гнучких алгоритмів керування для безпечного руху поміж перешкод. Тому другий тип нестійких пристроїв може себе є доцільним в даних умовах за рахунок менших габаритів. Пересування по велосипедним доріжкам не буде заважати пішоходам, а мала ширина пристрою дозволить велосипедистам легко розминутися не виїжджаючи на проїжджу частину чи пішохідну зону.

Після вибору типу пристрою, постає питання визначення допустимого корисного вантажу, який пропонується транспортувати. Пристрій повинен полегшити людську працю і автоматизувати процес транспортування малогабаритних вантажів в межах певної закритої території чи району міста. Тобто вага вантажу має відповідати допустимим нормам роботи для робітників і піших кур'єрів. Вага переміщуваних вантажів працівниками не повинна перевищувати допустимі норми [2], які становлять 15 кг для чоловіків, які працюють в легких умовах роботи. Цей показник корисного навантаження враховано при проектуванні прототипу пристрою.

Для визначення габаритних розмірів платформи пристрою обрали як основу коробку служби доставки „Нова пошта”, яка має об'ємну вагу 5 кг [3] і розміри 0,4х0,24х0,21м. Об'ємна вага визначає, скільки місця займає пакунок у транспорті, вона обраховується за наступною формулою:

$$V_m = l \cdot s \cdot h \cdot 250. \quad (2.1)$$

де l , s , h – довжина, ширина та висота вантажу в метрах; 250 – перевідний коефіцієнт.

Залишається відкритим питання пройденого шляху на одному заряді акумуляторі і відповідно ємність і швидкість заряду акумулятора. Для вибору цих параметрів, спочатку визначимо середню відстань для різних локацій. Для прикладу візьмемо проект житлового масиву «Варшавський» (рис. 2.1), який в найближчі роки має бути завершений і підпадає під необхідні критерії застосування пристрою. Житловий масив налічує 6 кварталів і займає площу близько 100 га, максимальна відстань між найбільш віддаленими точками

складає 2,5 км по велосипедним доріжкам (рис. 2.1). Тобто для виконання однієї доставки на максимальну відстань пристрій має проїхати до 5 км на одному заряді батареї. Якщо взяти середню швидкість пристрою 15 км/год, то час на доставку становить до 10 хв, такий же час необхідний на повернення.



Рисунок 2.1 – План забудови житлового масиву «Варшавський» із позначенням можливого найдовшого маршруту пристрою (червона ламана)

Оцінити необхідну ємність батареї допоможе аналог пристрою з аналогічними характеристикам – електросамокат Xiaomi Mi Electric Scooter 3 [4]. Він має максимальну потужність мотор-коліс 300 Вт, розвиває швидкість до 25 км/год і долає відстань 30 км на одному заряді батареї ємністю 275 Вт·год. Отже для подолання 1 км шляху затрачається $275/30 = 9,2$ Вт·год

енергії. Для маршрутів протяжністю 5 км достатньо батареї енергоємністю $9,2 \cdot 5 = 46$ Вт·год.

Резюмуючи вищесказане можна зазначити, що пристрій для транспортування малогабаритних вантажів матиме наступні характеристики: колісний пристрій з двома мотор-колесами, які мають одну площину обертання і обертаються на різних осях; сумарна потужність мотор-колес складає до 1000 Вт; максимальна швидкість руху до 25 км/год; корисне навантаження до 15 кг. Пристрій повинен містити механізм балансування в статиці. Габаритні розміри рами пристрою становитимуть: 40 см – довжина; 24 см – ширина. Пристрій матиме запас ходу не менше 5 км і батарею енергоємністю не менше 50 Вт·год.

2.1.2 Вибір концепції механізму балансування

Двоколісні пристрої (самокати, велосипеди, мотоцикли) мають дві точки опори і не можуть зберігати стійкість свого положення в статиці без застосування додаткових механізмів балансування. Загалом відомо декілька типів механізмів балансування, які застосовуються для таких пристроїв.

Перший тип механізмів – це реактивні колеса, які складаються з маховика, що закріплений на валу двигуна. Принцип роботи реактивного колеса полягає в збереженні моменту імпульсу системи при зміні частоти обертання маховика. При розгоні чи гальмуванні маховика створюється крутний момент який запобігає втраті стійкості пристрою. Цей тип механізмів має ряд недоліків, а саме велику вагу, габарити, також ефект насичення (для забезпечення стійкості пристрою безупинно зростає швидкість обертання реактивного колеса). Цей процес відбувається до моменту досягнення межі потужності двигуна, як наслідок зникає крутний момент і пристрій втрачає рівновагу.

Другий тип механізмів балансування працює з використанням гіроскопічного ефекту. Такі механізми мають один або кілька гіроскопів

(двигун з маховиком, який обертається з постійною швидкістю) і приводи їх повороту на певний кут. Під час повороту гіроскопів створюється крутний момент, який діє на весь пристрій і забезпечує збереження стійкості положення. Перевагами застосування такого класу механізмів є гарні показники стійкості і менші габарити в порівнянні з реактивними колесами за рахунок менших маховиків, які обертаються з високою швидкістю. Недоліками такого класу механізмів є затримка балансування, через необхідність розгону маховиків гіроскопів до великої швидкості. Крім того, вони погано усувають дисбаланс конструкції пристрою або вантажу.

Третій тип механізмів балансування працює за принципом зміщення центра ваги пристрою відносно коліс. Цього ефекту можна досягти зміщуючи окремий вантаж, противагу відносно рами пристрою, або зміщувати всю раму відносно коліс. Перший спосіб потребує значної ваги і розмірів самого механізму, який має бути розміщений на рамі. Другий спосіб дає можливість використовувати саму вагу рами пристрою як противагу. Тому другий спосіб є доцільнішим в якості реалізації для невеликих пристроїв. Перевагами даного типу механізмів балансування є малі габарити, відсутність затримки регулювання і маховиків, які обертаються з високою швидкістю. До переваг цього типу балансування відноситься здатність усувати дисбаланс конструкції пристрою чи вантажу, який транспортується.

З огляду на те, що пристрій має бути незначних розмірів і профілю, перші два типи механізмів є недоцільними, тому обрано третій тип механізмів балансування, що дасть змогу задовольнити потребу стабілізації положення пристрою без збільшення дорожнього профілю пристрою.

2.2 Схема взаємодії апаратної частини пристрою

Конструкцію пристрою можна поділити на три структурні частини (рис. 2.2).



Рисунок 2.2 – Структура конструкції пристрою

Механічна частина включає в себе раму пристрою, механізм повороту переднього колеса і механізм балансування. Рама пристрою виконує зв'язуючу функцію і поєднує між собою всі складові пристрою. Механізм повороту переднього колеса дає змогу керувати напрямком руху пристрою і слугує кріпленням переднього мотор-колеса, яке є однією з точок опори пристрою. Механізм балансування призначений для зберігання стійкості положення пристрою в статиці і додатково слугує кріпленням заднього колеса, яке є другою точкою опори пристрою.

Приводи виконавчих механізмів – насамперед мотор-колеса, які є опорою пристрою і рушіями, що забезпечують рух пристрою з потрібною швидкістю. Привід механізму балансування допомагає зберегти рівновагу пристрою в статиці шляхом зміщення центру ваги пристрою відносно точок

опори. Привід механізму повороту переднього колеса повертає його на певний кут відповідно до потрібного напрямку руху.

Електрична частина конструкції пристрою включає в себе акумулятор, який слугує джерелом живлення для всіх приводів, драйверів, датчиків і основного мікроконтролера. Мікроконтролер в свою чергу є базою для реалізації керуючої програми, він зчитує дані з датчиків і керує приводами безпосередньо або через спеціальний драйвер. Датчики дають необхідні дані для отримання кута нахилу пристрою, кутову швидкість його нахилу, кут повороту механізму балансування. Цих параметрів достатньо для побудови алгоритму керування стабілізації положення пристрою в статиці (рис. 2.3).

Алгоритм процесу стабілізації пристрою містить наступні складові:

- 1) зчитування даних з датчиків (опитування датчика кута нахилу пристрою, що реалізований на основі гіро-акселерометра, що дає змогу отримати значення кутової швидкості обертання навколо осей та прискорення по осям);
- 2) обробка даних щодо кута нахилу пристрою, його кутової швидкості і кута відхилення механізму балансування (цифрова фільтрація і зведення величин до розмірностей системи СІ);
- 3) обчислення величини керування для приводу механізму балансування;
- 4) відправка сигналу керування на виконавчий пристрій приводу механізму балансування (драйвер крокового двигуна);
- 5) зчитування даних з резистивного датчика кута повороту механізму балансування та переведення отриманих значень в градуси.

Після виконання останнього пункту цикл починається з початку, якщо ж досягнуто межі області стійкості пристрою, то тоді пристрій переходить в режим аварії і всі його процеси припиняються.



Рисунок 2.3 – Алгоритм процесу стабілізації пристрою

2.3 Вибір комплектуючих і розробка конструкції пристрою

2.3.1 Вибір приводів і розробка конструкції рами

Перед виготовлення фізичної моделі пристрою, спочатку було виконано підбір комплектуючих і моделювання пристрою та всіх його механізмів в САПР (рис. 2.4).

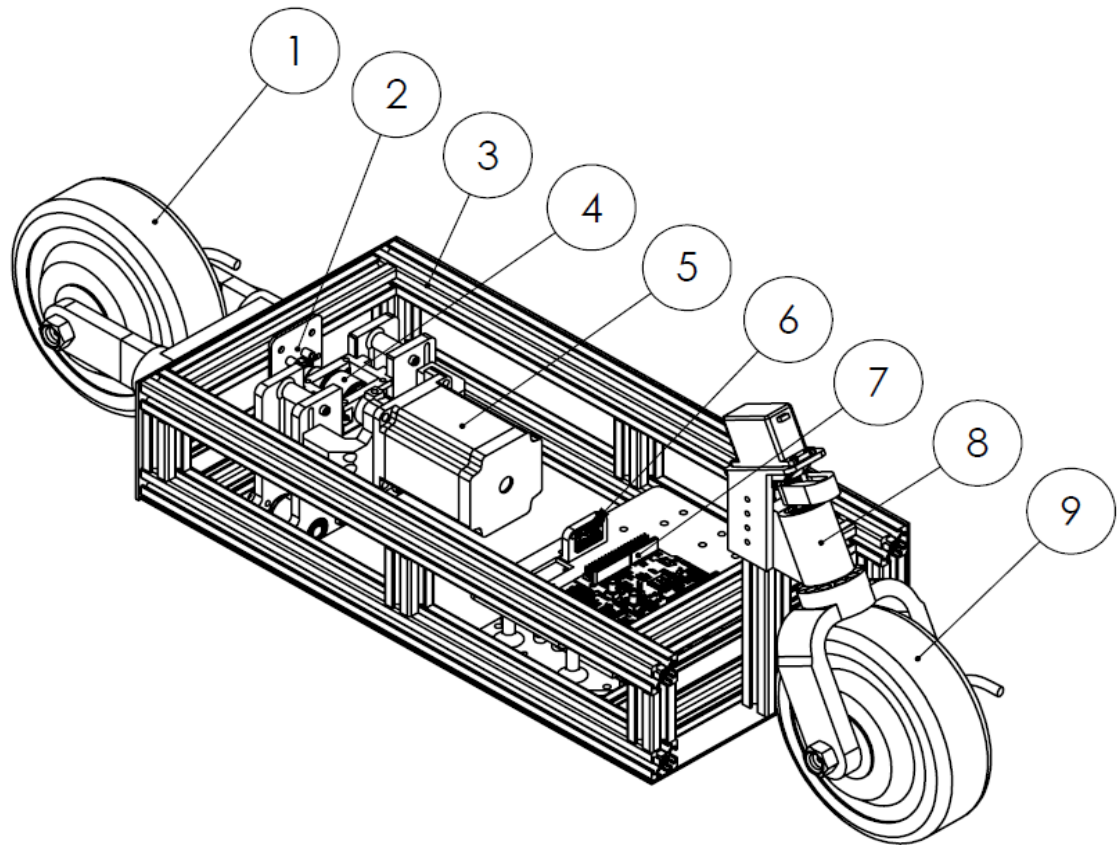


Рисунок 2.4 – 3D-модель пристрою: 1) заднє приводне мотор-колесо; 2) датчик повороту заднього колеса; 3) рама пристрою; 4) механізм балансування; 5) кроковий електродвигун; 6) гіро-акселерометр; 7) плата керування; 8) поворотна стійка з механізмом повороту колеса; 9) переднє приводне мотор-колесо

При розробці пристрою встановили два правила, яких в подальшому дотримувались при побудові фізичної моделі пристрою. По-перше, в конструкції мають бути використані максимально доступні і стандартизовані

деталі, такі як підшипники, шпильки, болти, листові матеріали і алюмінієві профілі. По-друге, всі нестандартні деталі (кронштейни, корпуси, нестандартні муфти, шків) виготовлені за допомогою технології 3D-друку.

В конструкції пристрою входять три силові приводи, перший виконує функцію рушіїв пристрою, другий керує поворотом переднього колеса, третій відповідає за механізм балансування пристрою. Всі комплектуючі складові пристрою наведені в Додатку А.

В якості рушіїв були обрані мотор-колеса з датчиками Холла для зворотного зв'язку за частотою обертання. Номінальна потужність мотор-колеса складає 200 Вт при напрузі 24 В, а максимальна швидкість – 25 км/год, що не виходить за рамки допустимої швидкості руху. В сумі переднє і заднє мотор-колеса мають потужність 400 Вт, що вкладається в обмеження потужності 1000 Вт.

Для керування напрямком руху пристрою, а саме повороту переднього колеса, використано сервопривод DS3218MG. Він має кут повороту валу 180° з крутним моментом на валу 2 Н·м. Робоча напруга сервопривода знаходиться в діапазоні від 4,8 В до 6,8 В.

В якості привода механізму балансування застосовано кроковий двигун NEMA 23 57BYGH2100-4004A-8. Це двофазний кроковий двигун з 200 кроками на один оберт і максимальним крутним моментом 1,8 Н·м, який досягається при струмі 4 А.

Для забезпечення міцності конструкції рами пристрою, застосовано стандартні алюмінієві профілі для силового каркасу рами пристрою (рис. 2.5, а). Каркас рами виконано з алюмінієвих верстатних профілів 20x20 мм та 20x40 мм з V-подібними пазами, які дозволяють робити з'єднання елементів конструкції без необхідності свердління отворів.

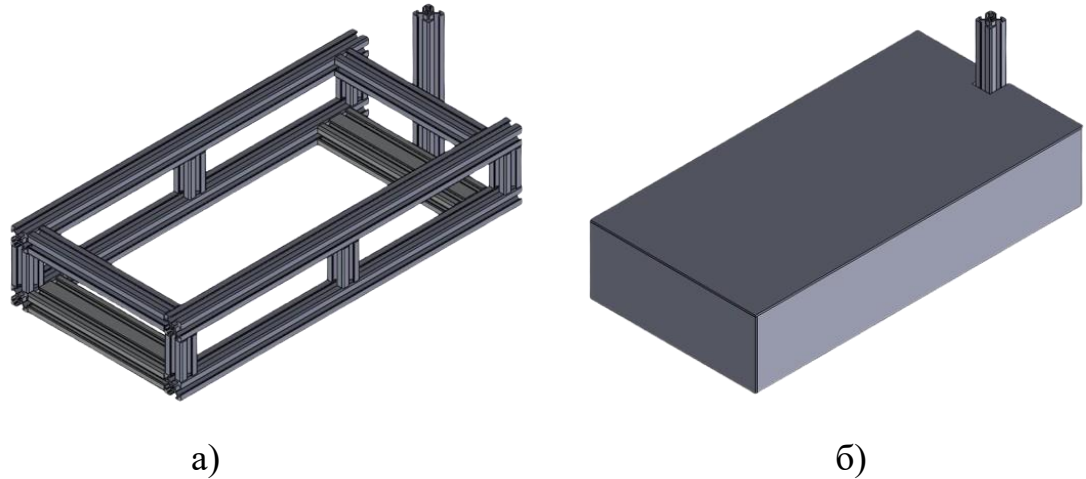


Рисунок 2.5 – Модель рами пристрою: а) без обшивки; б) з обшивкою

Габаритні розміри рами складають 400x200x80 мм. Передня стійка має висоту 150 мм. Рама з усіх сторін має обшивку (рис. 2.5, б) у вигляді алюмінієвих листів товщиною 2 мм.

2.3.2 Розробка механізму повороту переднього колеса і механізму балансування

Для керування напрямком руху пристрою на передній стійці рами знаходиться механізм повороту переднього колеса (рис. 2.6).

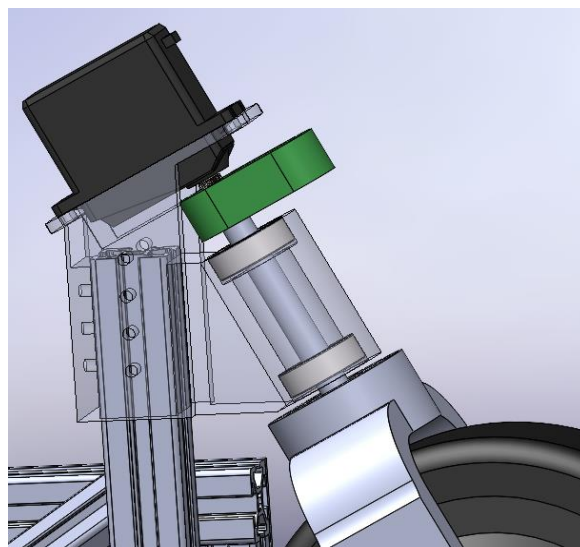


Рисунок 2.6 – Модель кріплення переднього колеса та сервопривода

Для виготовлення механізму повороту переднього колеса було розроблено і надруковано на 3D-принтері вилку переднього колеса, корпус стійки осі повороту переднього колеса та муфту для її з'єднання з валом сервопривода.

З огляду на обрану концепцію механізму балансування пристрою, маємо наступні вихідні параметри:

- 1) пристрій балансування має бути компактним;
- 2) принцип балансування оснований на зміщенні центра ваги пристрою відносно точок опори (коліс).

Для реалізації концепції механізму балансування запропоновано конструкцію (рис. 2.7) зміщення рами пристрою відносно заднього колеса. Для цього заднє колесо з'єднано з рамою пристрою за допомогою використання чотириланкового механізму (рис. 2.8) в якому кривошипи 1 та 3 однакової довжини, а ланки з'єднані між собою шарнірно. В такій інтерпретації заднє колесо закріплено на шатуну 2, а нерухома ланка 4 кріпиться до рами пристрою.

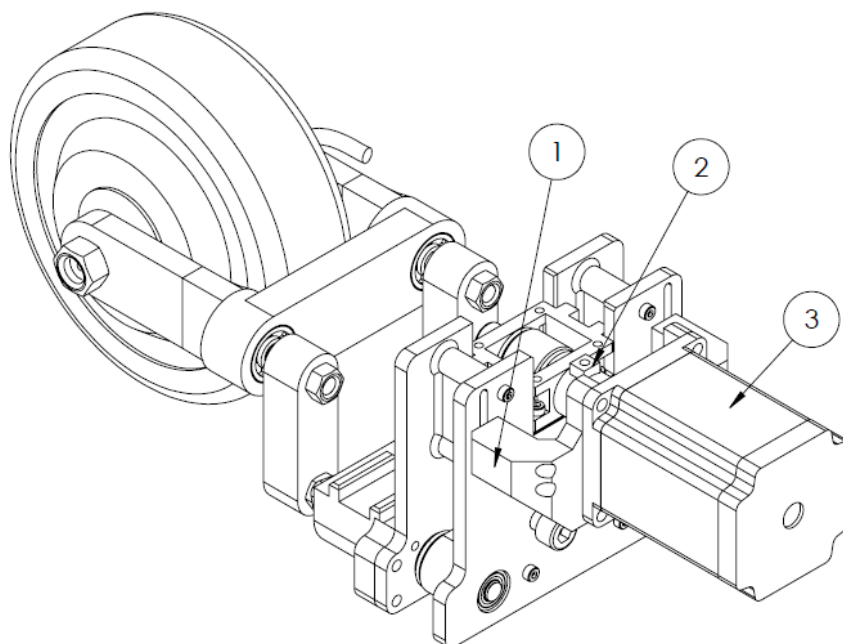


Рисунок 2.7 – Механізм балансування пристрою: 1) кріплення крокового двигуна; 2) муфта жорстка; 3) кроковий двигун

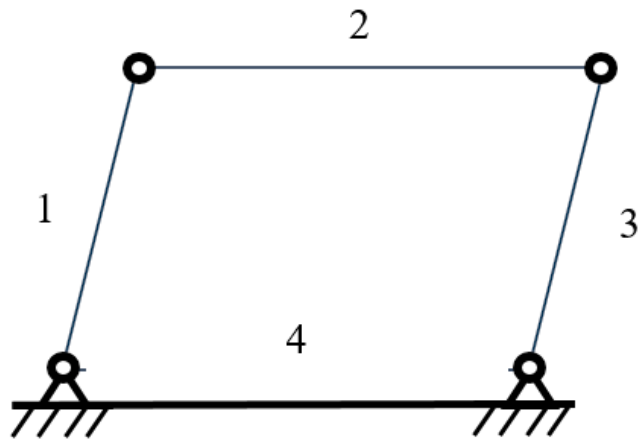


Рисунок 2.8 – Чотириланковий механізм

Складний рух шатуна дозволяє зміщувати заднє колесо відносно рами пристрою, причому вісь колеса залишається паралельною рамі пристрою. Зміщення заднього колеса в свою чергу зміщує центр ваги пристрою відносно однієї з його точок опори. Керуючи кутом нахилу заднього колеса можна керувати ступенем зміщення центра пристрою і за належного керування стабілізувати положення пристрою.

Механізм балансування має наступну конструкцію (рис. 2.9). Заднє колеса кріпиться до вилки, яка відіграє роль шатуна 2 в чотириланковому механізмі (рис. 2.8). Підшипники відіграють роль шарнірів і вмонтовані у вилці заднього колеса і корпусі механізму балансування 7 (рис. 2.9).

Корпус механізму балансування відповідає 4 ланці (рис. 2.8) і кріпиться до рами пристрою. Кривошипи 5 (рис. 2.9) надруковані з пластику і жорстко з'єднані з шпильками, через які передається крутний момент від приводу механізму балансування.

Привід механізму стабілізації (рис. 2.10) складається з корпусу 1 та кришки 5, між якими розміщується пасова передача з зубчатим пасом 3М-360 мм.

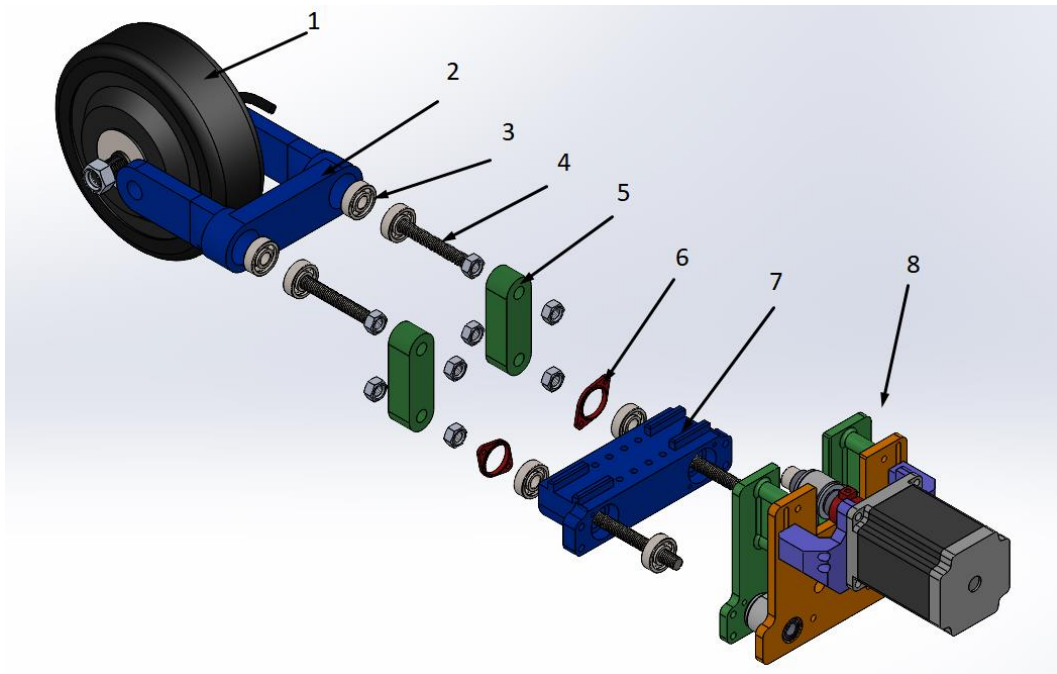


Рисунок 2.9 – 3D модель механізму балансування: 1) заднє приводне мотор-колесо; 2) вилка заднього колеса 3) підшипники серії 608; 4) шпильки M8x60; 5) кривошип; 6) кришки підшиніків; 7) корпус; 8) привід механізму балансування

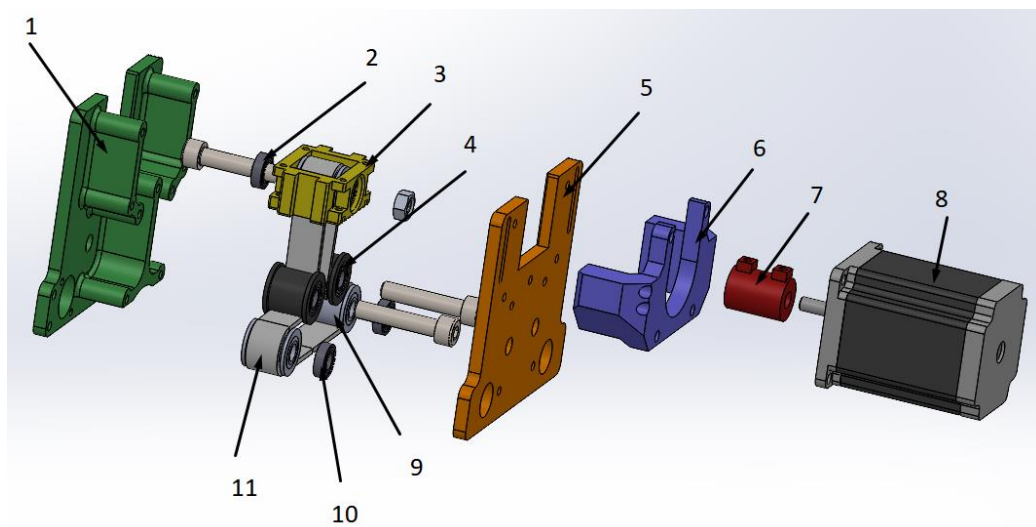


Рисунок 2.10 – Модель приводу механізму стабілізації положення пристрою: 1) корпус приводу; 2) підшипник 608; 3) рухоме кріплення приводного шківа пасової передачі; 4) пасивні ролики; 5) кришка корпусу приводу; 6) кріплення крокового двигуна; 7) муфта жорстка; 8) кроковий двигун; 9) зубчатий шків; 10) підшипник 608; 11) пас зубчатий замкнений

Крутний момент передається від валу крокового двигуна 8 через жорстку муфту 7 на приводний шків, далі через зубчатий пас на два нижніх шківів 9, які жорстко закріплені на різьбових шпильках і синхронно передають крутний момент на кривошипи. Передаточне відношення передачі 1:1. Ролики 4 вільно обертаються на осі і служать для збільшення кута обхвату шківів зубчатим пасом. Натяг ремня здійснюється переміщенням приводного шківів 3, разом з кріпленням крокового двигуна 6.

2.4 Опис датчиків, приводів та мікроконтролера

Розроблена фізична модель (рис. 2.11) відповідає змодельованій 3D моделі пристрою.

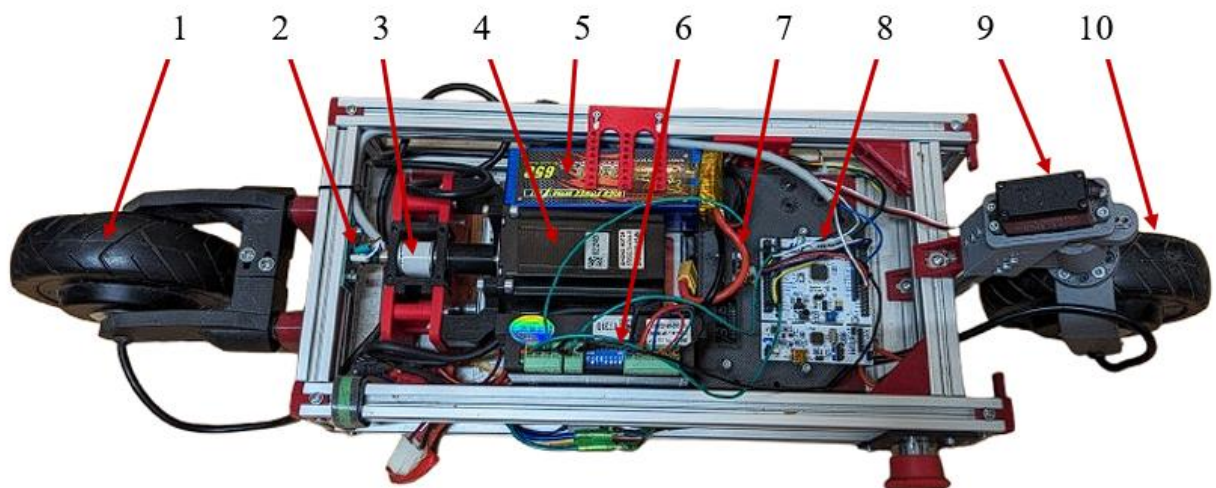


Рисунок 2.11 – Фізична модель пристрою для транспортування малогабаритних вантажів: 1) заднє приводне мотор-колесо; 2) датчик повороту заднього колеса; 3) механізм балансування; 4) кроковий двигун; 5) акумуляторна батарея; 6) драйвер крокового двигуна; 7) гіро-акселерометр; 8) плата керування; 9) сервопривод; 10) переднє приводне мотор-колесо

Для керування пристроєм використано 32-бітний мікроконтролер моделі STM32F446RE в складі плати розробки Arduino Nucleo [5], позиція 8 (рис. 2.11). Частота роботи ядра мікроконтролера може досягати 180 МГц, що в 22,5 разів більше обчислень в секунду в порівнянні зі стандартними

модулями розробки Arduino Uno на базі мікроконтролерів ATMEGA328. Завдяки цьому можна значною мірою пришвидшити виконання основного коду програми, опитування датчиків і обрахунків значень змінних і обчислення рівняння регулятора. Це позитивно вплинуло на швидкодію керування пристроєм.

Для зчитування кута нахилу пристрою і кутову швидкість нахилу, застосовано гіро-акселерометр MPU9250 [6], позиція 7 (рис. 2.11). Датчик використано в складі готового модуля GY91. Це доступний датчик з великою кількістю прикладів використання в конструкціях різних нестійких пристроїв і квадрокоптерів. Модуль має триосьовий гіроскоп і триосьовий акселерометр. В даному випадку встановлено діапазон роботи акселерометра $\pm 8G$ а гіроскопа ± 2000 град⁻¹. Розрядність АЦП датчика складає 16 біт, що відповідає найменшому значущому розряду $2,4 \cdot 10^{-3}$ м/с² для прискорення і $6 \cdot 10^{-2}$ град⁻¹ - для кутової швидкості. Для зменшення рівня шумів в сигналі в інтелектуальному датчику MPU9250 налаштовано фільтри низької частоти. Найкращі показники стабільності і швидкодії отримані при значеннях частоти зрізу 20 Гц для акселерометра і 92 Гц для гіроскопа. Чим більші значення тим більша швидкодія, але з'являються завади в даних за рахунок резонансів механічної частини датчика і конструкції пристрою загалом. Менша частота фільтру зменшує рівень завад даних, але погіршує якість відпрацювання швидких змін положень пристрою.

Для зчитування кута нахилу механізму повороту використано резистивний датчик повороту, позиція 2 (рис. 2.11), на основі потенціометра з лінійною характеристикою опору від кута повороту. Кут повороту потенціометра складає 280 градусів. Для того щоб отримати значення кута в градусах, використано вбудований АЦП мікроконтролера з розрядністю 12 біт, що відповідає найменшому значущому розряду $6,8 \cdot 10^{-2}$ градусів. Значення кута повороту механізму балансування служить індикатором нормальної роботи процесу стабілізації. При досягненні відхилення механізму балансування $\pm 80^\circ$ пристрій входить в аварійний режим роботи, при якому всі

приводи зупиняються через можливість пошкодження механізмів пристрою. Відповідно це означає що пристрій вийшов за межі балансування і неможливо забезпечити стійкість пристрою.

Відповідно до алгоритму процесу стабілізації мікроконтролер надсилає сигнал керування до драйвера крокового двигуна SH-750 [7], позиція 6 (рис. 2.11). Це драйвер призначений для керуванням біполярними кроковими двигунами з максимальним струмом 5 А і діапазоном напруги живлення 20-70 В. Робочий струм встановлено на відмітці 4,2 А, дроблення кроків становить 16, що дає 3200 кроків на один оберт і точність позиціонування механізму балансування складає 0,11°.

Інший режим роботи пристрою передбачає рух по траєкторії. При цьому задіяні також інші типи приводів – мотор-колеса і сервопривод механізму повороту переднього колеса. Для керуваннями мотор-колесами з датчиками Холла використано регулятори обертів потужністю 350 Вт і напругою живлення 24 В. Для керування сервоприводом додаткових драйверів не потрібно, а керуючий сигнал надходить напряму з плати мікроконтролера.

Для живлення пристрою використано літій-полімерну акумуляторну батарею 5 (рис. 2.11). Вона має конфігурацію збірки 6s1p (6 елементів послідовно, 1 паралельно), в результаті номінальна напруга складає 22,2 В, а максимальна – 25,2 В. Цього достатньо для живлення регуляторів обертів для мотор-колес, які мають рекомендовану напругу живлення 24 В і максимальну потужність 200 Вт. Ємність акумулятора складає 3,3 А·год, відповідно це відповідає 73 Вт·год електричної енергії, яку може віддати батарея. Це на 59% більше розрахункового значення в 46 Вт·год. Для живлення мікроконтролера і сервопривода використано понижуючий модуль, який живиться з акумуляторної батареї.

Схема зв'язків (рис. 2.12) демонструє яким чином йде розподіл живлення елементів пристрою (помаранчевий колір) та обмін даних (синій колір) між окремими елементами пристрою.

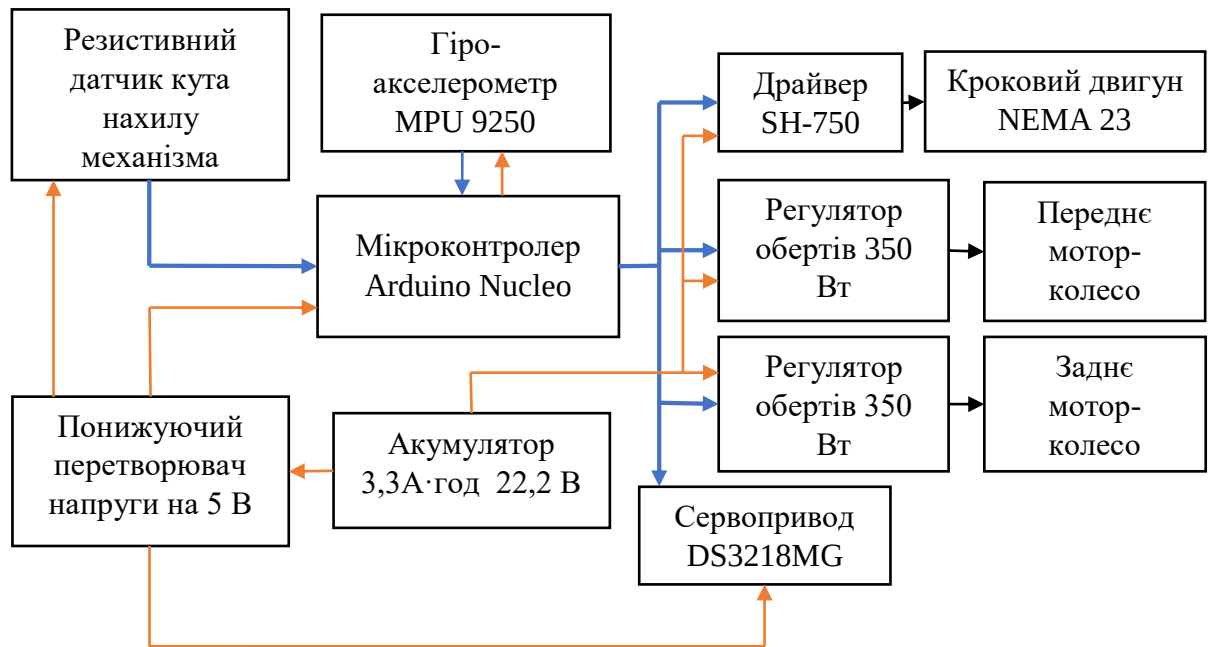


Рисунок 2.12 – Схема взаємодії компонентів пристрою

2.5 Програмування базових функцій керування пристроєм

Після розробки і побудови фізичної моделі пристрою для транспортування малогабаритних вантажів проведено розробку програмної частини пристрою. Вона дозволяє реалізувати алгоритм керування процесом стабілізації положення пристрою в статиці (рис. 2.13). Програмування мікроконтролера STM 32 проводилось в середовищі програмування Cube IDE [8], налаштування мікроконтролера і реалізацію функцій зчитування даних, керування приводами і будова регулятора наведено в Додатку Б.

Процес роботи пристрою в режимі стабілізації свого положення починається з зчитування даних датчика MPU9250. Цей датчик опитується кожної ітерації програми за допомогою протоколу обміну даними SPI. MPU9250 у відповідь на запит повертає 16-бітну величину кутової швидкості по вісі O_z g_z і величину прискорення з акселерометра по осі O_y a_y відносно координат датчика. Причому вісь O_z напрямлена вздовж рами пристрою, а вісь O_y співпадає з вектором сили земного тяжіння.



Рисунок 2.13 – Алгоритм роботи пристрою в режимі стабілізації положення

Для отримання числових значень потрібно поділити отримані дані на вибрані діапазони вимірювань величин. Діапазони вимірювань акселерометра складає $\pm 8g$ а гіроскопа ± 2000 град⁻¹. Відповідно отримане значення акселерометра потрібно помножити на $2,4 \cdot 10^{-3}$ м/с², а значення гіроскопа відповідно помножити на $6 \cdot 10^{-2}$ град⁻¹.

Оскільки дані з акселерометра і гіроскопа, які отримані з модуля MPU9250, мали завади, було застосовано комплементарний метод [9] визначення кута нахилу пристрою. Це необхідно через недоліки двох датчиків: акселерометр має високий рівень власних завад, а визначення кута нахилу шляхом інтегрування кутової швидкості (сигналу гіроскопа) дає ефект «дрейфа» значень (величини кутового положення поступово зростають або спадають з плином часу). Причому дані гіроскопа отримані шляхом застосування цифрового фільтра біжучого середнього [10] з розміром вікна три виміри і обчислюється за формулою:

$$\dot{\alpha}_i = \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{n-1} \dot{\alpha}_{y,i-k}, \quad (2.2)$$

де i – індекс, який вказує на номер циклу вимірювання сигналів; n – ширина вікна фільтра ($n=3$); $\dot{\alpha}_{y,i}$ – значення i -тої кутової швидкості по осі O_y , що отримана з датчика MPU9250. На початку роботи фільтра ($i=1$) прийнято, що попередні значення $\dot{\alpha}_{y,i-k}$ дорівнюють нулю.

Таким чином на виході фільтра ми маємо позбавлене шумової складової значення кута нахилу пристрою:

$$\alpha_i = K_{gyro} \cdot \alpha_{gyroi} - (1 - K_{gyro}) \cdot \alpha_{accel,i}, \quad (2.3)$$

де i – індекс, який вказує на номер циклу вимірювання сигналів; K_{gyro} – коефіцієнт, який визначає вагу впливу даних із гіроскопа ($K_{gyro}=0,985$) при

визначенні кута α_i ; $\alpha_{accel.i}$ – кут, що отримують за допомогою акселерометра і який знаходиться із використанням наступного виразу:

$$\alpha_{accel.i} = 57,29 \cdot \arcsin\left(\frac{u_{y.i}}{g}\right), \quad (2.4)$$

де $u_{y.i}$ – прискорення пристрою по горизонтальній осі; g – прискорення вільного падіння; $\alpha_{gyro.i}$ – кут, що отримують за допомогою гіроскопа, який визначається за наступним виразом:

$$\alpha_{gyro.i} = \alpha_{i-1} + \frac{\dot{\alpha}_{i-1} + \dot{\alpha}_i}{2} \cdot \Delta t, \quad (2.5)$$

де $\dot{\alpha}_{i-1}$ та $\dot{\alpha}_i$ – попереднє та поточне значення кутової швидкості, які отримані за допомогою гіроскопа; Δt – час між вимірами ($\Delta t=0,0036$ с). На першому циклі вимірів задається $\alpha_0 = 0$. Крапка над символом означає першу похідну за часом.

На основі кута нахилу пристрою α_i та кутової швидкості $\dot{\alpha}_i$, обраховується сигнал ПД-регулятора, який відповідає кутовій швидкості механізму балансування $\dot{\beta}_i$:

$$\dot{\beta}_i = K_1 \cdot \alpha_i + K_2 \cdot \dot{\alpha}_i, \quad (2.6)$$

де α_i – кут нахилу пристрою на i -тому циклі розрахунку; K_1 і K_2 – коефіцієнт пропорційної та диференціальної складової регулятора відповідно ($K_1 = 3$, $K_2 = -3$).

Керування кроковим двигуном відбувається шляхом надсилання керуючих сигналів на драйвер крокового двигуна. Кількість надісланих керуючих сигналів в одиницю часу визначає сигнал $\dot{\beta}_i$. Для спрощення алгоритму керування кроковим двигуном кутове прискорення не враховується і вважається що розгін відбувається миттєво до заданої швидкості. Тому

керування відбувається за рахунок кутової швидкості крокового двигуна, яка відповідає кутовій швидкості повороту механізму балансування.

В кінці циклу балансування відбувається оцінка стану пристрою за кутом відхилення механізму балансування: якщо його абсолютне значення перевищує 80° , це означає що вплив механізму балансування на стійкість положення пристрою є несуттєвим і пристрій не здатен зберігати рівновагу. В такому випадку мікроконтролер переходить в режим аварії і припиняється будь-яка активність приводів. В іншому випадку цикл починається з початку.

Детальний опис програмних функцій наведено в Додатку В.

Загальний програмний код наведено в Додатку Г.

Висновки до другого розділу:

- 1) Розроблено концепцію пристрою для використання його в умовах типового житлового масиву. Рух пристрою здійснюється по велосипедним доріжкам. Максимальна швидкість руху пристрою не перевищує 25 км/год і максимальна електрична потужність мотор-коліс повинна бути меншою 1 кВт. Прогнозується, що пристрій перевозитиме коробки об'ємною вагою 5 кг. В ході розробки концепції пристрою визначено, що пристрій потребує розробки механізму балансування в статичному режимі. Визначено доцільний спосіб балансування – за принципом зміщення центра ваги пристрою відносно точки контакту колеса із землею.
- 2) Визначено необхідні складові конструкції пристрою, які включають раму, механізм повороту, механізм балансування, електричну частину (мікроконтролер, датчики, драйвери, елементи живлення) та приводи (мотор-колеса, сервопривод, кроковий двигун). Обґрунтовано вибір комплектуючих та проведено розробку конструкції пристрою. Виконано моделювання конструкції рами, механізму повороту та механізму балансування у середовищі САПР.
- 3) Виготовлено фізичну модель пристрою, обрано керуючу плату (Arduino Nucleo F446RE STM32) пристрою з необхідними датчиками (гіро-акселерометр MPU9250 для вимірювання кута нахилу пристрою і резистивний датчик повороту механізму балансування), драйверами приводу коліс. Розроблено алгоритм керування пристроєм в режимі стабілізації свого положення.
- 4) Розроблена фізична модель пристрою у подальшому буде використана для перевірки алгоритмів оптимального керування її рухом в режимі стабілізації свого положення (статичний режим).

Список використаних джерел до другого розділу:

1. Верховна Рада України. *Про деякі питання використання транспортних засобів, оснащених електричними двигунами, та внесення змін до деяких законів України щодо подолання паливної залежності і розвитку електрозарядної інфраструктури та електричних транспортних засобів*. Верховна Рада України. № 2956-IX. 27.07.2023.
2. Міністерство охорони здоров'я України. *Про затвердження Гігієнічної класифікації праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу*. Міністерство охорони здоров'я України № 528. 27.12.2001.
3. Коробка об'ємною вагою 5 кг / URL: https://shop.novaposhta.ua/index.php?id_product=552&controller=product&srltid=AfmBOorRiTveAIlB89V_DKJH3Hw1SWHofIL-4rRmElZ7NBv9qC8qs0O (Дата звернення 2.10.2024).
4. Електросамокат Xiaomi Electric Scooter 3 Grey / URL: <https://mi.ua/ua/jelektrosamokat/jelektrosamokat-xiaomi-mi-electric-scooter-3-grey.html> (Дата звернення 2.10.2024).
5. Arduino Nucleo F446RE STM32 Nucleo-64 development board with STM32F446RE MCU, supports Arduino and ST morpho connectivity/ URL: <https://www.st.com/en/evaluation-tools/nucleo-f446re.html#documentation> (Дата звернення 2.10. 2024).
6. MPU-9250 Product Specification Revision 1.1 / URL: <https://invensense.tdk.com/wp-content/uploads/2015/02/PS-MPU-9250A-01-v1.1.pdf> (Дата звернення 2.10. 2024).
7. Stepper motor driver series SH-750 / URL: <https://www.exoror.com/datasheet/SH-750.pdf> (Дата звернення 2.10. 2024).

8. STM32CubeIDE Integrated Development Environment for STM32/ URL: <https://www.st.com/en/development-tools/stm32cubeide.html> (Дата звернення 2.10. 2024).
9. Flavius-Catalin P., Szeidert I., Ioan F., Vasar C. Two-Wheeled Self-Balancing Robot. 2021. 15th International Symposium on Applied Computational Intelligence and Informatics. 2021. doi: 10.1109/saci51354.2021.9465568.
10. Rob J. Hyndman. Moving averages. International Encyclopedia of Statistical Science. 2010. P. 866-869. doi: 10.1007/978-3-642-04898-2_380.

РОЗДІЛ 3

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ МАЛОГАБАРИТНИХ ВАНТАЖІВ

3.1 Опис підходу «чорна скриня» до ідентифікації системи

Для того, щоб забезпечити стійкості руху пристрою для транспортування малогабаритних вантажів, безпечні умови експлуатації, оптимізувати енергоспоживання та продуктивність роботи пристрою необхідно виконати синтез системи стабілізації його положення. Ці розрахунки повинні спиратись на адекватну математичну модель пристрою, що дасть змогу у подальшому отримати систему регулювання, яка згодом дозволить отримати систему керування, що забезпечує стабільність положення пристрою. Таким чином, метою даного дослідження є отримання адекватної математичної моделі пристрою. Для її досягнення необхідно дослідити наступні завдання:

- 1) провести експерименти щодо динаміки стабілізації положення пристрою;
- 2) розробити архітектуру штучної нейронної мережі (ШНМ) та навчити її на основі отриманих даних;
- 3) оцінити похибки ШНМ для руху пристрою та зробити висновок про адекватність застосування ШНМ як математичної моделі пристрою.

У підході побудови моделі «чорна скриня» не передбачається використання геометричних, кінематичних чи динамічних параметрів пристрою. Для цього достатньо визначити вхідні та вихідні характеристики, які описують стан системи, а математична модель знаходиться чисельними методами наближення функції. Переваги цього підходу, полягають у тому, що він враховує будь-які значущі фактори, які впливають на роботу системи. Одним із недоліків такого підходу є відсутність загальних рекомендацій стосовно вибору функцій, на яких відбувається наближення відгуку динамічної системи. Цей недолік можна до певної міри усунути, застосувавши

ШНМ. Зокрема, для цього використовують рекурентні нейронні мережі (РНН) із довгою короткотривалою пам'яттю (LSTM), які дозволяють досить якісно виконувати прогноз часових рядів [1]. Останні, як відомо, являють собою вхідні і вихідні характеристики динамічної системи, зібрані протягом певного часового проміжку.

3.1.1 Проведення тестових експериментів та обробка отриманих даних

Для побудови математичної моделі динамічної системи, якою є пристрій для транспортування малогабаритних вантажів, були зібрані експериментальні дані при його балансуванні, а саме: кут нахилу пристрою α та кутова швидкість механізму стабілізації $\dot{\beta}$ (рис. 3.1.).

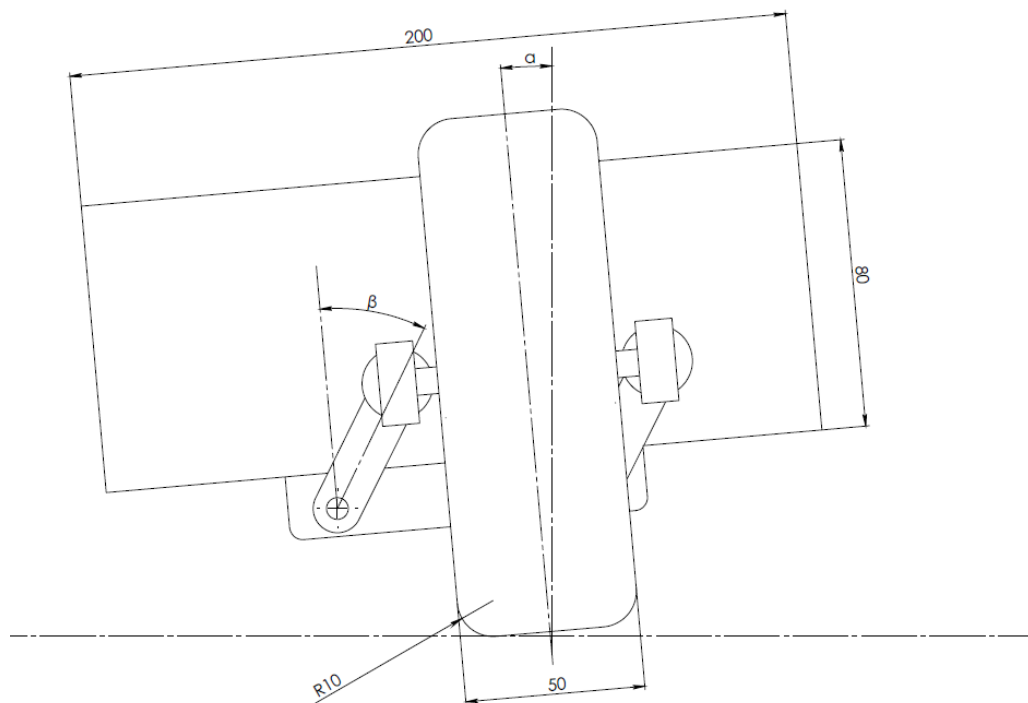


Рисунок 3.1 – Позначення кутів α і β .

Для збору даних щодо стабілізації положення пристрою відносно вертикальної осі було використано ПД-регулятор. На вхід регулятора подавали кут нахилу пристрою α , а на виході отримували кутову швидкість

нахилу механізму стабілізації β . Для ПД-регулятора було емпірично підібрано значення коефіцієнтів пропорційної і диференціальної складових. Обидва дорівнюють трьом. Саме такі значення дозволили стабілізувати положення пристрою відносно вертикальної осі. Роботу цього регулятора можна розглядати лише як тимчасовий захід, що дозволяє зібрати масив експериментальних даних в процесі стабілізації положення пристрою.

Пристрій для транспортування малогабаритних вантажів потребує стабілізації положення тільки в одній площині. Тому для побудови математичної моделі були обрані характеристики, які описують рух пристрою в площині, що перпендикулярна до його функціонального напрямку руху. Мова йде про кут нахилу пристрою α (рис. 3.2. а), який відповідає за нахил системи відносно вертикальної осі, та кутову швидкість нахилу механізму балансування $\dot{\beta}$ (рис. 3.2. б), яка відповідає за керуючий вплив в процесі стабілізації положення пристрою.

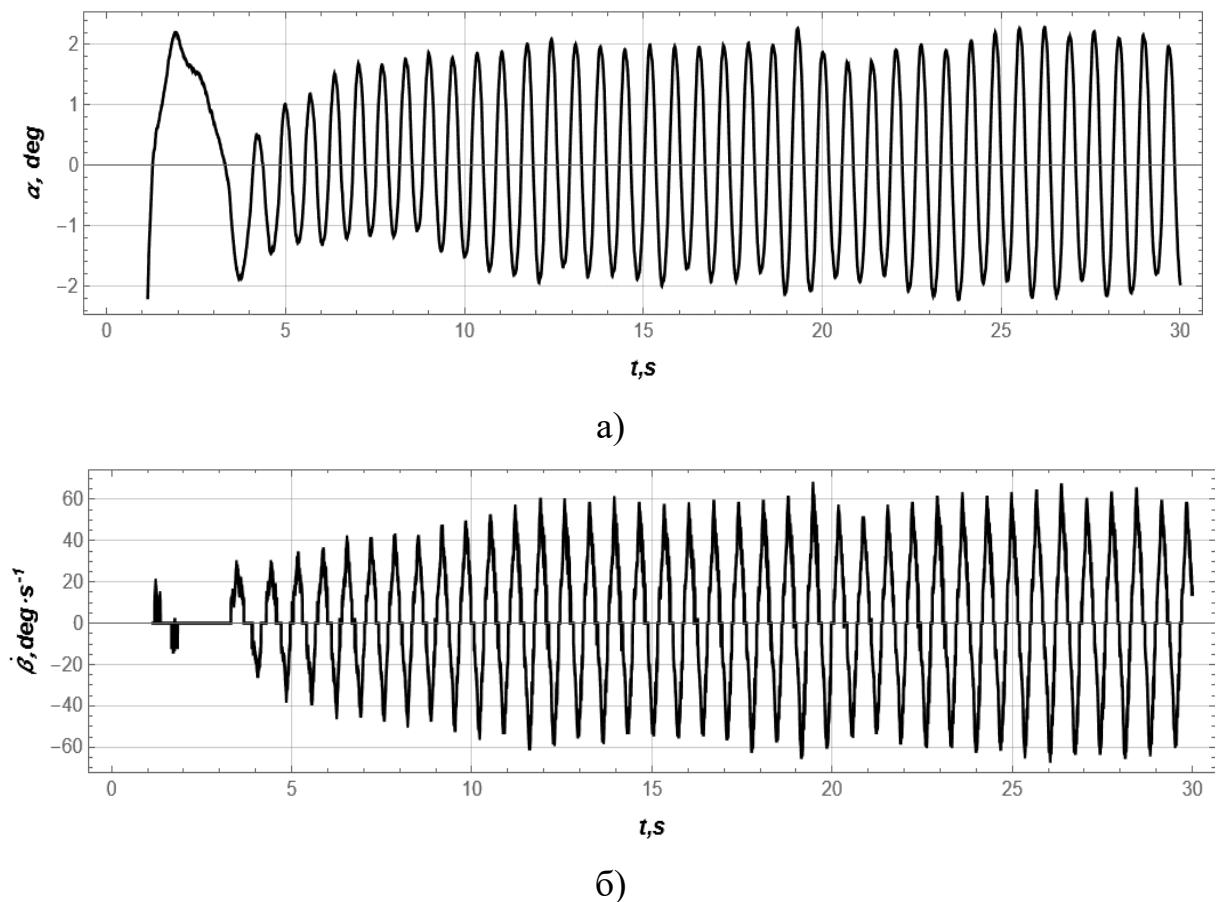


Рисунок 3.2 – Експериментальні дані: а) кут нахилу пристрою α ; б) кутова швидкість механізму стабілізації $\dot{\beta}$

Запис експериментальних даних було організовано у пакети. Зібрано масив даних, який налічує 8405 елементів і має форму часового ряду. Експеримент тривав приблизно 30 секунд.

3.1.2 Вибір структури нейронної мережі

Для побудови математичної моделі динамічної системи пристрою для транспортування малогабаритних вантажів застосовано нейромережеві технології. ШНМ, які створені за аналогією роботи сукупностей біологічних нейронів, в своїй більшості представлені мережами прямого поширення. Застосування ШНМ прямого поширення, як правило обмежене статичними задачами, які не враховують часову координату. Тому для задач прогнозування часових рядів слід використовувати ШНМ іншого типу, а саме РНН. Вони також мають певні обмеження, наприклад, практично не враховують стани системи, які отримані більше як 10 часових кроків назад. Це зумовлене зниканням або «вибуханням» градієнта помилки при навчанні ШНМ. Цього недоліку позбавлені LSTM [2], які здатні враховувати до 1000 часових кроків у залежності від складності структури ШНМ. Тому саме LSTM було використано для математичного моделювання динаміки стабілізації пристрою для транспортування малогабаритних вантажів.

Реалізація структури, обчислення і навчання ШНМ було виконані у середовищі Wolfram Cloud [3]. Вона складається з вхідного, прихованих та вихідного шарів (рис. 3.3.). Нейрони вхідного шару (рис. 3.3.) отримують матрицю розмірністю 10×2 . Вона відповідає 10 часовим вимірам стану системи, кожен з яких включає дві характеристики, а саме кут нахилу пристрою α та кутову швидкість механізму стабілізації $\dot{\beta}$. Таку кількість станів системи обрали через те, що при менших значеннях LSTM не давала змоги отримати якісний прогноз часового ряду. Прихований шар складається

з 3 шарів по 20 елементів LSTM (елементи 1-3 на рис. 3.3.). Таку кількість підбрали емпіричним шляхом. Після шарів LSTM використано шар SequenceLastLayer (елемент 4 на рис. 3.3.), який повертає останнє значення з послідовності (матриці розмірністю 10x20) виходів попереднього шару LSTM. Лінійний шар (елемент 5 на рис. 3.3.) є останнім в даній структурі. Таким чином, розроблена структура ШНМ отримує на вхід 10 станів системи і повертає прогноз на один часовий крок вперед.

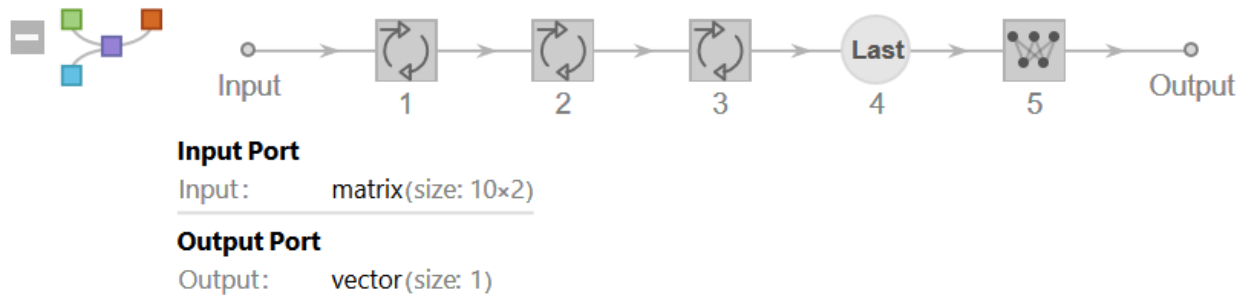


Рисунок 3.3 – Структура ШНМ, яка використана в дослідженні

3.1.3 Навчання ШНМ

Після розробки структури ШНМ проведено її навчання. Перед початком навчання необхідно підготувати навчальну, валідаційну та тестову вибірку. Кожна із цих вибірок має містити нормалізовані дані, що необхідно для того, щоб уникнути явища «паралічу» ШНМ. Для цього всі дані з часового ряду проходять процес нормалізації. Наприклад, нормалізоване значення кута нахилу пристрою розраховується за виразом:

$$\hat{\alpha}_k = \frac{(\alpha_k - \alpha_{\min})}{\alpha_{\max} - \alpha_{\min}}, \quad (3.1)$$

де α_k – k -те значення кута α з часового ряду, $\alpha_{\min}$ та $\alpha_{\max}$ – мінімальне і максимальне значення кута часового ряду. Тут і далі верхній символ «^» означає нормалізовані величини. Аналогічну процедуру проведено для даних

β . Всі три вибірки містять нормалізовані дані, які організовані у навчальні пари:

$$\hat{X} \rightarrow \hat{Y}, \quad (3.2)$$

де $\hat{Y}$ – вихід ШНМ (скаляр $\hat{\alpha}_{k+1}$), який відповідає прогнозу кута нахилу $\hat{\alpha}$ на наступному часовому проміжку; k – номер вимірювання, який пробігає значення від 10 до 5379 (об'єм навчальних даних); $\hat{X}$ – матриця розміру 10×2 , яка надходить на вхід ШНМ і яка представлена в наступному вигляді:

$$\hat{X} = \begin{bmatrix} \hat{\alpha}_{k-9} & \hat{\alpha}_{k-8} & \hat{\alpha}_{k-7} & \hat{\alpha}_{k-6} & \hat{\alpha}_{k-5} & \hat{\alpha}_{k-4} & \hat{\alpha}_{k-3} & \hat{\alpha}_{k-2} & \hat{\alpha}_{k-1} & \hat{\alpha}_k \\ \hat{\beta}_{k-9} & \hat{\beta}_{k-8} & \hat{\beta}_{k-7} & \hat{\beta}_{k-6} & \hat{\beta}_{k-5} & \hat{\beta}_{k-4} & \hat{\beta}_{k-3} & \hat{\beta}_{k-2} & \hat{\beta}_{k-1} & \hat{\beta}_k \end{bmatrix}^T. \quad (3.3)$$

Валідаційні дані включають 1345 навчальних пар, а тестові – 1681.

Навчання ШНМ відбувалось методом ADAM [4] з розміром пакета даних 100 і кількістю циклів навчання 1000 (рис. 3.4.). Розмір пакета даних і кількість циклів навчання R підібрано емпірично (рис. 3.4.). Після 800 циклів навчання ШНМ зменшення величини похибки практично не відбувається, тому ШНМ можна вважати навченою. Крім того, аналіз графіку похибки на валідаційній вибірці (рис. 3.4.) свідчить про відсутність перенавчання ШНМ.

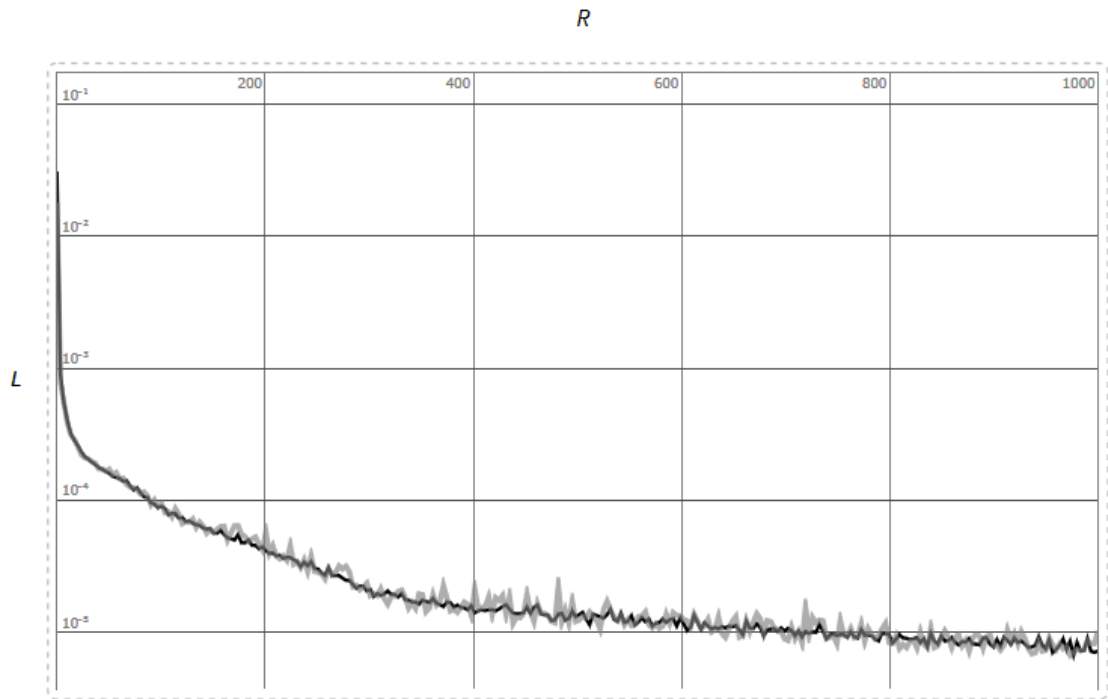


Рисунок 3.4 – Величина похибки L під час навчання ШНМ на навчальних (чорний графік) та валідаційних (сірий графік) вибірках

3.1.4 Опис методики оцінки якості навчання ШНМ

Після навчання ШНМ була проведена оцінка якості її прогнозів на тестовій вибірці. Знаходження похибок прогнозів відбувалося в декілька етапів. Спершу був сформований масив прогнозів ШНМ на тестовій вибірці:

$$\hat{Y}_{ANN} = f(\hat{X}_{test}) \quad (3.4)$$

де $\hat{Y}_{ANN}$ – масив прогнозів ШНМ на тестовій вибірці; f – нелінійний оператор навченої ШНМ; $\hat{X}_{test}$ – матриця розміру 10×2 входів ШНМ із тестової вибірки.

Надалі виконано розрахунок масиву похибок прогнозів ШНМ:

$$\hat{E} = \hat{Y}_{ANN} - \hat{Y}_{test}, \quad (3.5)$$

де $\hat{E}$ – масив похибок прогнозів ШНМ; $\hat{Y}_{test}$ – вихід ШНМ (скаляр $\hat{\alpha}_{i+1}$), який відповідає прогнозу кута нахилу α на наступному часовому проміжку із тестової вибірки. Після цього виконано денормалізацію отриманих даних:

$$E = \frac{\hat{E}}{\alpha_{\max} - \alpha_{\min}} + \alpha_{\min}. \quad (3.6)$$

Оцінка якості прогнозів ШНМ проведена за чотирма показниками: двома абсолютними і двома відносними. Абсолютні показники отримані за допомогою наступних формул:

$$e_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{1681} \cdot \sum_{j=1}^{1681} e_j^2}, \quad (3.7)$$

$$e_{\max} = \max(|e_j|), \quad (3.8)$$

де e_j – j -те значення похибки прогнозу з масиву E ; j – індекс який пробігає значення від 1 до 1681 (об'єм тестової вибірки).

Відносні показники отримані з використанням формул:

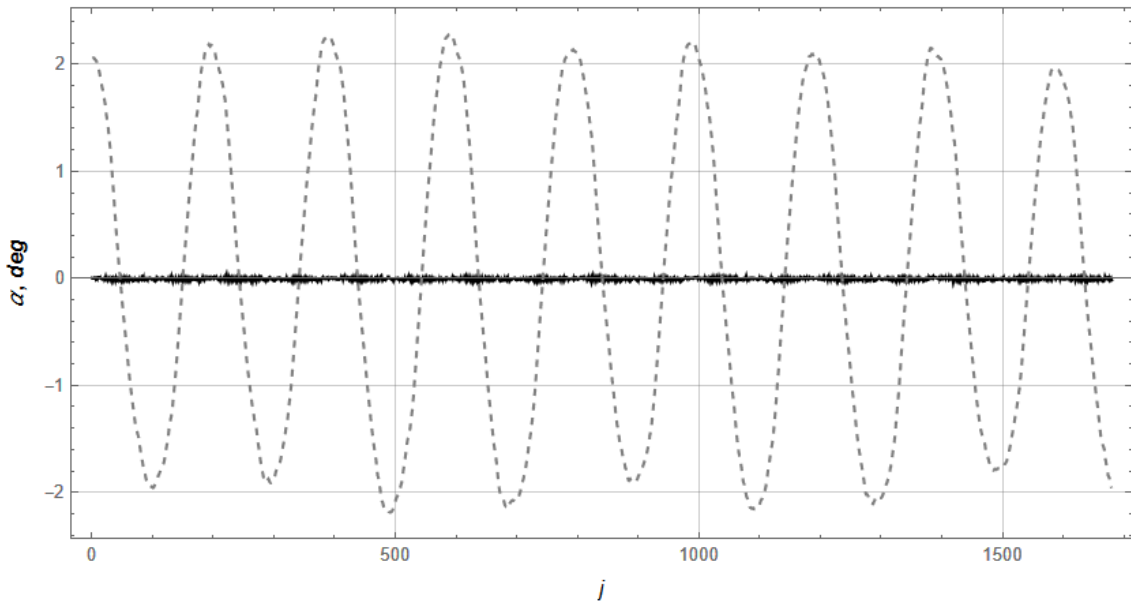
$$e_{RMS, \%} = \frac{e_{RMS}}{\sqrt{\frac{1}{1681} \cdot \sum_{j=1}^{1681} \alpha_j^2}} \cdot 100\%, \quad (3.9)$$

$$e_{\max, \%} = \frac{e_{\max}}{\max(|\alpha_j|)} \cdot 100\%. \quad (3.10)$$

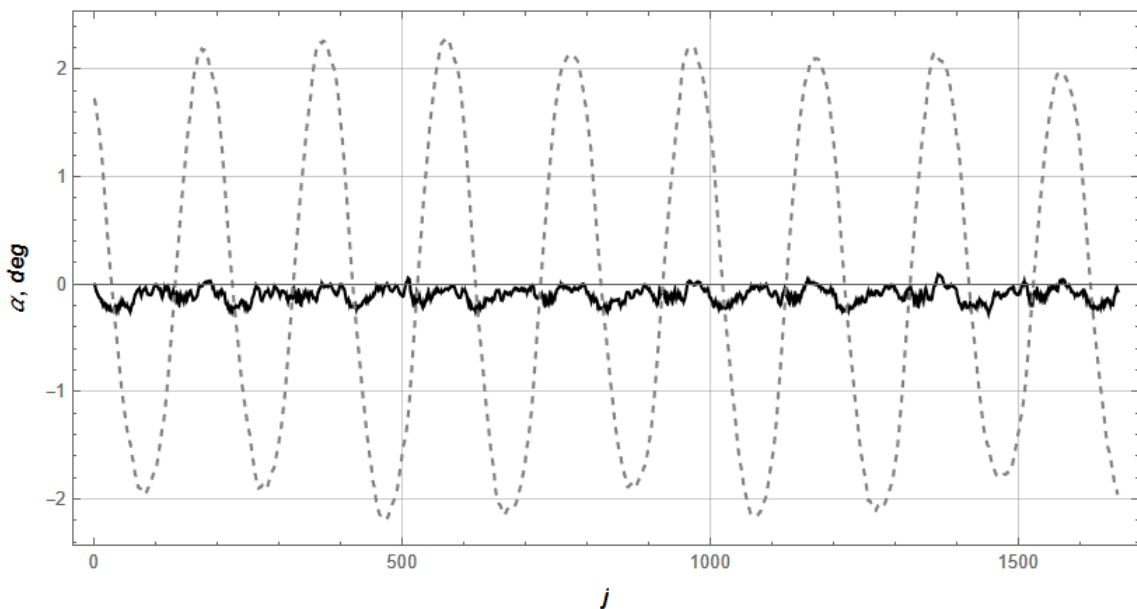
3.1.5 Результати перевірки якості прогнозування ШНМ

Перевірка роботи ШНМ по прогнозу кута нахилу пристрою для транспортування малогабаритних вантажів проводилась в два етапи. На першому виконувалось прогнозування на 1 часовий крок вперед, а на другому

– на 10 кроків вперед. Отримані при цьому результати представлені на рис. 3.5. На рис. 3.5. видно, що величина похибки значно менша від значення кута нахилу. Крім того були розраховані чисельні значення оцінок (3.7)-(3.10), які наведені у табл. 3.1.



а)



б)

Рисунок 3.5 – Графік кута нахилу пристрою (пунктирний) і похибки (суцільний) роботи ШНМ на тестових даних при перевірці передбачення на 1 крок вперед (а) та на 10 кроків вперед (б)

**Оцінки денормалізованих похибок прогнозів, які отримані за допомогою
навченої ШНМ на 1 та на 10 кроків вперед**

Горизонт передбачення	Оцінки			
	e_{RMS} , град	$e_{RMS, \%}$, %	e_{max} , град	$e_{max, \%}$, %
1 крок вперед	0,0124	0,811	0,0384	1,68
10 кроків вперед	0,0508	3,34	0,165	7,24

На рис. 3.5. а графік похибки кута нахилу при передбаченні на 1 крок вперед не має чітко виражених закономірностей, а при передбаченні на 10 кроків вперед (рис. 3.5. б), видно що присутнє циклічні зміни похибки. Причому сеердне значення похибки прогнозу кута нахилу пристрою зміщене вниз відносно осі O_j . Таким чином, можемо заключити, що при виконанні прогнозів на 10 часових кроків вперед розроблена ШНМ дає у середньому занижені значення кута α . Крім того, з рис. 3.5. спостерігається зростання величини похибки при малих значеннях кута α .

У цілому графічні залежності (рис. 3.5.) та розраховані оцінки (табл. 3.1.) дають підстави стверджувати, що розроблена ШНМ дозволяє досить якісно виконувати прогноз майбутніх станів динамічної системи (пристрою), що дозволяє розглядати її як математичну модель пристрою для транспортування малогабаритних вантажів.

3.2 Опис підходу «сіра скриня» до ідентифікації математичної моделі системи

Підхід «сіра скриня» є поєднання традиційного методу побудови математичної моделі з методами математичного наближення функції, або інших підходів які дозволяють з масиву даних отримати закон їх зміни.

Суть використання підходу «сіра скриня» в даній роботі полягає в побудові математичної моделі у вигляді рівнянь Лагранжа другого роду, а невідомі параметри моделі визначити з експериментальних даних роботи пристрою. Для цього обрано оптимізаційний алгоритму Ring-Rot-PSO [5], який має гарні пошукові властивості у задачах оптимізації нелінійних динамічних процесів.

Щоб реалізувати даний підхід, необхідно було виконати наступні задачі дослідження:

- 1) побудувати кінематичну схему роботи пристрою в режимі стабілізації свого положення та на її основі скласти рівняння руху пристрою у вигляді системи рівнянь Лагранжа другого роду;
- 2) розробити критерій оптимізації, який відображає різницю теоретичних та експериментальних даних за кутом та кутовою швидкістю пристрою, як функцію невідомих параметрів рівняння руху пристрою та знайти його мінімум за допомогою алгоритму Ring-Rot-PSO;
- 3) провести аналіз якості отриманої математичної моделі.

3.2.1 Побудова математичної моделі пристрою у вигляді рівнянь Лагранжа другого роду

Для побудови математичної моделі пристрою для транспортування малогабаритних вантажів, представлено кінематичну схему роботи пристрою в режимі балансування (рис. 3.6). При побудові моделі розглядали частинний режим роботи, а саме балансування пристрою при умові, що не відбувається обертання коліс пристрою.

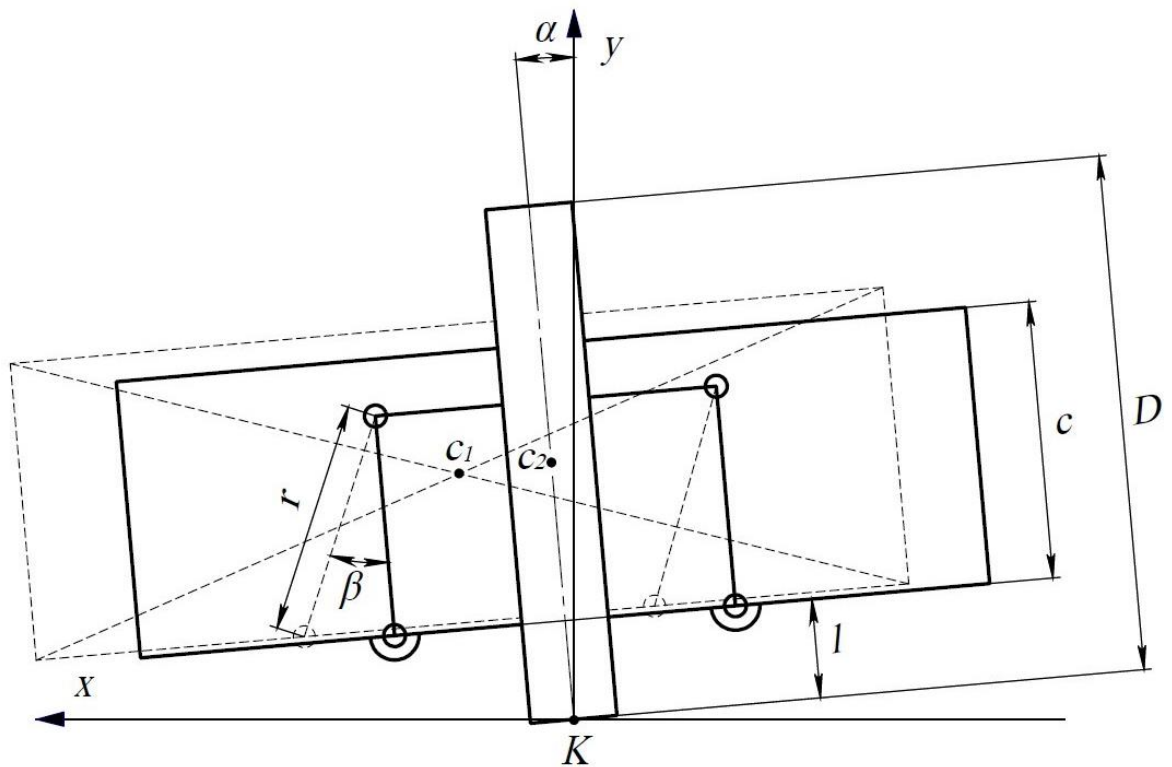


Рисунок 3.6 – Кінематична схема пристрою в режимі балансування

На рис. 3.6 використано наступні позначення: α – кут нахилу пристрою у вертикальній площині; β – кут зміщення кривошипа механізму балансування від початкового положення; c_1 і c_2 – це центр ваги рами і заднього колеса відповідно; r – радіус кривошипа; c – висота рами; D – висота колеса; l – відстань від рами до точки контакту K колеса з землею.

При розробці моделі були прийняті припущення:

- 1) рама і заднє колесо мають рівномірне розміщення ваги;
- 2) центри ваги рами та колеса збігаються з геометричними центрами їх профілів (позначені відповідно точками c_1 та c_2);
- 3) колесо контактує з землею в одній точці K .

Для побудови математичної моделі пристрою складено вираз кінетичної T та потенціальної енергії системи Π :

$$T = \frac{1}{2} \left((I_{\text{о\text{в}}} + I_{\text{шк}}) \cdot u^2 + I_{\text{шк}} + I_{\text{кк}} \right) \cdot \dot{\beta}^2 + \frac{m_1}{2} \cdot (\dot{x}_{c1}^2 + \dot{y}_{c1}^2) + m_{\text{к}} \cdot \frac{1}{2} (I_{\text{лк}} + I_{\text{кк}}) \cdot \dot{\alpha}^2, \quad (3.11)$$

де $I_{шк}$ – момент інерції шківів у пасовій передачі; $I_{дб}$ – момент інерції крокового двигуна; u – передаточне число пасової передачі ($u=1$); $I_{кк}$ – момент інерції колеса відносно точки контакту з поверхнею K (рис. 3.6.); m_l – маса рами; m_k – маса колеса; I_{lk} – момент інерції рами відносно точки контакту з поверхнею K ; x_{c1} , y_{c1} – координати центра ваги рами пристрою.

Потенціальна енергія системи має наступний вигляд:

$$\Pi = m_l g y_{c1} + m_k g y_{c2}, \quad (3.12)$$

де g – прискорення вільного падіння; y_{c2} – координата центра ваги колеса, яка знаходиться таким чином:

$$y_{c2} = \frac{D}{2} \cos \alpha \approx \frac{D}{2}, \quad (3.13)$$

де D – діаметр колеса. Тут і далі через те, що кут α змінюється в невеликому діапазоні ($\pm 5^\circ$) приймаємо $\cos(\alpha)=1$, $\sin(\alpha) = \alpha$. Координати центра ваги рами знаходяться з виразів:

$$x_{c1} = r \cdot \sin \beta + y_1 \cdot \sin \alpha, \quad (3.14)$$

де r – радіус кривошипа;

$$y_{c1} = y_1 \cdot \cos \alpha, \quad (3.15)$$

де y_1 – висота центра рами за умови $\alpha=0$. Вона знаходиться як:

$$y_1 = l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta), \quad (3.16)$$

де l – відстань від низу рами до землі за умови $\alpha=0$; c – висота рами. Визначено першу похідну y_1 за часом:

$$\dot{y}_1 = \dot{\beta} \cdot r \cdot \sin \beta, \quad (3.17)$$

Зробивши підстановку y_1 в рівняння (3.14) та (3.15) отримано:

$$x_{c1} = r \cdot \sin \beta + y_1 \cdot \sin \alpha \approx r \cdot \sin \beta + \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right), \quad (3.18)$$

$$y_{c1} = y_1 \cdot \cos \alpha = \cos \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) \approx l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta). \quad (3.19)$$

Перша похідна координат центра ваги рами знаходились таким чином:

$$\begin{aligned} \dot{x}_{c1} &= \dot{\beta} \cdot r \cdot \cos \beta - \dot{y}_1 \cdot \sin \alpha + y_1 \cdot \dot{\alpha} \cdot \cos \alpha = \\ &= \dot{\beta} \cdot r \cdot \cos \beta - \dot{\beta} \cdot r \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha + \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) \cdot \dot{\alpha} \cdot \cos \alpha = \\ &= \dot{\beta} \cdot r \cdot (\cos \beta - \sin \beta \sin \alpha) + \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) \cdot \dot{\alpha} \cdot \cos \alpha \approx \\ &\approx \dot{\beta} \cdot r \cdot (\cos \beta - \alpha \cdot \sin \beta) + \dot{\alpha} \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right); \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned} \dot{y}_{c1} &= \dot{y}_1 \cdot \cos \alpha - y_1 \cdot \dot{\alpha} \cdot \sin \alpha = \\ &= \dot{\beta} \cdot r \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha - \dot{\alpha} \cdot \sin \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) \approx \\ &\approx \dot{\beta} \cdot r \cdot \sin \beta - \dot{\alpha} \cdot \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right). \end{aligned} \quad (3.21)$$

Для побудови математичної моделі використаємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha}; \quad (3.22)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} = M_u \cdot \eta - \frac{\partial \Pi}{\partial \beta}, \quad (3.23)$$

де M_u – крутний момент на валу крокового двигуна; η – коефіцієнт корисної дії пасової передачі ($\eta=0,9$). Для знаходження частинних похідних потенціальної та кінетичної енергій візьмемо відповідні частинні похідні:

$$\frac{\partial T}{\partial \alpha} = m_1 \left(\dot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{x}_{c1}}{\partial \alpha} + \dot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{y}_{c1}}{\partial \alpha} \right); \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = m_1 \left(\dot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{x}_{c1}}{\partial \alpha} + \dot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{y}_{c1}}{\partial \alpha} \right) + (I_{1\kappa} + I_{\kappa\kappa}) \cdot \dot{\alpha}; \quad (3.25)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = m_1 \left(\ddot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{x}_{c1}}{\partial \alpha} + \dot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial \ddot{x}_{c1}}{\partial \alpha} + \ddot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{y}_{c1}}{\partial \alpha} + \dot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial \ddot{y}_{c1}}{\partial \alpha} \right) + (I_{1\kappa} + I_{\kappa\kappa}) \cdot \ddot{\alpha}; \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \beta} = m_1 \left(\dot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{x}_{c1}}{\partial \beta} + \dot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{y}_{c1}}{\partial \beta} \right); \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = I_{3\kappa} \cdot \dot{\beta} + m_1 \left(\dot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{x}_{c1}}{\partial \beta} + \dot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{y}_{c1}}{\partial \beta} \right), \quad (3.28)$$

де $I_{3\kappa}$ – зведений момент інерції пристрою відносно точки контакту з землею K (Рис. 1) ($I_{3\kappa} = I_{дв} + I_{шк} + I_{\kappa}$);

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = I_{3\kappa} \cdot \dot{\beta} + m_1 \left(\ddot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{x}_{c1}}{\partial \beta} + \dot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial \ddot{x}_{c1}}{\partial \beta} + \ddot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial \dot{y}_{c1}}{\partial \beta} + \dot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial \ddot{y}_{c1}}{\partial \beta} \right); \quad (3.29)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} = m_1 \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \alpha} + m_{\kappa} \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c2}}{\partial \alpha}; \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \beta} = m_1 \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \beta} + m_{\kappa} \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c2}}{\partial \beta}. \quad (3.31)$$

Підставивши у вирази (3.22) та (3.23) отримані результати (3.24) - (3.31), матимемо наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases}
I_{36} \cdot \ddot{\beta} + m_1 \cdot \left(\ddot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial x_{c1}}{\partial \beta} + \dot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial x_{c1}}{\partial \beta} + \ddot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \beta} + \dot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \beta} \right) - m_1 \cdot \left(\dot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial x_{c1}}{\partial \beta} + \dot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \beta} \right) = \\
= M_u \cdot \eta - m_1 \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \beta} + m_k \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c2}}{\partial \beta}; \\
(I_{lk} + I_{kk}) \cdot \ddot{\alpha} + m_1 \cdot \left(\ddot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial x_{c1}}{\partial \alpha} + \dot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial x_{c1}}{\partial \alpha} + \ddot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \alpha} + \dot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \alpha} \right) - m_1 \cdot \left(\dot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial x_{c1}}{\partial \alpha} + \dot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \alpha} \right) = \\
= -m_1 \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \alpha} - m_k \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c2}}{\partial \alpha};
\end{cases} \quad (3.32)$$

Розкривши дужки та виконавши спрощення в системі рівнянь (3.32), отримали систему рівнянь:

$$\begin{cases}
I_{36} \cdot \ddot{\beta} + m_1 \cdot \left(\ddot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial x_{c1}}{\partial \beta} + \ddot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \beta} \right) = M_u \cdot \eta - m_1 \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \beta} + m_k \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c2}}{\partial \beta}; \\
(I_{lk} + I_{kk}) \cdot \ddot{\alpha} + m_1 \cdot \left(\ddot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial x_{c1}}{\partial \alpha} + \ddot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \alpha} \right) = -m_1 \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \alpha} - m_k \cdot g \cdot \frac{\partial y_{c2}}{\partial \alpha};
\end{cases} \quad (3.33)$$

Для знаходження невідомих частин (3.33) маємо:

$$\frac{\partial x_{c1}}{\partial \alpha} = \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) \cos \alpha \approx l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta); \quad (3.34)$$

$$\frac{\partial y_{c1}}{\partial \alpha} = \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) \sin \alpha \approx -\alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right); \quad (3.35)$$

$$\frac{\partial y_{c2}}{\partial \alpha} = \frac{D}{2} \sin \alpha \approx \frac{D}{2} \alpha; \quad (3.36)$$

$$\frac{\partial y_{c2}}{\partial \beta} = r \cdot \cos \beta + r \cdot \sin \beta \sin \alpha \approx r \cdot (\cos \beta + \alpha \cdot \sin \beta); \quad (3.37)$$

$$\frac{\partial y_{c1}}{\partial \beta} = r \cdot \sin \beta \cos \alpha \approx r \cdot \sin \beta; \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial y_{c2}}{\partial \beta} = 0. \quad (3.39)$$

Для знаходження другої похідної для координати x_{c1} центру ваги рами складено наступний вираз:

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_{c1} = & \ddot{\beta} \cdot r \cdot (\cos \beta - \sin \beta \cdot \sin \alpha) - \\
& - \dot{\beta} \cdot r \cdot (\dot{\beta} \cdot \sin \beta - \dot{\beta} \cdot \cos \beta \sin \alpha - \dot{\alpha} \cdot \sin \beta \cos \alpha) + \\
& + \ddot{\alpha} \cdot \cos \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) + \\
& + \dot{\alpha} \cdot \left(\dot{\beta} \cdot r \cdot \sin \beta \cos \alpha - \dot{\alpha} \cdot \sin \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) \right).
\end{aligned} \tag{3.40}$$

Розкриємо дужки та спростимо рівняння:

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_{c1} = & \ddot{\beta} \cdot r \cdot (\cos \beta - \alpha \cdot \sin \beta) - \dot{\beta} \cdot r \cdot (\dot{\beta} \cdot (\sin \beta - \alpha \cdot \cos \beta) - \dot{\alpha} \cdot \sin \beta) + \\
& + \ddot{\alpha} \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) + \dot{\alpha} \cdot \left(\dot{\beta} \cdot r \cdot \sin \beta - \dot{\alpha} \cdot \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) \right);
\end{aligned} \tag{3.41}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{x}_{c1} \approx & \ddot{\beta} \cdot r \cdot (\cos \beta - \alpha \cdot \sin \beta) + \ddot{\alpha} \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) - \dot{\beta}^2 \cdot r \cdot (\sin \beta - \alpha \cdot \cos \beta) - \\
& - \dot{\alpha}^2 \cdot \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) + 2\dot{\alpha} \cdot \dot{\beta} \cdot r \cdot \sin \beta.
\end{aligned} \tag{3.42}$$

Знайдемо другу похідну координати y_{c1} центру ваги рами:

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_{c1} = & \ddot{\beta} \cdot r \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha + \dot{\beta} \cdot r \cdot (\dot{\beta} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha - \dot{\alpha} \cdot \sin \beta \sin \alpha) - \\
& - \ddot{\alpha} \cdot \sin \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) - \dot{\alpha} \cdot \left(\dot{\beta} \cdot r \cdot \sin \beta \sin \alpha - \dot{\alpha} \cdot \cos \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) \right).
\end{aligned} \tag{3.43}$$

Виконавши перетворення, приведемо вираз (3.43) до наступного вигляду:

$$\begin{aligned}
\ddot{y}_{c1} \approx & \ddot{\beta} \cdot r \cdot \sin \beta - \ddot{\alpha} \cdot \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right) + \dot{\beta}^2 \cdot r \cdot \cos \beta - 2\dot{\alpha} \cdot \dot{\beta} \cdot \alpha \cdot r \cdot \sin \beta - \\
& - \dot{\alpha}^2 \cdot \alpha \cdot \left(l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos \beta) \right).
\end{aligned} \tag{3.44}$$

Підставивши в систему рівнянь (3.33) всі отримані результати, отримаємо систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} I_{\text{зв}} \cdot \ddot{\beta} + m_1 \cdot \left(\ddot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial x_{c1}}{\partial \beta} + \ddot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \beta} \right) = M_u \cdot \eta - \left(m_1 \frac{\partial y_{c1}}{\partial \beta} + m_{\kappa} \frac{\partial y_{c2}}{\partial \beta} \right) \cdot g; \\ (I_{\text{лк}} + I_{\text{кк}}) \cdot \ddot{\alpha} + m_1 \cdot \left(\ddot{x}_{c1} \cdot \frac{\partial x_{c1}}{\partial \alpha} + \ddot{y}_{c1} \cdot \frac{\partial y_{c1}}{\partial \alpha} \right) = - \left(m_1 \frac{\partial y_{c1}}{\partial \alpha} + m_{\kappa} \frac{\partial y_{c2}}{\partial \alpha} \right) \cdot g; \end{cases} \quad (3.45)$$

Система диференціальних рівнянь (3.45) є математичною моделлю динаміки балансування пристрою для транспортування малогабаритних вантажів.

Для моделі коефіцієнти у рівняннях (3.45) відомі (Таблиця 3.2.), а деякі необхідно визначити, тобто провести їхню ідентифікацію. Це, у подальшому, дасть змогу отримати адекватну математичну модель, яка б відповідала динаміці стабілізації пристрою. У свою чергу, адекватна математична модель є основою для синтезу регулятора, який би забезпечував оптимальний режим стабілізації пристрою.

Таблиця 3.2.

Чисельні значення відомих параметрів пристрою для транспортування малогабаритних вантажів

Назва параметра	Одиниця вимірювання	Умовне позначення	Числове значення
Маса рами	кг	m_1	9,5
Радіус кривошипа	м	r	0,047
Відстань від землі до рами	м	l	0,040
Висота рами	м	c	0,080
Діаметр колеса	м	D	0,136

Через те, що керування процесом стабілізації пристрою відбувається за рахунок кутової швидкості $\dot{\beta}$ механізму балансування, розглянемо друге рівняння системи (3.45), до якого входять шукані (невідомі) параметри

пристрою. Вони знайдені шляхом використання експериментальних даних роботи пристрою із застосуванням підходу «сіра скриня» [6,7].

3.2.2 Збір експериментальних даних при стабілізації положення пристрою

Експериментальні дані були зібрані в режимі стабілізації пристрою у вигляді масиву чисельних даних. Дані масиву зібрані із кроком по часу $\Delta t = 0,006$ с. Тривалість збору даних при роботі пристрою у режимі стабілізації складала 15 с. В кожний проміжок часу зчитувались: кут нахилу α , кутова швидкість нахилу пристрою $\dot{\alpha}$, кутова швидкість повороту механізму балансування $\dot{\beta}$, поточний час роботи програми t .

Стійкість пристрою була досягнута за рахунок використання пропорційно-диференційного регулятора (ПД-регулятор), коефіцієнти якого підібрані емпіричним шляхом:

$$\dot{\beta} = 3 \cdot \alpha - 3 \cdot \dot{\alpha}. \quad (3.46)$$

Відповідно в складових частинах рівняння (3.45) були знайдені значення кута нахилу β та його друга похідна за часом:

$$\beta = \int (3 \cdot \alpha - 3 \cdot \dot{\alpha}) dt; \quad (3.47)$$

$$\ddot{\beta} = 3 \cdot \ddot{\alpha} - 3 \cdot \ddot{\alpha}. \quad (3.48)$$

Виконавши всі підстановки, друге рівняння системи (3.45) набуває наступного розгорнутого вигляду:

$$\begin{aligned}
& 2 \cdot g \cdot \alpha \cdot (c \cdot m_1 - D \cdot m_k + 2 \cdot m_1 \cdot (l + r)) + 6 \cdot m_1 \cdot r^2 \times \\
& \times \sin\left(6 \cdot \int (\alpha + \dot{\alpha}) \cdot dt\right) \cdot (\alpha + \dot{\alpha}) \cdot (3 \cdot \alpha + 5 \cdot \dot{\alpha}) = \\
& = 4 \cdot g \cdot \alpha \cdot m_1 \cdot r \cdot \cos\left(3 \cdot \int (\alpha + \dot{\alpha}) dt\right) + 6 \cdot m_1 \cdot r \cdot (c + 2 \cdot (l + r)) \times \\
& \times \sin\left(3 \cdot \int (\alpha + \dot{\alpha}) dt\right) \cdot (\alpha + \dot{\alpha}) \cdot (3 \cdot \alpha + 5 \cdot \dot{\alpha}) + \\
& + 4 \cdot \ddot{\alpha} \cdot (I_{1k} + I_{kk}) + m_1 \cdot (c + 2 \cdot (l + r) - 2 \cdot r \cdot \cos\left(3 \cdot \int (\alpha + \dot{\alpha}) \cdot dt\right)) \times \\
& \times (\ddot{\alpha} \cdot (c + 2 \cdot (l + r)) - 2 \cdot r \cdot \cos\left(3 \cdot \int (\alpha + \dot{\alpha}) \cdot dt\right) \cdot (3 \cdot \ddot{\alpha} + 4 \cdot \ddot{\alpha}))
\end{aligned} \tag{3.49}$$

3.2.3 Застосування критерію оптимізації для знаходження невідомих параметрів рівняння

Для знаходження розв'язку рівняння (3.49) задані початкові умови: кут нахилу пристрою $\alpha_0 = -0,033$ рад, кутова швидкість нахилу $\dot{\alpha} = 0,109$ рад·с⁻¹. Шуканими параметрами пристрою є: 1) момент інерції колеса I_{kk} ; 2) момент інерції рами I_{1k} ; 3) маса колеса m_k .

Для знаходження невідомих параметрів було застосовано критерій оптимізації J , який відповідає мірі відхилення теоретичних даних (отриманих із використанням моделі (3.49)) від експериментальних і знаходиться за наступним виразом:

$$J = E_{RMS\alpha} + E_{RMSd\alpha} \cdot T + E_{\max\alpha} + E_{\maxd\alpha} \cdot T, \tag{3.50}$$

де $E_{RMS\alpha}$ – середньоквадратичне значення різниці відхилень теоретичних даних від експериментальних за кутом α ; $E_{RMSd\alpha}$ – середньоквадратичне значення різниці відхилень теоретичних даних від експериментальних за кутовою швидкістю $\dot{\alpha}$; T – період вимушених коливань пристрою під час проведення експерименту ($T = 0,744$ с); $E_{\max\alpha}$ – максимальне значення різниці відхилень теоретичних даних від експериментальних за кутом α ; та $E_{\maxd\alpha}$ – максимальне значення похибки різниці відхилень теоретичних даних від експериментальних за кутовою швидкістю $\dot{\alpha}$. В формулі (3.50) величина $E_{RMS\alpha}$ визначалася таким чином:

$$E_{RMS\alpha} = \sqrt{\frac{1}{2500} \cdot \sum_{j=1}^{2500} E_{\alpha,j}^2}, \quad (3.51)$$

де $E_{\alpha,j}$ – j -та різниця теоретичних даних від експериментальних за кутом α :

$$E_{\alpha,j} = \alpha_{t,j} - \alpha_{e,j}, \quad (3.52)$$

де $\alpha_{t,j}$ – j -те значення кута нахилу α , яке отримано теоретичним шляхом (розв'язок рівняння (3.49)); $\alpha_{e,j}$ – j -те значення кута α масиву експериментальних даних. У формулі (3.53) середньоквадратичне значення похибки кутової швидкості $E_{RMSd\alpha}$ визначалася таким чином:

$$E_{RMSd\alpha} = \sqrt{\frac{1}{2500} \cdot \sum_{j=1}^{2500} E_{d\alpha,j}^2}, \quad (3.53)$$

де $E_{d\alpha,j}$ – j -та різниця теоретичних даних від експериментальних за кутовою швидкістю $\dot{\alpha}$:

$$E_{d\alpha,j} = \dot{\alpha}_{t,j} - \dot{\alpha}_{e,j}, \quad (3.54)$$

де $\dot{\alpha}_{t,j}$ – j -те значення кутової швидкості $\dot{\alpha}$, яке отримано теоретичним шляхом (перша похідна розв'язку рівняння (3.49) за часом); $\dot{\alpha}_{e,j}$ – j -те значення кутової швидкості $\dot{\alpha}$ масиву експериментальних даних.

Для зведення елементів виразу до однієї розмірності, у виразі (3.50) застосовано величину T . Максимальні значення різниць кутів та кутових швидкостей теоретичних та експериментальних даних $E_{\max\alpha}$ та $E_{\maxd\alpha}$ знаходяться за наступними формулами:

$$E_{\max \alpha} = \max(|E_{\alpha j}|) \quad (3.55)$$

$$E_{\max d \alpha} = \max(|E_{d \alpha j}|) \quad (3.56)$$

3.2.4 Мінімізація критерію оптимізації за допомогою методу Ring-Rot-PSO

Для мінімізації критерію J було обрано модифікацію методу рою часточок Ring-Rot-PSO [5] його основна перевага це уникнення явища передчасної збіжності, під час якого популяція рою сходиться занадто рано і це призводить до неоптимальних рішень процесу оптимізації. Особливість запропонованого методу полягає в тому, що частинки рою обмінюються інформацією про величину цільової функції тільки з двома сусідніми частинками, причому індекси частинок для обміну змінюються (обертаються) з певною залежністю для кожної ітерації. Це дозволяє мінімізувати критерій оптимізації і отримати числові значення шуканих параметрів цільової функції. Для реалізації даного методу було використано середовище комп'ютерної математики Wolfram Cloud [3].

Для роботи оптимізатора (рис. 3.7) необхідно задати цільову функцію, аргументи цільової функції, діапазони пошуку значень для кожного аргументу. і кількість ітерації становить 200.



Рисунок 3.7 – Умовне зображення роботи алгоритму Ring-Rot-PSO

Також необхідно задати популяцію частинок рою та кількість ітерації, які впливають на час пошуку і кількість обчислень. Їх значення обирається

таким, при збільшенні якого не відбувається покращення результату оптимізації. В нашому випадку популяція рою склала 50 частинок

Цільова функція представлена у вигляді MISO-функції (рис. 3.8.), яка має три входи і один вихід. Цільова функція містить в собі математичну модель (3.49) яка має невідомі параметри, це: 1) момент інерції колеса I_{KK} ; 2) момент інерції рами I_{IK} ; 3) маса колеса m_K . Ці параметри служать входами цільової функції, а виходом служить значення критерію оптимізації J . Він визначається в декілька етапів: спершу для заданих початкових умов (кут нахилу $\alpha_0 = -0,033$ рад, кутова швидкість нахилу $\dot{\alpha} = 0,109$ рад·с⁻¹) шляхом інтегрування рівняння (3.49) знаходиться функція кута нахилу пристрою від часу. Далі відповідно до періоду збору експериментальних даних $\Delta t = 0,006$ с знаходиться масив теоретичних значень кута нахилу пристрою (табульована функція). Після цього відбувається порівняння отриманого теоретичного масиву значень кута нахилу пристрою з експериментальними даними за формулами (3.51 – 3.56). З отриманих результатів за формулою (3.50) обчислюється критерій оптимізації J , числове значення якого і є виходом цільової функції.

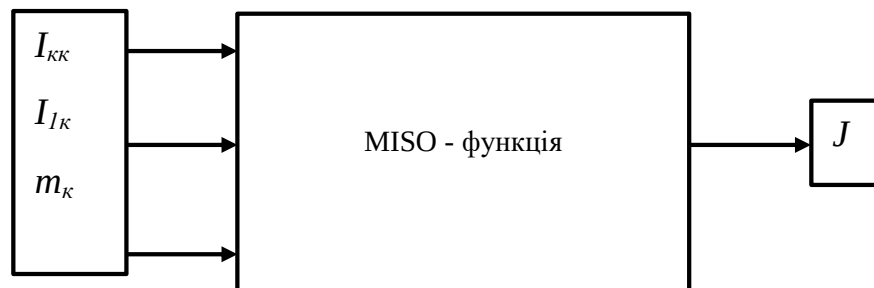


Рисунок 3.8 – Умовне зображення цільової MISO – функції

В результаті оптимізації ми отримали мінімальне значення критерію J , величину параметрів цільової функції, які відповідають критерію, а також величини критерію оптимізації на кожній з ітерацій оптимізатора.

3.2.5 Опис методики оцінки математичної моделі та результати її застосування

В результаті процесу оптимізації було отримано чисельні значення шуканих параметрів (табл 3.3.).

Таблиця 3.3.

Чисельні значення знайдених аргументів критерію J (параметри динамічної системи)

Параметр	Розмірність	Чисельне значення
I_{KK}	кг·м ²	$5,52 \cdot 10^{-4}$
I_{IK}	кг·м ²	$2,75 \cdot 10^{-3}$
m_K	кг	$3,31 \cdot 10^{-1}$

Значення параметрів, які наведено у Таблиці 3.3, дозволяють мінімізувати значення критерію J , а отже відмінність даних теоретичної моделі (3.49) від експериментальних даних є мінімальною. Для аналізу складових елементів критерію J побудовано графік. На рис. 3.9 та 3.10 суцільні криві сірого кольору відповідають теоретичних даним, штрихові криві – експериментальним, а криві червоного кольору – різниці теоретичних та експериментальних даних.

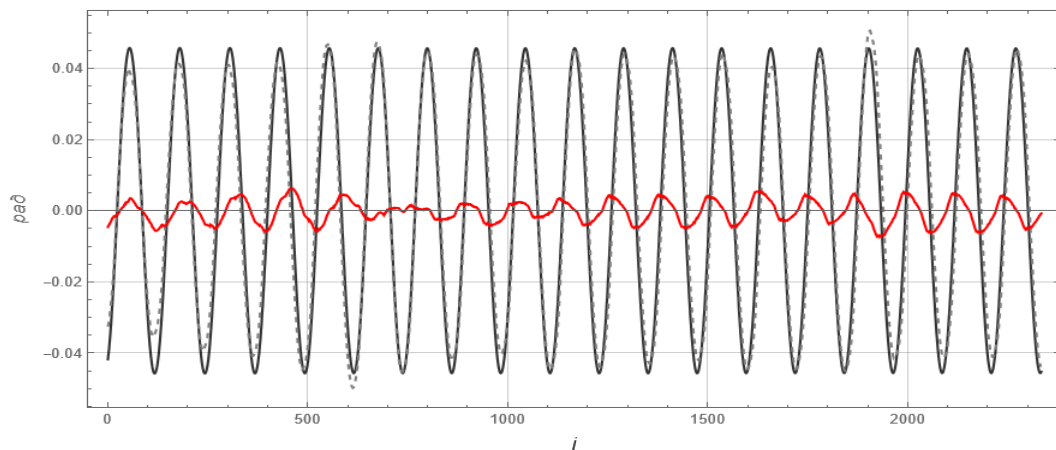


Рисунок 3.9 – Графіки кута нахилу α , які отримані теоретичним та експериментальним шляхом, а також їхня різниця

З рис. 3.9. видно, що значення різниці величин теоретичних та експериментальних даних за кутом α набагато менші від величин самого кута (як теоретичними так і експериментальними даними) і вони змінюються практично синхронно. Тобто максимуми і мінімуми графіку похибок практично співпадають із значенням максимуму та мінімуму кута нахилу пристрою. Значення різниці теоретичних і експериментальних даних за кутовою швидкістю E_{da} (рис. 3.10) значно менші від значень самих експериментальних та теоретичних даних.

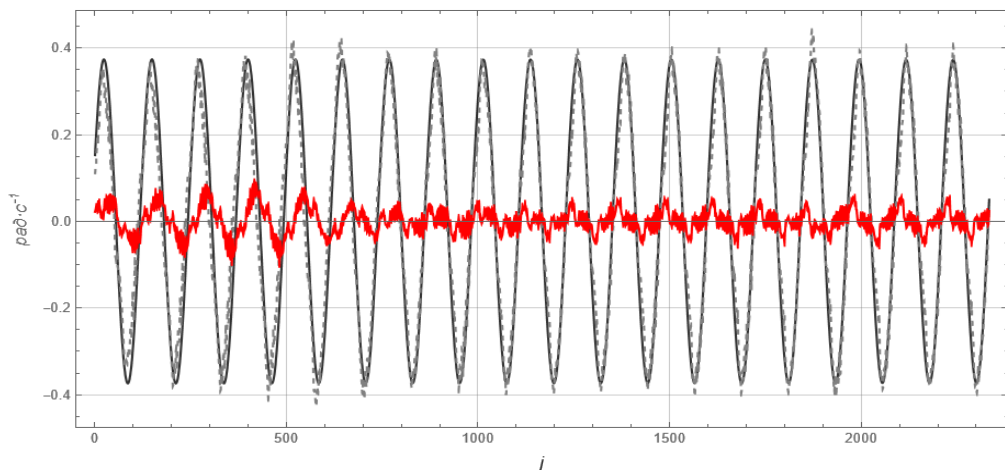


Рисунок 3.10 – Графіки кутової швидкості $\dot{\alpha}$, які отримані теоретичним та експериментальним шляхом, а також їхня різниця

Цей графік пропорційно змінюється зі значеннями величини кутової швидкості $\dot{\alpha}$. Крім того, розраховано чисельні значення компонентів критерію J , які показують окремі категорії розбіжностей теоретичних і експериментальних даних (табл. 3.4.).

Таблиця 3.4.

Чисельні значення компонентів критерію J

Компонент критерію J	Розмірність	Значення
$E_{\max\alpha}$	рад	$7,31 \cdot 10^{-3}$
$E_{\max d\alpha}$	рад $\cdot$ с $^{-1}$	$9,91 \cdot 10^{-2}$
$E_{RMS\alpha}$	рад	$3,11 \cdot 10^{-3}$
$E_{RMS d\alpha}$	рад $\cdot$ с $^{-1}$	$2,78 \cdot 10^{-2}$

Зважаючи на величини $E_{RMS\alpha}$ та $E_{RMSd\alpha}$, які є незначними (табл. 3.4), можна зробити висновок про гарну якість ідентифікації параметрів математичної моделі (3.49). Її можна в подальшому використовувати для синтезу оптимального керування рухом пристрою для транспортування малогабаритних вантажів в режимі забезпечення стійкості.

Висновки до третього розділу:

- 1) Для побудови математичної моделі динаміки стабілізації положення пристрою для транспортування малогабаритних вантажів було застосовано підходи «чорна скриня». Він реалізований за допомогою використання ШНМ з шарами LSTM. Для навчання ШНМ було поставлено експеримент та зібрано масив експериментальних даних у вигляді часового ряду, який відповідав послідовності станів системи (кут нахилу α) та прикладених керувань (кутова швидкість повороту двигуна механізму стабілізації $\dot{\beta}$). Масив отриманих даних було організовано у навчальні пари та розділено на навчальну, валідаційну та тестову вибірки. Навчання ШНМ та перевірка на валідаційній вибірці показали високу якість прогнозів та відсутність перенавчання ШНМ.
- 2) Застосований підхід «чорна скриня» дозволяє зауважити негативну тенденцію зростання похибки прогнозування зі збільшенням горизонту передбачення. Наприклад, за похибкою $e_{RMS.\%}$ якість прогнозу зменшилась в 4 рази, при збільшенні горизонту передбачення у 10 разів. Похибки прогнозування кута нахилу пристрою на один часовий крок вперед становлять: абсолютна середньоквадратична похибка $e_{RMS.} = 0,0124$ град, відносна середньоквадратична похибка $e_{RMS.\%} = 0,881\%$, абсолютна максимальна похибка $e_{\max}=0,0384$ град, максимальна відносна похибка $e_{\max}=1,68\%$. Це дає підставити використовувати отриману модель для прогнозування динаміки стабілізації пристрою лише на один часовий крок уперед.
- 3) Побудовано кінематичну схему пристрою для транспортування малогабаритних вантажів та складено систему диференціальних рівнянь динаміки стабілізації пристрою за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду. Для знаходження невідомих параметрів (момент інерції рами $I_{I\kappa}$, момент інерції колеса $I_{\kappa\kappa}$, маса колеса m_{κ}) застосовано підхід «сіра скриня». Для реалізації методу було проведено експериментальні

дослідження стабілізації пристрою та сформовано функцію відмінності (цільова функція) теоретичних (які отримані на основі рівнянь руху) і експериментальних даних.

- 4) Здійснено мінімізацію цільової функції за допомогою модифікованого методу рою часточок Ring-Rot-PSO. В результаті оптимізації отримано невідомі параметри системи: моменти інерції рами $I_{I\kappa}=5,52\cdot 10^{-4}$ кг·м² та колеса $I_{\kappa\kappa}=2,75\cdot 10^{-3}$ кг·м², масу колеса $m_{\kappa}=3,31\cdot 10^{-1}$ кг. Запропонований підхід «сіра скриня» дозволив отримати математичну модель динаміки стабілізації положення пристрою. Отримані результати оцінки якості математичної моделі дають підстави вважати її придатною для подальшого синтезу оптимального керування стабілізації положення пристрою.

Список використаних джерел до третього розділу:

1. Peter J. Brockwell, Richard A. Davis. Introduction to Time Series and Forecasting. 2016. P. 425. doi: 10.1007/978-3-319-29854-2.
2. R. C. Staudemeyer, E. R. Morris. Understanding LSTM. 2019. P. 1-42. doi: 10.48550/arXiv.1909.09586.
3. Wolfram Cloud. / URL: <https://www.wolframcloud.com/>. (Дата звернення 21.01.2024.)
4. D. P. Kingma, J. Ba. Adam: A Method for Stochastic Optimization. 2015. P. 1-13. doi: 10.48550/arXiv.1412.6980.
5. Romasevych, Y., Loveikin, V., & Loveikin, Yu. Development of new rotating ring topology of PSO-algorithm. In 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology. KhPI Week 2021 – Conference Proceedings (pp. 79-82). Kharkiv: IEEE. 2021. doi: 10.1109/KhPIWeek53812.2021.9569973.
6. Romlay, M., Azhar, M., Toha, S., & Rashid, M. Two-wheel balancing robot; review on control methods and experiments. International Journal of Recent Technology and Engineering. 2019. 7(6S). P. 106-112.
7. Komor, D., Roman, R., Precup, R., David, R., & Pamfilii, I. Models of two-wheeled mobile robots with experimental validation. In 14th International Symposium on Applied Computational Intelligence and Informatics (pp. 211-216). Timisoara: IEEE. 2020. doi: 10.1109/SACI49304.2020.9118823.

РОЗДІЛ 4

СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ ПРИСТРОЮ В РЕЖИМІ СТАБІЛІЗАЦІЇ СВОГО ПОЛОЖЕННЯ

4.1 Постановка задачі

З огляду на те, що пристрій є нестійкою динамічною системою і потребує постійного керуючого впливу для збереження рівноваги, постає питання синтезу оптимального керування рухом пристрою в режимі стабілізації свого положення.

В якості математичної моделі пристрою обрано розроблену модель в 3 розділі цієї роботи з використанням підходу «сіра скриня» [1] (3.45), параметри цих рівнянь наведені в табл. 3.2, табл. 3.3.

Для моделі (3.45) в якості керуючого впливу обрано кут відхилення механізму балансування β . В результаті проведених перетворень ми отримали наступне диференціальне рівняння, яке пов'язує керування β з кутом α :

$$\begin{aligned} & (I_{lk} + I_{kk}) \cdot \ddot{\alpha} + m_1 \cdot \left(\ddot{x}_{cl} \cdot \left[l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos(\beta)) \right] - \right. \\ & \left. - \left[l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos(\beta)) \right] \cdot \alpha(t) \cdot \left[l + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos(\beta)) \right] \right) = \\ & = - \left(m_1 \cdot \left(-\alpha(t) \cdot \left[e + \frac{c}{2} + r \cdot (1 - \cos(\beta)) \right] \right) + m_k \cdot \frac{D}{2} \cdot \alpha(t) \right) \cdot g; \end{aligned} \quad (4.1)$$

Розв'язок рівняння (4.1) знайдено методом «StiffnessSwitching» [2]. В результаті отримали залежність кута нахилу пристрою α від часу t . Процес керування можна розділити на декілька складових задач. Перша з них – стабілізація положення пристрою під час зупинки (статичне балансування), друга – стабілізація положення пристрою під час руху по траєкторії (динамічне балансування).

В цьому розділі буде розглянута перша задача. Особливість задач керування полягає в їх варіативності, тобто існує безліч способів для досягнення однієї мети. Якщо є множина можливих рішень, тоді постає питання оптимального вибору рішення, яке не тільки виконуватиме поставлену мету, а й буде найкращим за певним рядом показників якості керування. Такі показники сформовані на основі параметрів стану системи, а саме куту нахилу пристрою і куту відхилення механізму балансування. Метою розробки оптимального керування є збереження стійкості пристрою з оптимальним режимом роботи приводу механізму балансування. Забезпечення стійкості положення означає забезпечення наступних крайових умов системи:

$$\alpha(T) = 0; \dot{\alpha}(T) = 0; \beta(T) = 0; \dot{\beta}(T) = 0. \quad (4.2)$$

Такі значення параметрів (4.2) означають те, що пристрій знаходиться в положенні рівноваги і механізм балансування знаходиться в нульовому положенні.

В якості показника оцінки режиму роботи, введено квадратичний інтегральний критерій оптимізації [3, 4]. Він характеризує плавність регулювання, забезпечує мінімальні кутові швидкості і відхилення пристрою та механізму балансування на всьому проміжку регулювання. Цей критерій визначається за такою формулою:

$$K_I = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T \left(\delta_1 \cdot \left(\frac{\alpha(t)}{|\alpha_0|} \right)^2 + \delta_2 \cdot \left(\frac{\dot{\alpha}(t)}{|\dot{\alpha}_0|} \right)^2 + \delta_3 \cdot \left(\frac{\beta(t)}{|\beta_0|} \right)^2 + \delta_4 \cdot \left(\frac{\dot{\beta}(t)}{|\dot{\beta}_0|} \right)^2 \right) dt}; \quad (4.3)$$

Для зведення критерію (4.3) до безрозмірної величини, значення $\alpha(t)$, $\dot{\alpha}(t)$, $\beta(t)$, $\dot{\beta}(t)$ поділено на початкові умови. Коефіцієнти δ_1 , δ_2 , δ_3 , δ_4 , відображають різну ступінь важливості показників.

Резюмуючи вищесказане, розв'язком задачі розробки оптимального керування можна вважати регулятор, який для математичної моделі (4.1) задовольняє умови збереження стійкості положення пристрою (4.2) і мінімізує критерій (4.3).

4.2 Методика розв'язку поставленої задачі

Для розв'язку задачі необхідно обрати регулятор, звести задачу до задачі безумовної оптимізації (побудова цільової функції), обрати метод оптимізації, провести мінімізацію цільової функції та проаналізувати отримані результати.

4.2.1 Вибір регулятора

Для забезпечення оптимального керування необхідно задати характер зворотного зв'язку, тобто вибрати тип регулятора. В даному випадку було розглянуто ПІД-регулятор, та його частинний випадок ПІ-регулятор. В якості зворотного зв'язку використовується відповідно кут нахилу пристрою α і його першу похідну $\dot{\alpha}$. В якості керуючого впливу виступає кут відхилення механізму балансування β . Рівняння ПІД-регулятора має наступний вигляд:

$$\beta = k_1 \cdot \alpha(t) + k_2 \cdot \int \alpha(t) dt + k_3 \cdot \dot{\alpha}(t), \quad (4.4)$$

де k_1 , k_2 , k_3 – відповідно пропорційний, інтегральний та диференціальний коефіцієнти регулятора.

4.2.2 Зведення задачі до задачі безумовної оптимізації

Як було сказано раніше, метою керування є збереження положення рівноваги пристрою. Для досягнення цієї мети було побудовано термінальний критерій [5]:

$$K_T = \begin{cases} \left(\left| \frac{\alpha(T)}{\alpha_0} \right| + \left| \frac{\dot{\alpha}(T)}{\dot{\alpha}_0} \right| + \left| \frac{\beta(T)}{\alpha_0} \right| + \left| \frac{\dot{\beta}(T)}{\dot{\alpha}_0} \right| \right) \cdot \sigma_T, \text{ якщо:} \\ |\alpha(T)| > \Delta\alpha \cup |\dot{\alpha}(T)| > \Delta\dot{\alpha} \cup |\beta(T)| > \Delta\beta \cup |\dot{\beta}(T)| > \Delta\dot{\beta}; \\ 0, \text{ якщо: } |\alpha(T)| \leq \Delta\alpha \cap |\dot{\alpha}(T)| \leq \Delta\dot{\alpha} \cap |\beta(T)| \leq \Delta\beta \cap |\dot{\beta}(T)| \leq \Delta\dot{\beta}, \end{cases} \quad (4.5)$$

де $\alpha(T)$, $\dot{\alpha}(T)$ – значення кута нахилу пристрою і його першої похідної по часу, в момент часу T ; $\beta(T)$, $\dot{\beta}(T)$ – значення кута нахилу пристрою і його першої похідної по часу, в момент часу T ; $\Delta\alpha, \Delta\dot{\alpha}, \Delta\beta, \Delta\dot{\beta}$ – допустимі значення кутів ($\Delta\alpha = \Delta\beta = 0,001$ рад; $\Delta\dot{\alpha} = \Delta\dot{\beta} = 0,001$ рад/с) і кутових швидкостей пристрою в момент часу T ($T=0,5$ с); σ_T – ваговий коефіцієнт ($\sigma_T = 10^8$) вказує на важливість мінімізації термінального критерію, тобто забезпечення крайових умов.

Застосування ПІ-регулятора дає змогу мінімізувати кут нахилу пристрою. Однак, ідеальний випадок $\alpha(T)=0$, $\dot{\alpha}(T)=0$ ніколи не буде досягнуто через вплив інших, неврахованих факторів. Тому будемо розглядати випадок потрапляння системи у окіл стану рівноваги, який визначається межами допустимих значень кута нахилу пристрою (0,001 рад) та кутової швидкості нахилу пристрою (0,001 рад/с). Такі ж самі умови застосовані і до кута відхилення механізму балансування. Якщо система потрапляє у окіл стану рівноваги пристрою, то термінальний критерій стає рівним нулю.

Оскільки критерії (4.3) та (4.5) безрозмірні, тоді їх можна додавати. Комплексний критерій оптимізації, який потребує мінімізації, знаходиться як сума інтегрального і термінального критеріїв:

$$K_{\text{заг}} = K_T + K_I \rightarrow \min. \quad (4.6)$$

4.2.3 Побудова цільової функції

Для застосування оптимізаційних алгоритмів спочатку необхідно сформулювати цільову функцію, яка б пов'язувала рівняння руху пристрою з регулятором і критерієм оптимізації.

Цільова MISO-функція (рис. 4.1) містить в собі математичну модель стабілізації пристрою (4.1). Вона включає невідомі значення коефіцієнтів ПІД-регулятора k_1 , k_2 , k_3 . Для ПІ-регулятора MISO-функції містить тільки два входи (рис. 4.2).

Аналогічні MISO-функції вже були використані у подібних задачах оптимізації [6, 7].

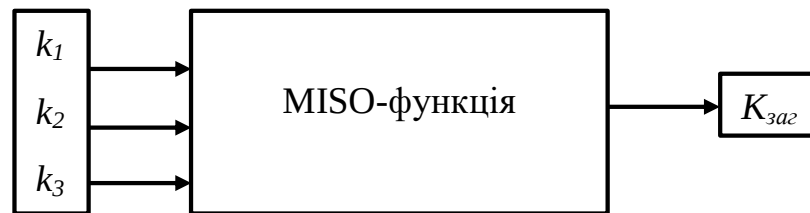


Рисунок 4.1 – Умовне зображення цільової MISO-функції для ПІД-регулятора

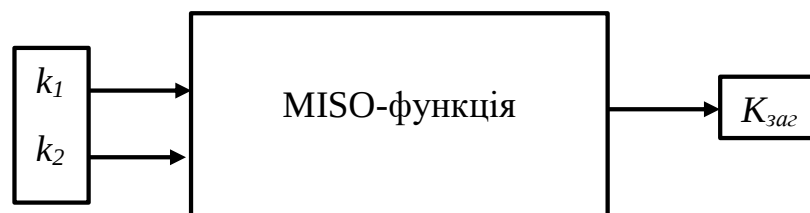


Рисунок 4.2 – Умовне зображення цільової MISO-функції для ПІ-регулятора

MISO-функція має аргументи – коефіцієнти регулятора, її виходом є значення загального критерію оптимізації $K_{заг}$. Він визначається в декілька етапів:

- 1) для початкових умов $(\alpha_0, \dot{\alpha}_0, \ddot{\alpha}_0)$ шляхом чисельного інтегрування рівняння (4.1) знаходиться функція кута нахилу пристрою від часу;
- 2) обчислюється термінальний критерій оптимізації K_T ;

- 3) обчислюється числове значення квадратичного інтегрального критерію K_I ;
- 4) визначається загальний критерій оптимізації за формулою (4.6), який і є виходом цільової функції.

4.3 Метод оптимізації

Для мінімізації цільової функції потрібно обрати метод оптимізації. Виходячи з того, що критерій оптимізації містить похідні першого порядку, які знаходяться з нелінійної залежності (4.1), пошук глобального мінімуму не є простим завданням. Для його вирішення необхідно застосувати відповідні методи, які гарно себе зарекомендували у вирішенні подібних задач. Одним з таких методів є VCT-PSO [8]. Цей оптимізатор дозволяє ефективно відшукувати мінімуми цільових функцій, які характеризуються значними нелінійностями, наявністю багатьох локальних мінімумів та іншими топологічними властивостями, що ускладнюють пошук глобального мінімуму. Оптимізатор на вхід приймає значення цільової функції, яке він повинен мінімізувати. В якості шуканих величин вказуються аргументи цільової функції (коефіцієнти регулятора). Параметри оптимізатора представлені в (табл. 4.1).

Таблиця 4.1.

Чисельні значення параметрів оптимізатора VCT-PSO

1	2
Параметр	Значення
Кількість ітерацій	100
Популяція рою	50
Когнітивний коефіцієнт c_1	1,19
Соціальний коефіцієнт c_2	1,19
Інерційний коефіцієнт w	0,72

1	2
Коефіцієнт, який впливає на частоту перемикання когнітивної складової частинки CC	5
Діапазон пошуку коефіцієнтів k_1 та k_2	$[-10;10]$
Діапазон пошуку коефіцієнта k_3 (використовується лише для випадку застосування ПІД-регулятора)	$[-0,01;0,01]$

4.4 Аналіз отриманих результатів

Для більш ширшого дослідження впливу параметрів критерію на результат розв'язку задачі оптимізації було сформовано перелік таких задач (табл. 4.2). Кожна задача містить унікальний набір вагових коефіцієнтів інтегрального критерію, які відповідають за параметри роботи пристрою і механізму балансування.

Таблиця 4.2.

Параметри задач оптимізації

№ задачі оптимізації	Вагові коефіцієнти інтегрального критерію			
	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4
1	1	0	0	0
2	0	1	0	0
3	0,5	0,5	0	0
4	0	0	1	0
5	0	0	0	1
6	0	0	0,5	0,5
7	0,25	0,25	0,25	0,25
8	0,5	0	0,5	0
9	0	0,5	0	0,5
10	0,5	0	0	0,5
11	0	0,5	0,5	0

Для початкових умов $\alpha_0=0,05$ рад і $\dot{\alpha}_0=-0,05$ рад/с $\ddot{\alpha}_0=0$ рад/с² було знайдено розв'язки 11 випадків вагових коефіцієнтів (табл. 4.2) для ПІ- та ПІД-

регуляторів. Оцінку якості отриманих розв'язків проводили за параметрами: значення критерію оптимізації, величина максимального і середньоквадратичного кутового прискорення кута нахилу пристрою і кута відхилення механізму балансування. Також враховували час регулювання, який показує як швидко пристрій повертається до положення рівноваги ($\alpha \rightarrow 0, \dot{\alpha} \rightarrow 0$).

4.4.1 Результати, що відповідають застосуванню ПІ-регулятора

Отримані результати розв'язку задачі налаштування ПІ-регулятора для стабілізації системи занесені у табл. 4.3.

Таблиця 4.3.

Параметри розв'язаних задач оптимізації для ПІ-регулятора

№	Параметри							
	$K_{заг}$	k_1	k_2	$\ddot{\beta}_{max}$, рад/с ²	$\ddot{\beta}_{RMS}$, рад/с ²	$\ddot{\alpha}_{max}$, рад/с ²	$\ddot{\alpha}_{RMS}$, рад/с ²	$t_{рег}$, с
1	0,126	-2,112	-1,119	$1,22 \cdot 10^6$	$1,73 \cdot 10^4$	$5,79 \cdot 10^5$	$8,18 \cdot 10^3$	0,082
2	8,95	-2,112	-1,743	$6,81 \cdot 10^5$	$9,63 \cdot 10^3$	$3,22 \cdot 10^5$	$4,56 \cdot 10^3$	0,059
3	6,33	-2,112	-1,744	$6,14 \cdot 10^4$	$9,42 \cdot 10^2$	$3,06 \cdot 10^4$	$4,46 \cdot 10^2$	0,059
4	0,268	-2,112	-1,135	$9,60 \cdot 10^5$	$1,36 \cdot 10^4$	$4,54 \cdot 10^5$	$6,43 \cdot 10^3$	0,082
5	18,8	-2,112	-1,736	$5,92 \cdot 10^4$	$8,71 \cdot 10^2$	$2,80 \cdot 10^4$	$4,12 \cdot 10^2$	0,059
6	12,6	-2,112	-1,746	$7,52 \cdot 10^4$	$1,08 \cdot 10^3$	$3,56 \cdot 10^4$	$5,12 \cdot 10^2$	0,059
7	9,90	-2,113	-1,746	$2,32 \cdot 10^4$	$4,27 \cdot 10^2$	$1,10 \cdot 10^4$	$2,02 \cdot 10^2$	0,058
8	0,203	-2,112	-1,057	$5,69 \cdot 10^5$	$8,04 \cdot 10^3$	$2,69 \cdot 10^5$	$3,81 \cdot 10^3$	0,105
9	14,0	-2,112	-1,746	$6,65 \cdot 10^4$	$9,65 \cdot 10^2$	$3,15 \cdot 10^4$	$4,57 \cdot 10^2$	0,059
10	12,6	-2,112	-1,738	$1,18 \cdot 10^6$	$1,66 \cdot 10^4$	$5,57 \cdot 10^5$	$7,87 \cdot 10^3$	0,059
11	6,04	-2,112	-1,742	$3,36 \cdot 10^5$	$4,75 \cdot 10^3$	$1,59 \cdot 10^5$	$2,25 \cdot 10^3$	0,059

При аналізі розв'язків варто відмітити, що у всіх випадках пропорційний коефіцієнт ПІ-регулятора k_1 у всіх випадках залишається практично незмінним

($k_1 = -2,112$). Це може означати, що саме такий коефіцієнт є необхідним для досягнення виконання умови рівності нулю термінального критерію, тобто забезпечення стабілізації положення пристрою. Лише в розв'язку №7 цей коефіцієнт відрізняється і складає $-2,113$. Цей розв'язок також відзначився найменшим часом регулювання і найменшими значеннями кутових прискорень. Тому його можна вважати найкращим результатом серед отриманих. Це було досягнуто за рахунок рівнозначних вагових коефіцієнтів інтегрального критерію ($\delta_1=\delta_2=\delta_3=\delta_4=0,25$).

На графіку (рис. 4.3) можна побачити, як змінювався загальний критерій оптимізації K_{zag} з кожною ітерацією n , причому чітко видно момент, коли почали задовольнятися умови стійкості пристрою, тобто термінальний критерій K_T дорівнює нулю. Це відбулося на 34 ітерації (рис. 4.3). Після мінімізації термінального критерію почався процес мінімізації інтегрального критерію. В результаті величина інтегрального і загального критерію оптимізації складає $K_{zag} = K_I = 9,9$.

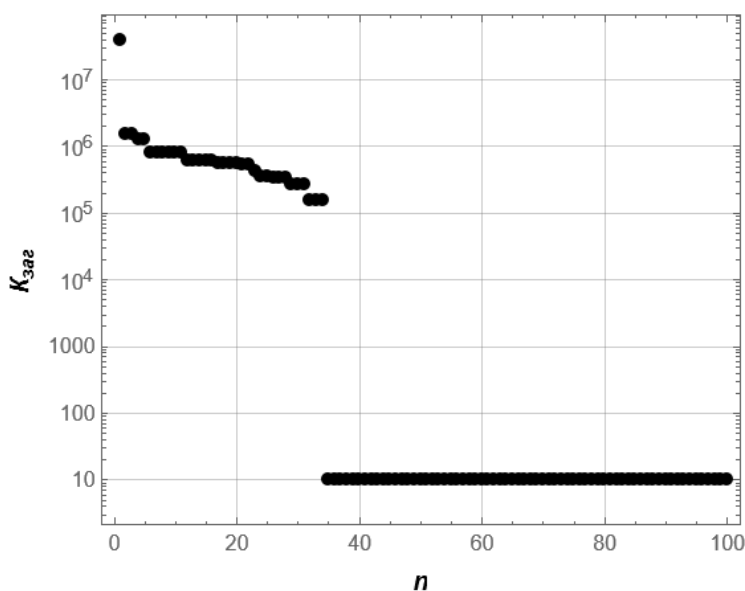


Рисунок 4.3 – Графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації для розв'язку задачі №7

Графіки руху пристрою (рис. 4.4) та механізму балансування (рис. 4.5) містять стрибкоподібну зміну кутової швидкості в початковий момент часу, що визначає максимуми кутових прискорень (табл. 4.3). Цей ефект

зумовлений початком дії регулятора з початкового положення механізму балансування ($\beta_0=0$; $\dot{\beta}_0=0$).

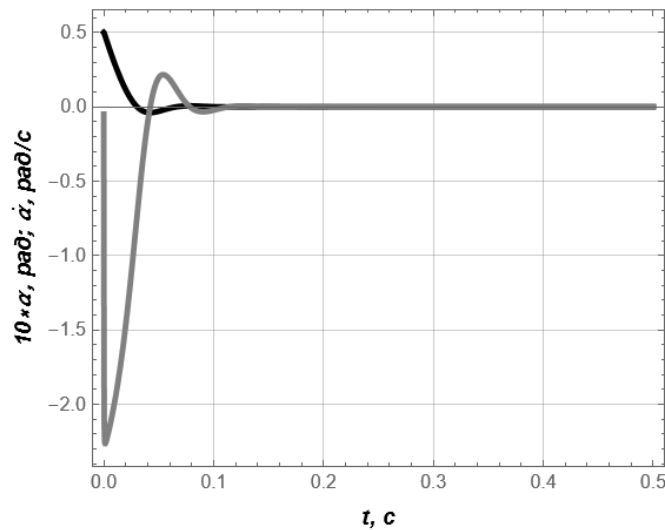


Рисунок 4.4 – Графік зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації положення рівноваги для розв’язку задачі №7

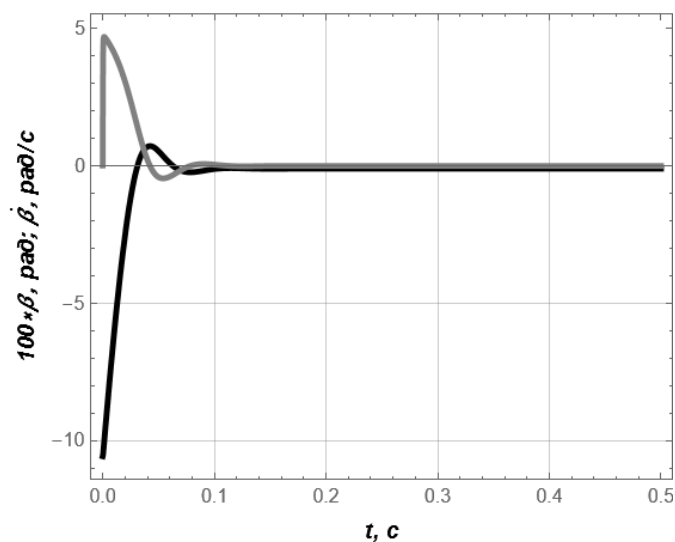


Рисунок 4.5 – Графік зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) відхилення механізму балансування пристрою в процесі стабілізації положення рівноваги для розв’язку задачі №7

Також на графіках є затухаючі коливання кута нахилу пристрою, які є результатом роботи інтегральної складової регулятора. Після декількох коливань система приходить на усталений режим роботи ($\alpha \rightarrow 0$, $\dot{\alpha} \rightarrow 0$).

Графіки роботи пристрою для інших випадків задач оптимізації (табл. 4.2) наведені в Додатку Д. Серед отриманих результатів спостерігається подібність графіків руху пристрою. Так всі результати можна поділити на два типи (рис. 4.6). Перший тип (рис. 4.6, а) характеризується вищим рівнем перерегулювання, коли кут нахилу пристрою переходить нульову відмітку шкали і відхиляється в протилежний бік від початкового положення. Такий тип мають розв'язки задач №1, №4, №8. Другий тип мають відповідно всі інші розв'язки.

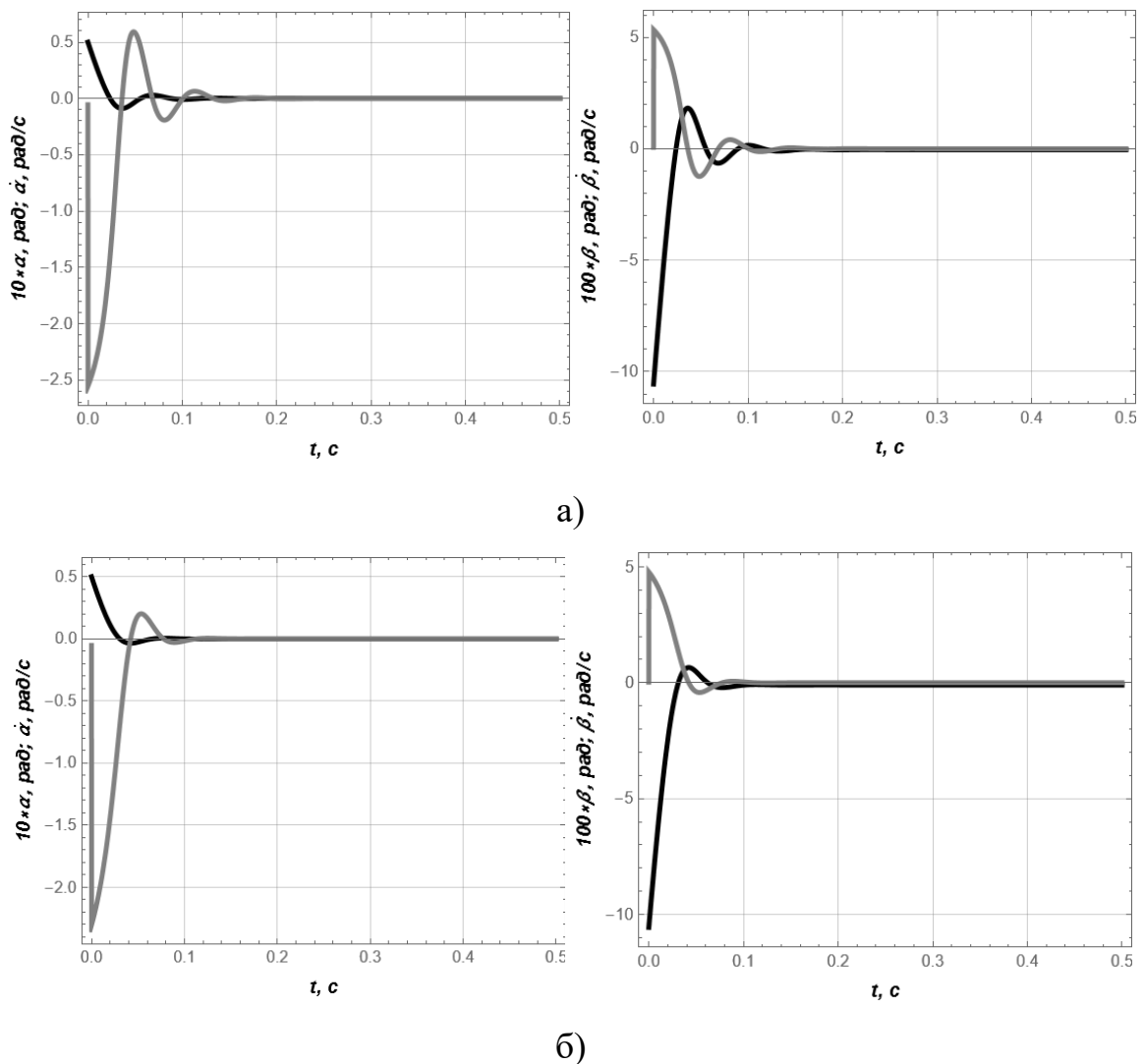


Рисунок 4.6 – Типові графіки зміни кутів нахилу пристрою з використанням ПІ-регулятора в процесі стабілізації положення рівноваги: а) тип 1 (для задачі №1); б) тип 2 (для задачі №2)

Відмінність параметрів розв'язків задач №1 (рис. 4.6, а), №4 (рис. Д.4), №8 (рис. Д.7) від інших полягає в тому, що вони не враховували обидві кутові швидкості в інтегральному критерії ($\delta_2 = \delta_4 = 0$). Тому в результаті оптимізації були отримані коефіцієнти інтегральної складової ПІ-регулятора менші по модулю за решту розв'язків.

В результаті проведення оптимізації для різних параметрів інтегрального критерію було отримано коефіцієнти ПІ-регулятора, які вирішують теоретичну задачу збереження положення рівноваги пристрою. Пристрій вийшов на усталене значення кута нахилу α за 0,058 с.

4.4.2 Результати, що відповідають застосуванню ПІД-регулятора

Для початкових умов ($\alpha_0 = 0,05$ рад, $\dot{\alpha}_0 = -0,05$ рад/с, $\ddot{\alpha}_0 = 0$ рад/с²) було знайдено розв'язки задач для всіх конфігурацій коефіцієнтів (табл. 4.2). Отримані розв'язки та їх параметри були внесені до табл. 4.4.

Порівнюючи табличні значення оціночних показників, які відповідають застосуванню ПІ- та ПІД-регуляторів, можна побачити, що використання диференційної складової зменшує у 6...1021 ($\dot{\beta}_{\max}$) та 6...1026 ($\ddot{\alpha}_{\max}$) разів значення максимальних прискорень. Середньоквадратичні прискорення зменшились у 3...186 ($\dot{\beta}_{RMS}$) і 3...187 ($\ddot{\alpha}_{RMS}$) разів. Тобто досягається краща плавність роботи механізму балансування, що позитивно впливає на режими роботи привода механізму балансування. Негативним ефектом при цьому є незначне збільшення часу регулювання, в середньому воно складає 0,001-0,052 с, але для розв'язку задачі №8 навпаки, час регулювання зменшився на 0,021 с.

Порівнюючи значення загального критерію оптимізації для ПІД-регулятора воно в більшості випадків є меншим при однакових коефіцієнтах інтегрального критерію.

Параметри розв'язаних задач оптимізації для ПД-регулятора

№	Параметри								
	$K_{заг}$	k_1	k_2	k_3	$\ddot{\beta}_{max}$, рад/ с ²	$\ddot{\beta}_{RMS}$, рад/ с ²	$\ddot{\alpha}_{max}$, рад/ с ²	$\ddot{\alpha}_{RMS}$, рад/ с ²	$t_{рег}$, с
1	0,113	-2,103	-1,015	$-2,19 \cdot 10^{-5}$	4435	427	2106	203	0,083
2	8,88	-2,121	-1,725	$-5,13 \cdot 10^{-6}$	1645	110	775	52	0,100
3	6,23	-2,112	-1,756	$-1,38 \cdot 10^{-7}$	1480	93	697	44	0,108
4	0,227	-2,103	-0,658	$-1,62 \cdot 10^{-5}$	5856	501	2783	238	0,123
5	18,2	-2,114	-1,691	$-5,58 \cdot 10^{-7}$	7007	241	3315	114	0,060
6	13,1	-2,123	-1,755	$-1,32 \cdot 10^{-6}$	1556	98	733	47	0,105
7	10,0	-2,117	-1,747	$-5,72 \cdot 10^{-8}$	3826	144	1807	68	0,087
8	0,184	-2,105	-0,845	$-1,33 \cdot 10^{-5}$	6023	495	2860	235	0,084
9	14,5	-2,120	-1,742	$-6,10 \cdot 10^{-6}$	1766	118	833	56	0,096
10	13,3	-2,113	-1,747	$-4,92 \cdot 10^{-6}$	1156	89	543	42	0,111
11	6,37	-2,126	-1,693	$-2,96 \cdot 10^{-7}$	1250	92	588	43	0,110

Аналізуючи числові значення кутових прискорень видно, що найменші значення відповідають розв'язку задачі №10. Процес мінімізації критерію для даного розв'язку (рис. 4.7) відбувався в два етапи, спочатку мінімізувався термінальний критерій, на що знадобилось 45 ітерацій, а вже потім мінімізувався інтегральний критерій, який після 93-ї ітерації більше не зменшувався, отже було знайдено оптимальне значення коефіцієнтів ПД-регулятора для даних налаштувань оптимізатора.

Графіки руху пристрою в режимі стабілізації свого положення представлені на (рис. 4.8). Вони мають вигляд затухаючих коливань, швидкість затухання менша в порівнянні з ПІ-регулятором. Також коливання кутів α та β (рис. 4.8) мають пологі піки, тобто забезпечується кращий режим

роботи приводу механізму балансування. Після декількох коливань система приходить в усталений режим роботи ($\alpha \rightarrow 0$, $\dot{\alpha} \rightarrow 0$).

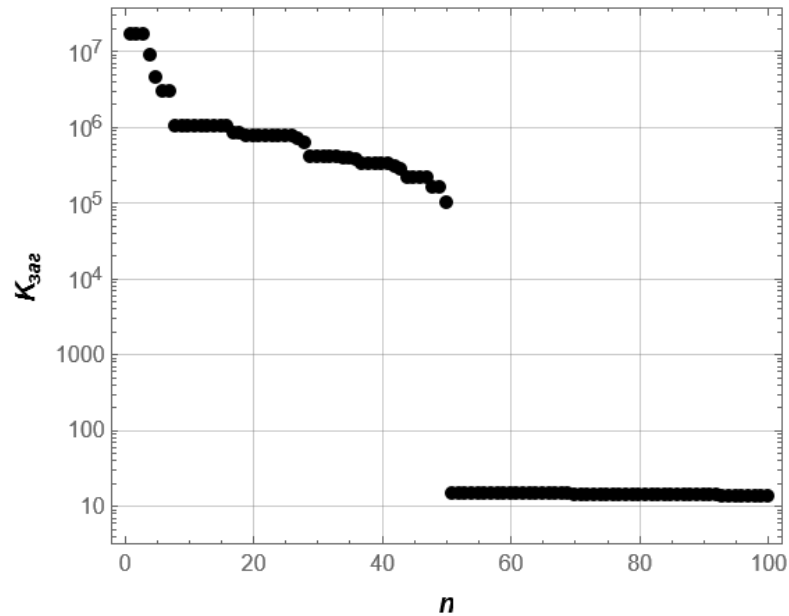


Рисунок 4.7 – Графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації для розв'язку задачі №10

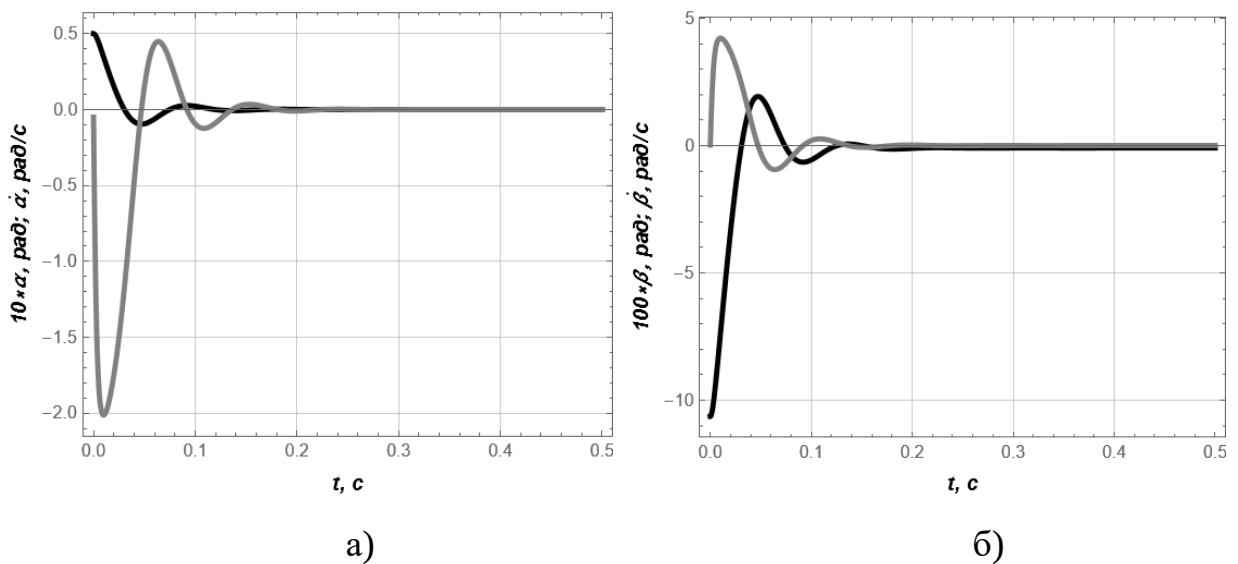
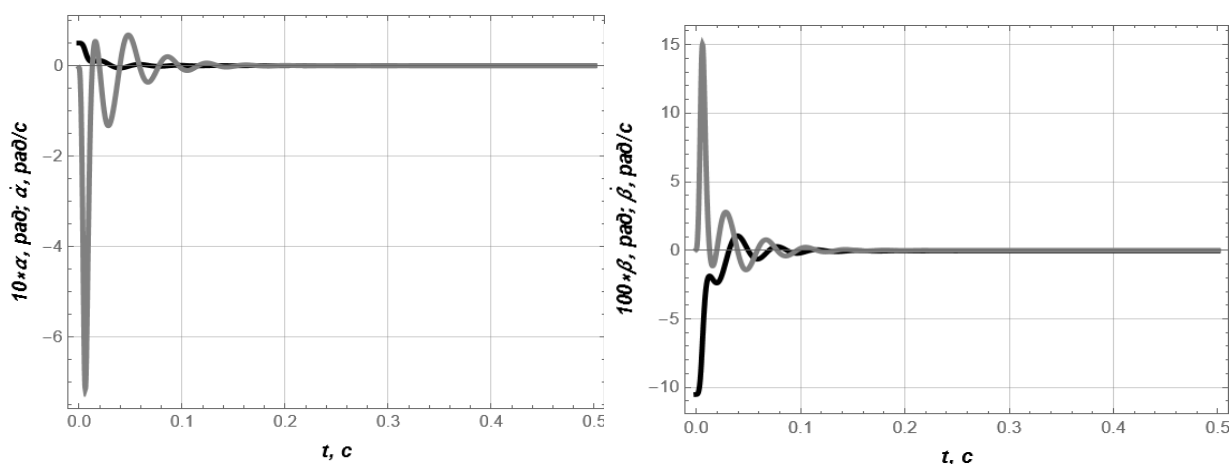


Рисунок 4.8 – Графіки розв'язку задачі №10: а) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; б) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ нахилу механізму балансування (сірий колір)

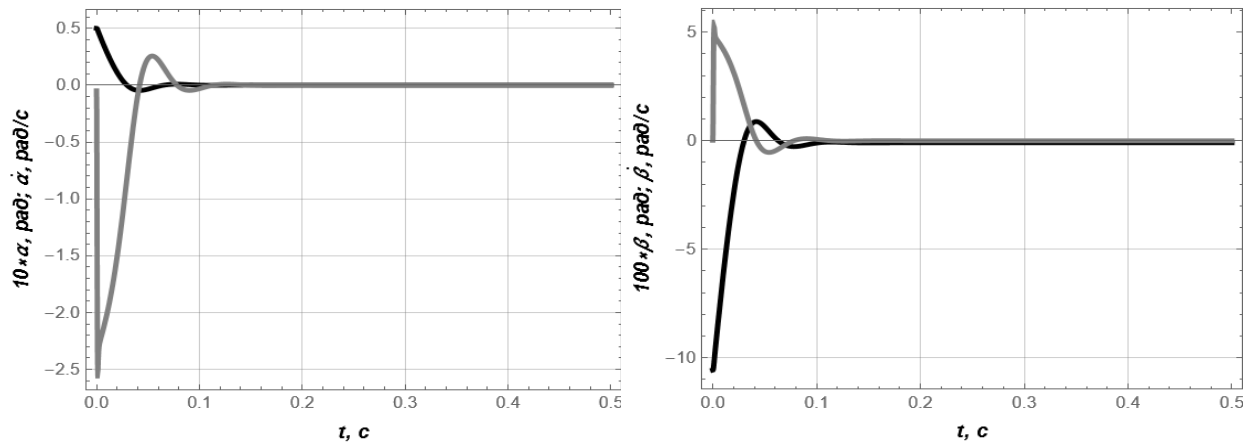
Графіки руху пристрою для всіх розв'язків задач (табл. 4.4) винесені в Додаток Е. Дослідивши їх видно, що існує три типи графіків, які схожі за формою кривих (рис. 4.9). Першому типу (рис. 4.9, а). притаманний високий перший пік кутової швидкості та зміна її напрямку до досягнення пристроєм нульового положення ($\alpha = 0$). Також потрібна більша кількість циклів коливань для досягнення стійкого стану рівноваги. Перший тип притаманний розв'язкам задач №1 (рис. 4.9, а), №4 (рис. Е.4), №8 (рис. Е.8).

Другий тип графіків (рис. 4.9, б) має тільки розв'язок задачі №5. Він відрізняється від інших тим, що після досягнення першого піку кутової швидкості йде стрибкоподібне зниження, яке негативно впливає на плавність регулювання. Третій тип графіків (рис. 4.9, в) притаманний більшості розв'язків: №2 (рис. Е.2), №3 (рис. Е.3), №6 (рис. Е.6), №7 (рис. Е.7), №9 (рис. Е.9), №10 (рис. 4.8), №11 (рис. Е.10). Він має плавну зміну кутової швидкості і стабілізація положення відбувається за декілька циклів коливань. Тому найкращий результат містився саме у цьому переліку розв'язків задачі.

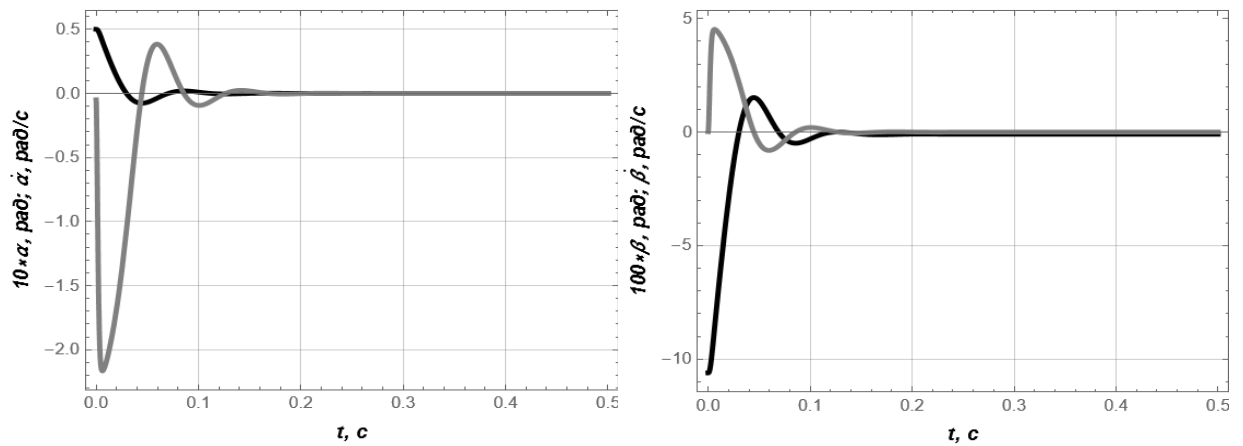
В результаті проведення оптимізації для різних параметрів інтегрального критерію було отримано коефіцієнти ПД-регулятора, які дозволяють стабілізувати положення пристрою. Пристрій вийшов на усталений режим роботи ($\alpha \rightarrow 0, \dot{\alpha} \rightarrow 0$) за $t_{рег} = 0,111$ с.



а)



б)



в)

Рисунок 4.9 – Типові графіки зміни кутів нахилу пристрою з використанням ПД-регулятора в процесі стабілізації положення рівноваги:
 а) тип 1 (для задачі №1); б) тип 2 (для задачі №5); в) тип 3 (для задачі №2)

Висновки до четвертого розділу:

- 1) Проведено постановку задачі синтезу оптимального керування пристроєм для переміщення малогабаритних вантажів в режимі збереження положення рівноваги. Визначено початкові та кінцеві умови для математичної моделі пристрою. Сформовано квадратичний інтегральний критерій якості режиму роботи пристрою.
- 2) Для вирішення задачі було використано два підходи, які полягали у застосуванні ПІ- та ПІД-регуляторів з керуючим впливом у вигляді кута відхилення механізму балансування β . Для забезпечення крайових умов було введено термінальний критерій оптимізації, що в сукупності з інтегральним критерієм сформували комплексний критерій оптимізації. Це дало змогу розробити цільову MISO-функцію, входами якої є коефіцієнти регуляторів (k_1, k_2, k_3), а виходом – значення критерію оптимізації (K_{zag}).
- 3) Для оптимізації коефіцієнтів ПІ- (k_1, k_2) та ПІД- (k_1, k_2, k_3) регуляторів застосовано модифікований метод рою часточок VCT-PSO. Проведено мінімізацію цільової функції для 11 конфігурацій вагових коефіцієнтів інтегрального критерію.
- 4) Проведено оцінку отриманих результатів за показниками максимального кутового прискорення нахилу пристрою для ПІ-регулятора ($\ddot{\alpha}_{\max} = 1,10 \cdot 10^4 \dots 5,79 \cdot 10^5$ рад/с²), максимального кутового прискорення механізму балансування ($\ddot{\beta}_{\max} = 2,32 \cdot 10^4 \dots 1,22 \cdot 10^6$ рад/с²) та їх середньоквадратичні значення ($\ddot{\alpha}_{RMS} = 2,02 \cdot 10^2 \dots 8,18 \cdot 10^3$ рад/с²; $\ddot{\beta}_{RMS} = 4,27 \cdot 10^2 \dots 1,73 \cdot 10^4$ рад/с²). Також проведено оцінку часу регулювання ($t_{pez} = 0,058 \dots 0,105$ с). Введення диференційної складової (ПІД-регулятор) зменшило показники максимальних ($\ddot{\beta}_{\max}$ 6...1021 у разів; $\ddot{\alpha}_{\max}$ у 6...1026 разів) та середньоквадратичних ($\ddot{\beta}_{RMS}$ у 3...108 разів; $\ddot{\alpha}_{RMS}$ у 3...187 разів) кутових прискорень. Час регулювання при цьому

збільшився на 0,001...0,052 с, але для розв'язку задачі №8, час регулювання зменшився на 0,021 с.

- 5) Обрано найкращий розв'язок задачі для ПІ- та ПІД-регуляторів, які відповідають мінімальним значенням показників кутових прискорень та тривалості регулювання (0,058 с – для ПІ-регулятора та 0,111 с для ПІД-регулятора). Такі результати досягнуто при коефіцієнтах ПІ-регулятора: $k_1=-2,133$, $k_2=-1,744$, та коефіцієнтах ПІД-регулятора: $k_1=-2,113$, $k_2=-1,747$, $k_3=-4,92 \cdot 10^{-6}$. Серед найкращих розв'язків показники кутових прискорень менші при застосуванні ПІД-регулятора. У 20 разів кращі показники максимальних кутових прискорень, у 4,8 рази кращі показники середньоквадратичних кутових прискорень. Час регулювання при цьому незначною мірою збільшився, на 0,053 с. Проведена робота дозволить використати отримані результати для експериментальної перевірки роботи розроблених регуляторів стабілізації пристрою для переміщення малогабаритних вантажів.

Список використаних джерел до четвертого розділу:

1. Obadina O., Thaha M. Mohamed Z., Shaheed H. Grey-box modelling and fuzzy logic control of a Leader–Follower robot manipulator system: A hybrid Grey Wolf–Whale Optimisation approach. ISA Transactions. 2022. Vol. 129. Part B. P. 572-593. doi: 10.1016/j.isatra.2022.02.023
2. StiffnessSwitching method / URL: <https://reference.wolfram.com/language/tutorial/NDSolveStiffnessSwitching.html> (Дата звернення 10.11. 2024).
3. Romasevych Y., Loveikin V., Makarets V., Ponochozny A. Synthesis of optimal closed-loop control of the system „crane-load” in form of feedback. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. 2021. Vol. 12. No. 1 P. 5-10. doi: 10.31548/machenergy2021.01.005
4. Romasevych Y., Loveikin V., Loveikin A., Velykoivanenko D. Optimization of the joint start-up mode of the hoisting and slewing mechanisms of a boom. Archive of Mechanical Engineering. 2024. P. 1-24. doi: 10.24425/ame.2024.151330
5. Ромасевич Ю. О., Ловейкін В. С., Ляшко А. П., Макарець В. В. Розроблення методу оптимального налаштування ПІ-регуляторів. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2019. Вип. 53. С. 56-65. doi: 10.23939/istcipa2019.53.056
6. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Стехно О. В. Оптимізація режиму пуску механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. Підйомно-транспортна техніка. 2020. Вип. 1(62). С. 4-18. doi: 10.15276/pidtt.1.62.2020.01
7. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В. Параметрична оптимізація частотно-керованого пуску динамічної системи «візок-вантаж» механізму зміни вильоту баштового крана. Наукові доповіді НУБіП

України. 2024. Вип. 3(109). С. 1-18.
doi: 10.31548/dopovidi.3(109).2024.018

8. Romasevych Y., Loveikin V., Loveikin Yu. Development of a PSO Modification with Varying Cognitive Term. 2022 IEEE 3rd KhPI Week on Advanced Technology, Kharkiv, Ukraine. 2022. doi: 10.1109/KhPIWeek57572.2022.9916413.

РОЗДІЛ 5

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКОСТІ РОБОТИ ПРИСТРОЮ В РЕЖИМІ СТАБІЛІЗАЦІЇ СВОГО ПОЛОЖЕННЯ

5.1 Опис параметрів оцінки якості роботи пристрою в режимі стабілізації свого положення

Серед задач стабілізації положення пристрою з використанням ПІ та ПІД регуляторів, останній показав кращі показники кутових прискорень (табл. 4.3). Через те, що при розробці критерію не вводилось обмеження на кутову швидкість механізму балансування, отримані розв'язки з використанням ПІ-регулятора важко відтворити експериментально з використанням розробленої фізичної моделі пристрою. Тому в цьому розділі було розглянуто тільки розв'язки з використанням ПІД-регулятора.

Для перевірки роботи отриманих теоретичних розв'язків задачі оптимального керування було проведено серію експериментів з використанням розробленої фізичної моделі пристрою для транспортування малогабаритних вантажів (рис. 2.11).

В ході експериментів на пристрій, що знаходився в стані рівноваги, задавалась серія збурень (поштовхів), що змушували пристрій задіяти механізм балансування для збереження стійкості положення пристрою. Під час експерименту проводилось зчитування даних кута і кутової швидкості нахилу пристрою з частотою 333 Гц. Було зібрано масиви експериментальних даних роботи пристрою в режимі стабілізації свого положення відповідно до знайдених розв'язків для 11 варіантів коефіцієнтів регулятора, отримані в 4 розділі (табл. 4.4). Експериментальні дані піддавалися фільтрації за допомогою фільтру низьких частот зі скінченною імпульсною характеристикою (FIR) [1] з частотою зрізу 30 Гц. Оцінку відповідності експериментальних і теоретичних даних було проведено на основі знайденої

похибки кута (E_α) та кутової швидкості (E_{da}) нахилу пристрою. Масиви похибок кута нахилу пристрою обчислювались за наступною формулою:

$$E_\alpha = A_{експ} - A_{теор}, \quad (5.1)$$

де $A_{експ}$ – масив експериментальних значень кута нахилу пристрою; $A_{теор}$ – масив теоретичних значень кута нахилу пристрою. Далі з отриманого масиву похибок визначались середньоквадратичні ($E_{\alpha.RMS}$) та максимальні ($E_{\alpha.max}$) похибки за наступними формулами:

$$E_{\alpha.RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n E_{\alpha.i}^2}, \quad (5.2)$$

$$E_{\alpha.max} = \max(|E_{\alpha.i}|), \quad (5.3)$$

де $E_{\alpha.i}$ – i -те значення похибки з масиву E_α ; i – індекс який пробігає значення від 1 до n (об'єм експериментальних даних).

Аналогічні операції (5.1-5.3) виконувались над масивами експериментальних і теоретичних даних кутової швидкості. В результаті отримано числові значення максимальної ($E_{da.max}$) та середньоквадратичної ($E_{da.RMS}$) похибки кутової швидкості.

Для оцінки швидкості стабілізації використано логарифмічний декремент згасання. Він показує наскільки швидко початкове збурення зменшується з кожним періодом коливань. Декремент позначається символом λ і знаходиться за формулою [2]:

$$\lambda = \ln(A_t / A_{t+T}), \quad (5.4)$$

де A_t – амплітуда коливання (кут нахилу пристрою) в час t ; A_{t+T} – амплітуда коливання яке відбулося в момент часу, який на період T відрізняється від попереднього.

Додатково проведено експериментальне дослідження роботи стабілізації положення пристрою з додатковим корисним навантаженням в межах 1-3 кг. Для цього значення коефіцієнтів ПІД-регулятора обчислювались окремо для кожного значення додаткової маси вантажу. Це пов'язано з тим, що вантаж впливає на інерційні показники пристрою і відповідно на керування, що відобразилось у зміні коефіцієнтів ПІД-регулятора. Методика проведення експериментів залишалась незмінною за винятком додаткового вантажу який розміщений посередині рами пристрою. Якість роботи пристрою з додатковим вантажем оцінили за часом регулювання.

5.2 Аналіз отриманих результатів

Отримані результати порівняння експериментальних та теоретичних даних були внесені до табл. 5.1. Серед отриманих результатів найменшу похибку моделювання мають експерименти №7 та №11.

Таблиця 5.1

Результати експериментальних досліджень роботи ПІД-регулятора

№	Параметри				
	$E_{\alpha.\max}$, рад	$E_{\alpha.RMS}$, рад	$E_{d\alpha.\max}$, рад/ с	$E_{d\alpha.RMS}$, рад/ с	λ
1	2	3	4	5	6
1	0,00386	0,00178	0,0412	0,0128	1,58
2	0,00392	0,00235	0,0404	0,0165	1,47
3	0,00940	0,00443	0,0396	0,0142	2,11
4	0,00652	0,00283	0,0537	0,0208	0,76
5	0,008036	0,00386	0,0341	0,0143	0,64

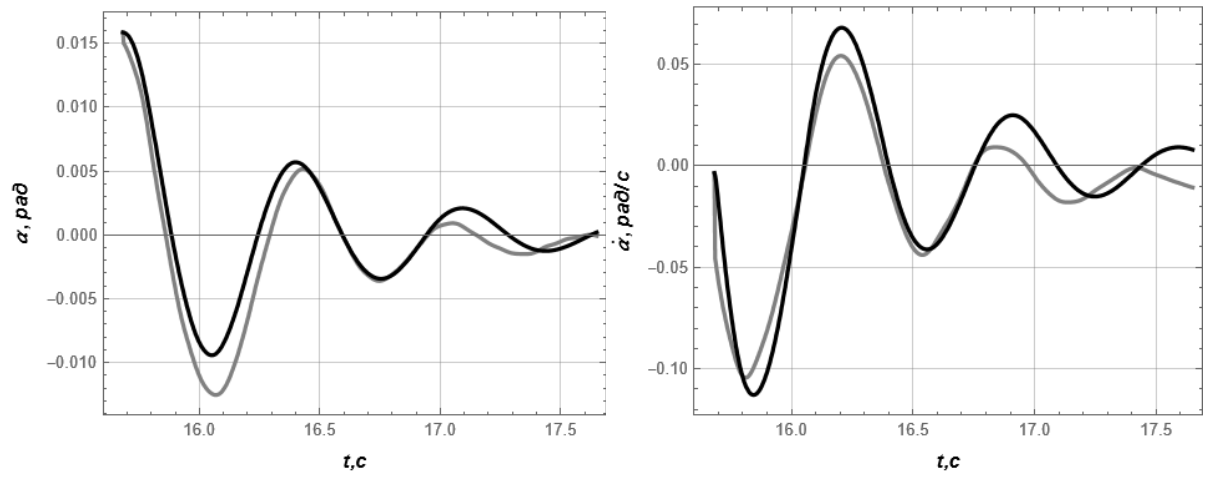
1	2	3	4	5	6
6	0,005917	0,00251	0,0425	0,0150	0,25
7	0,00325	0,00155	0,0218	0,00997	0,90
8	0,00860	0,00310	0,0405	0,0170	0,28
9	0,00585	0,00308	0,0404	0,0176	0,45
10	0,0112	0,00487	0,0782	0,0238	1,55
11	0,00378	0,00199	0,0235	0,00669	0,59

Для порівняння характеристик руху фізичної і математичної моделі пристрою було побудовано графіки кута і кутової швидкості руху пристрою в режимі стабілізації положення рівноваги (рис. 5.1). Графіки для решти варіантів експериментів винесено в Додаток Є.

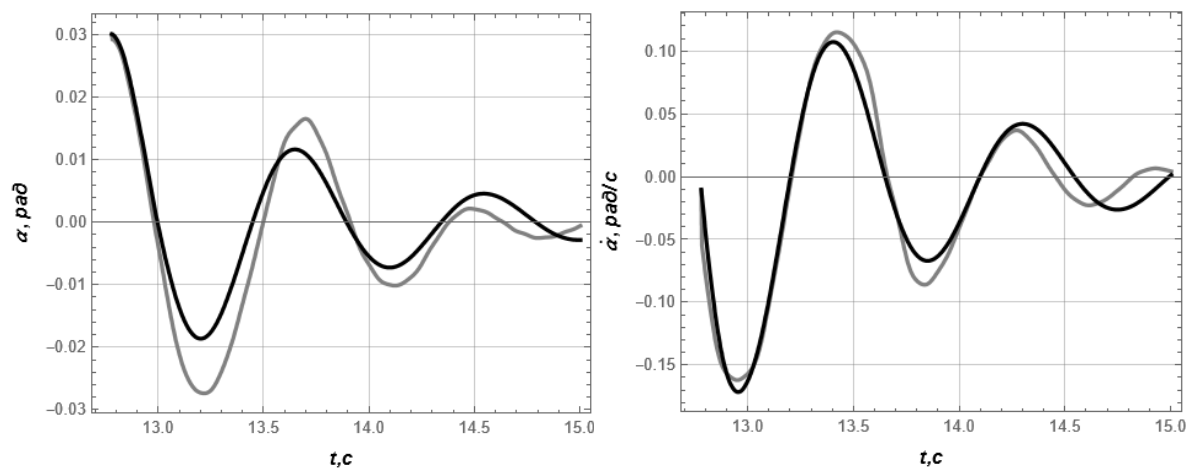
На графіках кута і кутової швидкості нахилу пристрою для експерименту №3 (рис. 5.1, б) видно, що характер руху фізичної і математичної моделі схожий, але період затухаючих коливань дещо відрізняється, як і їх амплітуда. Цей ефект спостерігається в різній степені на графіках решти експериментів. За декрементом згасання коливань експеримент №3 відповідає найкращому показнику декременту ($\lambda=2,11$). Це робить відповідний розв'язок задачі (коефіцієнти ПД-регулятора) найбільш привабливим для використання в якості керування пристроєм в режимі збереження стабілізації свого положення.

Для розв'язку №7 (рис. 5.1, в) теоретичні дані практично співпадають з експериментальними даними, але помітно меншу швидкість згасання коливань ($\lambda=0,9$). Серед отриманих даних найменші похибки моделювання має експеримент №7, але за декрементом згасання він не найкращий.

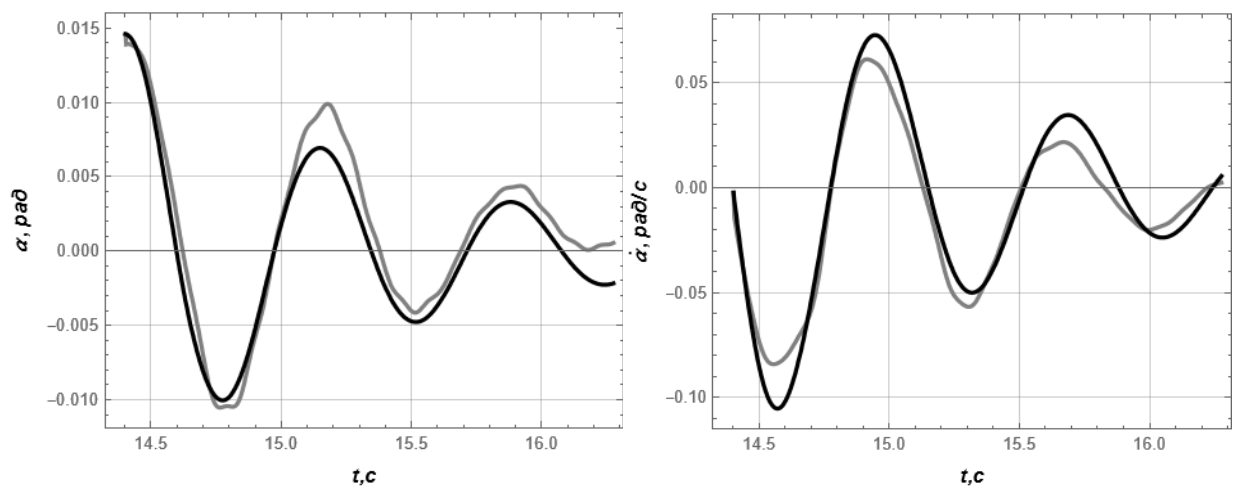
Отримані графіки та числові дані показують неповну відповідність експерименту до математичної моделі, це зумовлене спектром причин.



а)



б)



в)

Рисунок 5.1 – Графіки зміни експериментальних (чорний колір) та теоретичних (сірий колір) кутів та кутових швидкостей нахилу пристрою в процесі стабілізації його положення: а) експеримент №1; б) експеримент №3; в) експеримент №7

Динамічні параметри визначені наближено і вважаються незмінними під час роботи пристрою. Насправді ж відбувається зміна моменту інерції рами, за рахунок зміни відстані від точки опори до центра мас рами.

Для спрощення розрахунків робили припущення, що рама пристрою має рівномірний розподіл маси і відсутній дисбаланс в конструкції, що не в повній мірі відповідає дійсності. Наступний фактор, який вплинув на відхилення експериментальних даних від теоретичних, це припущення, що колесо контактує з поверхнею в одній точці. Насправді такий контакт відбувався у деякій плямі, що вплинуло на геометричні параметри динамічної системи (рис. 3.6). Розглядаючи програмну частину пристрою, неврахованими факторами є швидкодія обчислювальних та виконавчих електронних компонентів, а саме швидкість зчитування і обробки даних гіро-акселерометра та виконання основного коду програми в ядрі мікроконтролера [3]. Не зважаючи на всі неточності вдалось досягти поставленої мета, а саме розробити оптимальне керування рухом пристрою в режимі стабілізації свого положення.

Для перевірки роботи пристрою з корисним навантаженням (додатковою масою) проведено 5 дослідів де маса вантажу на пристрої змінювалась у межах 1-3 кг з кроком 0,5 кг (рис. 5.2).

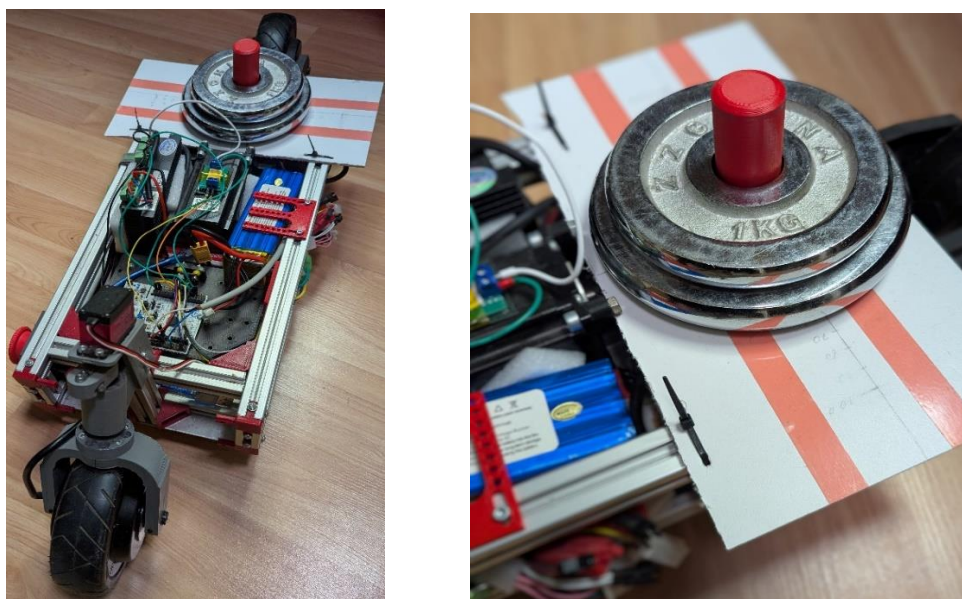


Рисунок 5.2 – Зовнішній вигляд пристрою із додатковою (доданою) масою

В результаті отримали наступні результати (табл. 5.2). Серед отриманих коефіцієнтів варто відмітити диференціальний коефіцієнт k_3 , він значно більший чим у випадку пристрою без вантажу. Це пов'язано зі збільшенням інерційних показників системи і для забезпечення стійкості положення пристрою механізм балансування має різко відповідати на збурення.

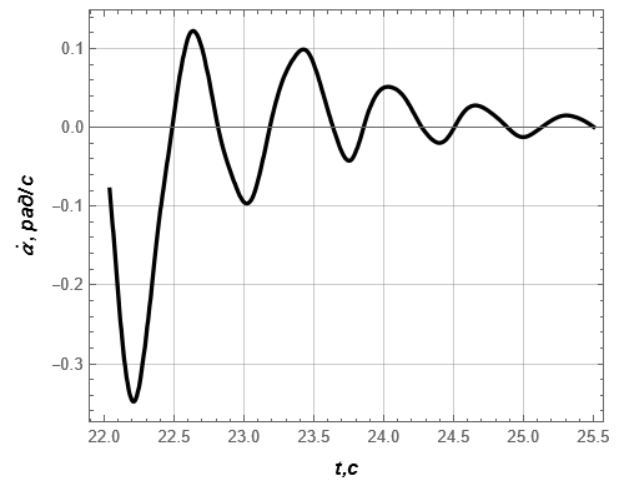
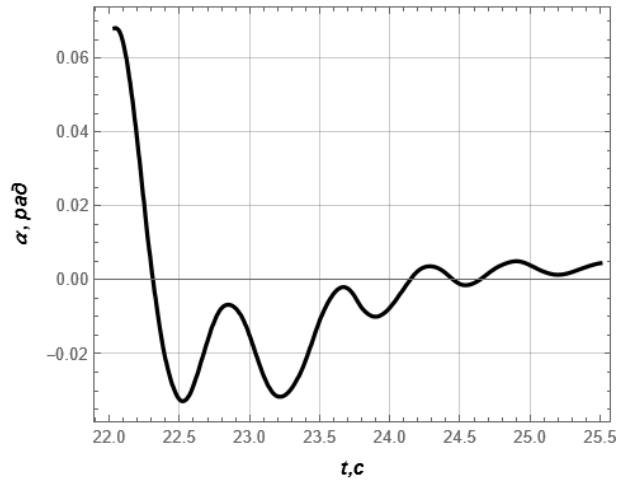
Таблиця 5.2

Результати експериментальних досліджень роботи ПІД-регулятора з додатковою масою

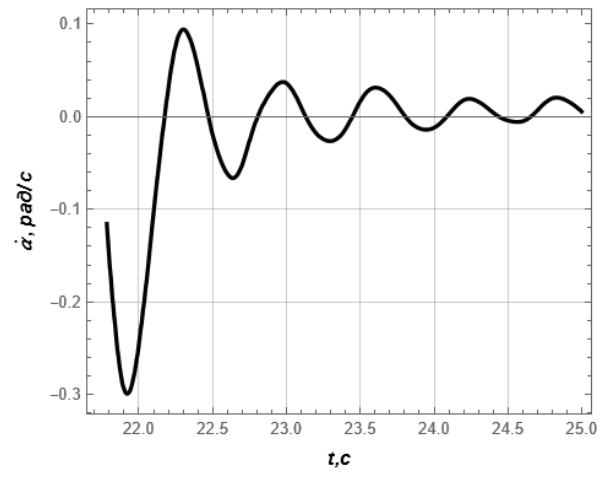
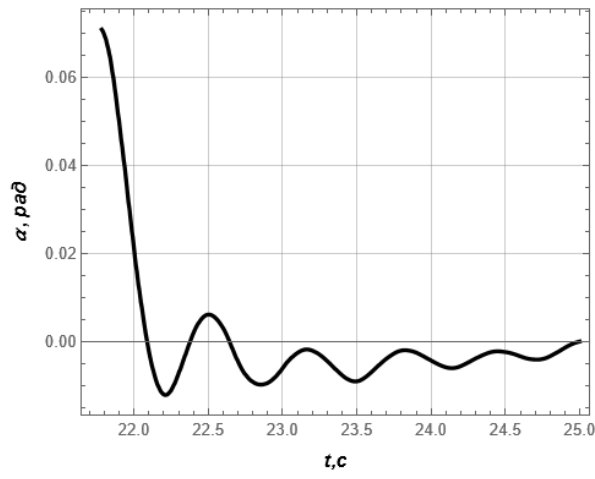
№	Параметри				
	m , кг	k_1	k_2	k_3	t_{pez} , с
1	1	-1,2	-1,7	-0,5	2,5
2	1,5	-1,2	-1,8	-0,6	2,6
3	2	-1,1	-3,5	-0,7	2,5
4	2,5	-1,2	-2,1	-0,75	3,4
5	3	-1,2	-2,0	-0,8	5,0

Порівнюючи час регулювання, починаючи з додаткової маси 2 кг, цей показник має тенденцію на зростання. Це пов'язано зі збільшенням інерційності системи і може бути індикатором наближення до межі збереження стійкості. Тобто при певній масі вантажу пристрій не зможе забезпечити стабілізацію свого положення описаним способом. Про характер руху пристрою під час стабілізації свого положення можна судити з графіків кута і кутової швидкості (рис. 5.3).

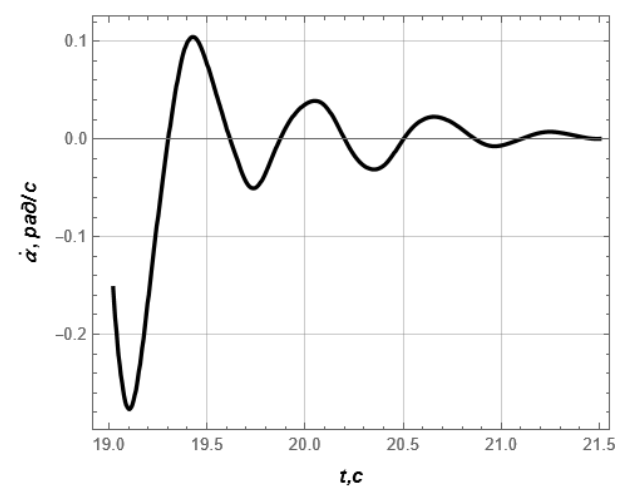
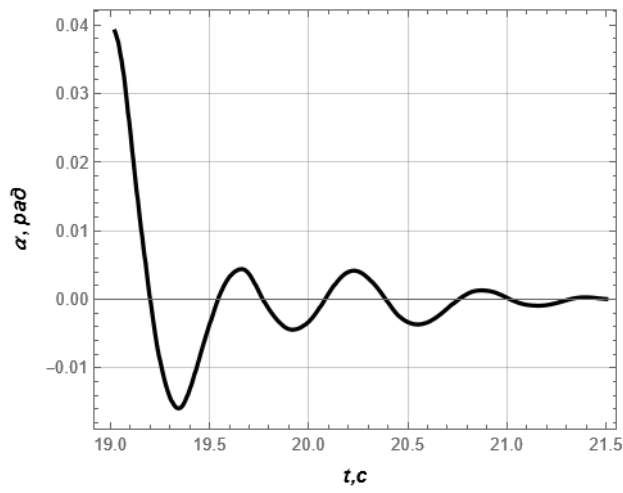
Серед графіків варто відмітити перший і останній. Перший відповідає 1 кг додаткової маси і на графіку кута нахилу пристрою перед виходом пристрою в нульове положення відбувається один цикл коливання та подальший вихід пристрою в стан спокою.



a)



b)



B)

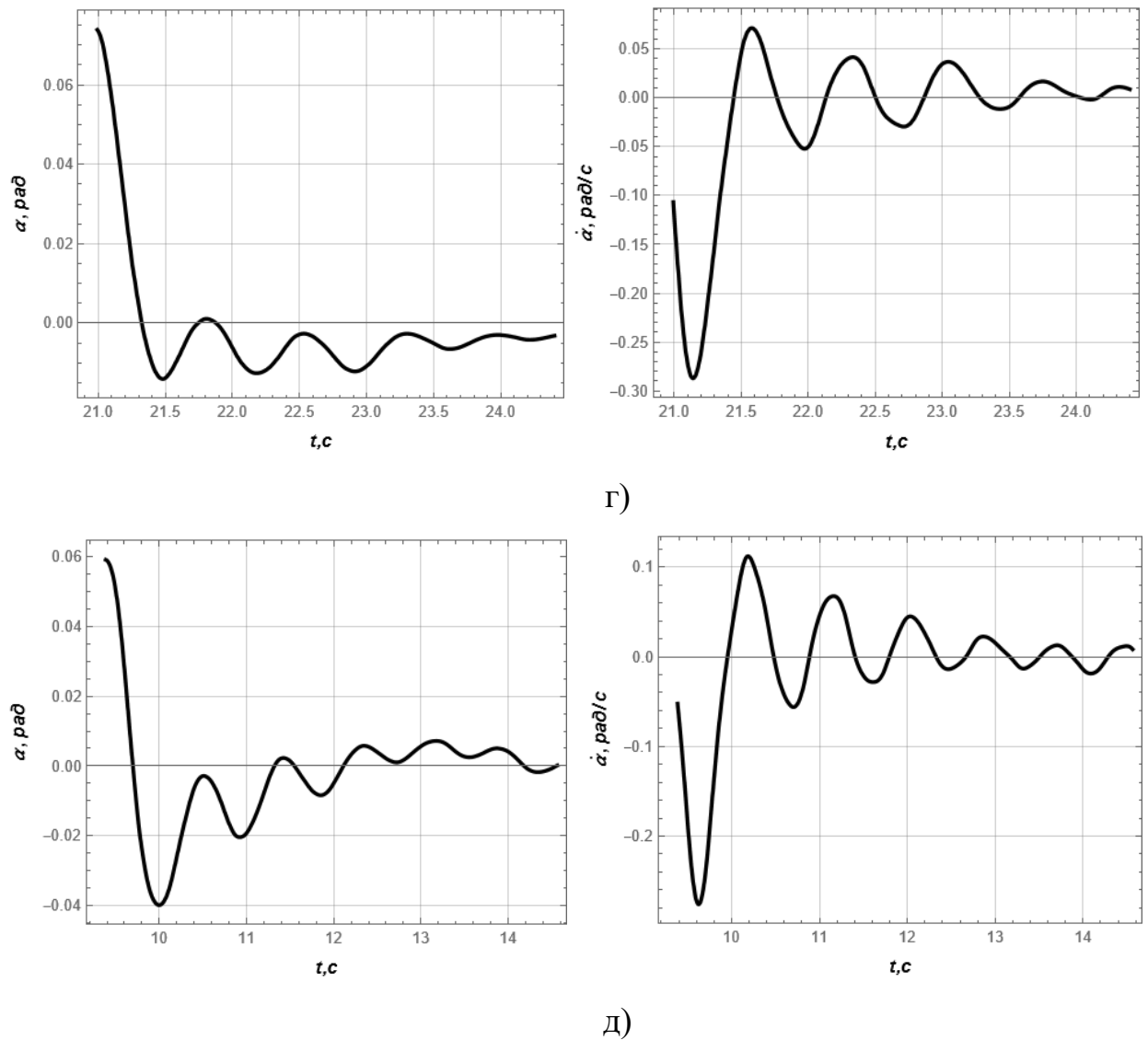


Рисунок 5.3 – Графіки зміни експериментальних кутів та кутових швидкостей нахилу пристрою в процесі стабілізації свого положення з додатковою масою: а) 1 кг; б) 1,5 кг; в) 2 кг; г) 2,5 кг; д) 3 кг

Описане явище викликане накладанням роботи механізму балансування на рух рами пристрою і не вплинуло на забезпечення положення рівноваги пристрою.

З отриманих графіків (рис. 5.2) можна зробити висновок про застосовність методики синтезу оптимального керування рухом пристрою в режимі стабілізації положення рівноваги при дії непередбачених збурень та з додатковим корисним навантаженням.

Додаткова маса впливає на тривалість регулювання, причому такий вплив є нелінійним. Так якщо збільшити масу додаткового вантажу до 3,5 кг, то автоколивання практично не затухають. Очевидно, що подальше збільшення маси може викликати втрату динамічною системою стійкості.

Висновки до п'ятого розділу:

- 1) Для перевірки якості роботи розв'язаних задач синтезу оптимального керування було проведено 11 експериментів та порівняння отриманих результатів з відповідними теоретичними результатами. Оцінка проведена за показниками максимальних та середньоквадратичних похибок кута та кутової швидкості нахилу пристрою. Якість стабілізації положення пристрою визначено за допомогою декременту згасання коливань пристрою.
- 2) При співставленні теоретичних і експериментальних даних отримали показники максимальних ($0,00325 \dots 0,0112$ рад) та середньоквадратичних ($0,00155 \dots 0,00487$ рад) похибок кута нахилу пристрою та показники похибок максимальної ($0,0218 \dots 0,0782$ рад/с) та середньоквадратичної ($0,00669 \dots 0,0238$ рад/с) кутової швидкості нахилу пристрою. Декремент згасання коливань знаходився в межах $0,25 \dots 2,11$. Серед всіх розв'язків найкращим з практичної точки зору є результат експерименту №3, оскільки він відповідає найбільшому декременту згасання коливань. Отриманий результат дав підстави вважати методику дієвою, а задачу синтезу оптимального керування виконаною.
- 3) Для перевірки роботи пристрою із умовами близькими до експлуатаційних було знайдено коефіцієнти регулятора для 5 варіантів, за яких він був навантажений додатковою масою. Проведено експериментальні дослідження роботи пристрою із цими умовами. Оцінку результатів проведено за показником часу регулювання, який знаходився в межах $2,5 \dots 5,0$ с, причому більші значення відповідають більшій масі вантажу. Отриманий результат показує перспективу практичного застосування прототипу пристрою при транспортуванні вантажів незначної маси.

Список використаних джерел до п'ятого розділу:

1. Lowpass Filter / URL:
<https://reference.wolfram.com/language/ref/LowpassFilter.html>
 (Дата звернення 13.04.2025).
2. Логарифмічний декремент згасання коливань / URL:
<https://physics.zfftt.kpi.ua/mod/book/view.php?id=299&chapterid=52> (Дата
 звернення 01.04.2025).
3. Arduino Nucleo F446RE STM32 Nucleo-64 development board with
 STM32F446RE MCU, supports Arduino and ST morpho connectivity/ URL:
<https://www.st.com/en/evaluation-tools/nucleo-f446re.html#documentation>
 (Дата звернення 2.10. 2024).

РОЗДІЛ 6

ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ПРАКТИЧНОГО ЗАСТОСУВАННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ МАЛОГАБАРИТНИХ ВАНТАЖІВ

6.1 Розрахунок вартості розробленого пристрою

Для розрахунку приблизної вартості виготовлення реального пристрою спочатку порахуємо вартість розробленого прототипу. Він має в своїй конструкції складові: раму, механізм балансування, механізм повороту переднього колеса, електричну частину.

Розрахунок вартості рами. Рама пристрою зібрана з алюмінієвого конструкційного профілю 20×20 мм і складається з прямокутної бази розміром 400×200 мм, висотою 80 мм, а також передньої стійки висотою 150 мм. Для з'єднання елементів використано кутники, внутрішні з'єднувачі та стандартні кріплення (болти, гайки). Обшивка виконана з листового алюмінію товщиною 2 мм.

Рама містить в своїй конструкції таку конфігурація профілів:

- 4 шт $\times$ 400 мм (20×20 мм) = 1600 мм
- 2 шт $\times$ 160 мм (20×20 мм) = 320 мм
- 2 шт $\times$ 160 мм (20×40 мм) = 320 мм
- 6 шт $\times$ 40 мм (20×20 мм) = 240 мм
- 1 шт $\times$ 150 мм (20×20 мм) = 150 мм

Загальна довжина профілів 20×20 мм становить 2310 мм = 2,31 м та 20×40 мм: 320 мм = 0,32 м. При ціні за 1 м профілю 20×20 мм 150 грн [1] та для профілю 20×40 мм відповідно 262 грн [2]. Загальна вартість всіх профілів C_{II} знаходиться наступним чином:

$$C_{II} = 2,31 \cdot 150 + 0,32 \cdot 262 \approx 430 \text{ грн.} \quad (6.1)$$

Відповідно обшивка рами знаходиться за сумою площ усіх сторін рами зі сторонами 400x200x80, та складає відповідно 0,176 м². При середній ціні алюмінієвого листа товщиною 2мм 1150 грн/м²[3] вартість обшивки складатиме 202 грн. Відповідно загальна ціна рами без врахування фурнітури складає:

$$C_p = 430 + 202 \approx 632 \text{ грн.} \quad (6.2)$$

Розрахунок вартості механізму балансування. Механізм балансування містить як стандартні деталі, так і виготовленні за допомогою 3Д друку, такі деталі оцінюються по ціні друку 4,9грн[4] за 1г PLA пластику. Механізм балансування складається з таких компонентів:

- Кроковий двигун NEMA 23[5]: 1 шт · 1456 грн ≈ 1456 грн;
- Зубчатий пас HTD-3М (420 мм) [6]: 1 шт · 125 грн ≈ 125 грн;
- Шків HTD-3М[7]: 3 шт · 96 грн ≈ 288 грн;
- Підшипники 608ZZ[8]: 14 шт · 14 грн ≈ 196 грн;
- Шпильки М8[9] 1м: 37 грн;
- 3D-друк деталей механізму балансування та кріплення заднього колеса склав 2450 грн при витраті пластику 500 г.

Відповідно повна ціна механізму балансування складає:

$$C_{MB} = 1456 + 125 + 288 + 196 + 37 + 2450 \approx 4552 \text{ грн.} \quad (6.3)$$

Розрахунок вартості механізму повороту переднього колеса. Він містить як стандартні так і надруковані деталі та має такі складові:

- Сервопривід DS3218[10]: 1 шт · 850 грн ≈ 850 грн;
- Болт М8×140 з шестигранною головкою[11]: 1 шт × 20 грн ≈ 20 грн;
- Підшипники 608ZZ: 2 шт · 14 грн ≈ 28 грн;
- Друковані деталі (муфта, стійка, вилка): орієнтовно 735 грн (150г пластику);

Відповідно повна ціна механізму балансування складає:

$$C_{МП} = 850 + 20 + 28 + 735 \approx 1633 \text{ грн.} \quad (6.4)$$

Розрахунок вартості електричної частини прототипу. В цю категорію входять мотор-колеса, акумулятор, плата керування. Перетворювачі живлення, датчики, драйвери моторів та регулятори обертів мотор-коліс.

- Контролер Arduino Nucleo F446RE[12]: 1 шт · 1387 грн $\approx$ 1387 грн;
- Драйвер крокового двигуна SH750[13]: 1 шт · 1000 грн $\approx$ 1000 грн;
- MPU9250 (гіро+акселерометр+магнітометр) [14]: 1 шт · 310 грн $\approx$ 310 грн;
- Понижуючий перетворювач 5В 2А [15]: 1 шт · 145 грн $\approx$ 145 грн;
- Акумулятор LiPo 6S[16], 3.3Ah (22.2 В): 1 шт · 3240 грн $\approx$ 3240 грн;
- Регулятори оборотів для мотор-коліс[17]: 2 шт · 820 грн $\approx$ 1640 грн;
- Мотор-колеса 250 Вт [18]: 2 шт · 3700 грн $\approx$ 7400 грн;

Загальна вартість електричної частини складає:

$$C_E = 1387 + 1000 + 310 + 145 + 3240 + 1640 + 7400 \approx 16427 \text{ грн.} \quad (6.5)$$

Загальної вартості розробленого прототипу складає:

$$C_{Прот} = C_P + C_{МБ} + C_{МП} + C_E = 632 + 4552 + 1633 + 16427 \approx 23244 \text{ грн.} \quad (6.6)$$

6.2 Розрахунок вартості повноцінного пристрою

При розрахунку орієнтовної вартості повноцінного прототипу двоколісного пристрою для переміщення малогабаритних вантажів потрібно врахувати функціональні складові, якими не обладнаний розроблена версія, але які необхідні для повноцінного застосування в реальних умовах. Такими складовими є:

1) контейнер з електронною системою відкривання-закривання, який кріпитиметься на рамі пристрою і забезпечує надійне кріплення вантажу, що транспортується. Контейнер може бути виготовлений з пластику для економії ваги та вартості;

2) система позиціонування в просторі, реалізована з використанням GPS-модуля, камер, датчиків відстані та лідару. Сюди входить також електронна та програмна частина реалізації «комп'ютерного зору» та планування траєкторії руху. Це дозволить знати точне позиціонування робота та реалізувати планування траєкторії пристрою та враховувати перешкоди, людей, та інших транспортних засобів. Та обирати оптимальний маршрут до точки призначення;

3) механізм підйому пристрою при аварійних ситуаціях (коли пристрій не зміг забезпечити стійкість положення рівноваги з непередбачуваних причин). Це можуть бути телескопічні «ноги» з боків рами пристрою, які з використанням сервоприводів зможуть вивести пристрій в положення рівноваги, в якій пристрій здатен стабілізувати своє положення механізмом балансування;

4) модуль дистанційного керування для відслідковувати положення кожного робота в зоні обслуговування та моніторингу виконання програми та вирішення нештатних ситуацій. Найпростіший спосіб це використання LTE/4G модему, наприклад SIM7600E-H[19] вартістю біля $C_{LTE} \approx 2934$ грн. Таким чином можна відслідковувати телеметрію пристрою, тобто його положення, швидкість заряд батареї, вагу вантажу та стан виконання замовлення;

5) для врахування ваги вантажу при налаштуванні керування пристроєм потрібно додати тензодатчик на дні контейнера. Таким чином відбувається відслідковування і у випадку перевантаження пристрій просто не почне виконання програми. Простим рішенням буде застосування тензOMETричного датка ваги на 20кг з модулем HX711[20], який обробляє

данні з датчиків та повертає значення по ним в цифровому форматі. Ціна такого рішення $C_T \approx 160$ грн.

Для кожного додаткового елемента повноцінної версії пристрою можна прорахувати додаткові затрати виходячи з функціональних одиниць які мають бути. Наприклад в першому випадку це має бути контейнер розміру не більше 400x200x200 з кріпленням до рами пристрою та кришкою з електронним замком, який відкривається коли людина відсканує QR-код на кришці через додаток доставки в телефоні. Тобто потрібно сам контейнер з електрозамком. Якщо виготовити його з профілю, аналогічно рамі пристрою, тоді його ціна буде $800+400 \approx 1200$ грн, відповідно профіль алюмінієвий і обшивка. Таким чином загальна ціна вийде в межах приблизно $C_K \approx 1500$ грн.

Розрахунок вартості системи позиціонування. Нижче наведено орієнтовну вартість базового набору комплектуючих для реалізації точного позиціонування пристрою на основі LiDAR, комп'ютерного зору та GPS. Система передбачає обробку даних на Raspberry Pi 5 16GB.

- Raspberry Pi 5 16GB[21]: 1 шт · 7318 грн ≈ 7318 грн;
- Камера Arducam IMX219 Wide FOV[22]: 1 шт · 1392 грн ≈ 1392 грн;
- RPLIDAR S1 (360°) [23]: 1 шт · 6127 грн ≈ 6127 грн;
- GPS-модуль Ublox NEO-M8N[24]: 1 шт · 1197 грн ≈ 1197 грн;
- Карта пам'яті micro-SD 64GB[25]: 1 шт · 457 грн ≈ 457 грн;

Загальна ціна виходить:

$$C_{GPS} = 7318 + 1392 + 6127 + 1197 + 457 \approx 16491 \text{ грн.} \quad (6.7)$$

Розрахунок вартості механізму підйому пристрою. Цей механізм може бути реалізовано з використанням сервоприводу або лінійного приводу та реалізувати процес підйому пристрою за допомогою надрукованих штовхачів. Вартість такої системи буде визначатись ціною приводів, якщо це сервоприводи, наприклад DS3218, тоді ціна буде $C_{МПід} \approx 850 \cdot 2 \approx 1700$ грн.

Отже, якщо просумувати всі додаткові модулі, вийде загальна ціна пристрою:

$$C_{\text{заг}} = C_{\text{Прот}} + C_K + C_{\text{GPS}} + C_{\text{Mnid}} + C_{\text{LTE}} + C_T \approx 23244 + 1500 + 16491 + 1700 + 2934 + 160 \approx 46029 \text{ грн.} \quad (6.8)$$

Таким чином орієнтовна ціна комплектуючих повноцінного функціонального пристрою складає 46029 грн, що співставно з вартістю середнього електросамоката. Звісно в цю ціну не входить вартість розробки та конструкції та програмного забезпечення, також не включена вартість роботи по збірці робота та виготовлення (порізка) елементів рами та 3Д друк. Також не включені витрати на логістику. Але при серійному виробництві загальна вартість має значно зменшитись. Так вартість одиниці при виробництві 100 штук на 20-30% менша за вартість прототипу.

6.3 Рекомендації до вибору компонентів пристрою

При розробці і тестуванні прототипу пристрою можна відмітити шляхи покращення та способи зекономити без втрати функціональності та продуктивності.

Рама. Використання конструкційних алюмінієвих профілів в серійному виробництві не є виправданою, значно дешевше буде використати конструкцію з сталевих профілів, вони в 2-4 рази дешевші і їх легко зварювати. Також слід зауважити, що рама має бути з захистом IP54[26] для безпеки внутрішній електронних компонентів та довготривалої експлуатації в умовах дощів та пилу.

Мотор-колеса. Для пристрою типу-самокат достатньо мати одне мотор колесо, причому це має бути безредукторне колесо з безколекторним двигуном з датчиками Холла, сумарною потужністю до 500 Вт. Бажано брати

литі або надувні покритишки 8-10 дюймів. З напругою живлення 24–36 В, що оптимально для 6S акумулятора.

Датчики. В якості інерційних датчиків краще використовувати більш дорогі аналоги MPU9250, наприклад BNO055[27], який має вбудований фільтр Калмана, автоматичну корекцію та значно менший рівень шумів і похибок. Для датчика повороту механізму балансування краще використати магнітні датчики повороту типу AS5600[28]. Він одразу передає дані кута повороту в оцифрованому вигляді, також має мінімальні шуми.

Привід механізму балансування. Використання крокового двигуна в якості приводу механізму балансування з однієї сторони полегшило процес розробки програми керування, але з іншої він має недостачу в крутному моменті та підвищене споживання енергії, навіть в стані спокою. Тому для виконання цього завдання краще підійдуть сервомотори. Вони позбавлені таких недоліків.

Для покращення надійності конструкції надруковані деталі можна адаптувати під лиття під тиском, або для виготовлення з алюмінію на станках з програмним числовим керуванням.

Для покращення часу автономної роботи доцільніше використати li-ion акумулятори, вони мають більшу питому енергоємність ніж li-ро.

В якості привода механізму повороту переднього колеса краще використати сервопривід з редуктором, або аналог з мінімальними зазорами в редукторі для кращого відпрацювання керування в русі.

6.4 Розрахунок прибутковості застосування

Для визначення економічної доцільності застосування пристрою було проведено розрахунок прогнозованих витрат на обслуговування та ремонт такого пристрою. Та виконано порівняння з кур'єром, що пересувається на електросамокаті.

Перед початком розрахунку визначимо умови роботи для обох варіантів. Це мікрорайон Варшавський, який має максимальну відстань доставки 2,5 км, тобто 5 км на ходку. Для подолання одного кілометра відстані кур'єр на самокаті витрачає 9,2 Вт·год енергії батареї, якщо взяти до уваги те, що робот-самокат важить близько 10 кг, а електросамокат з людиною близько 80 кг, тоді енергії на транспортування буде витрачатись у 8 разів менше, тобто 1,15 Вт·год. На одну ходку кур'єр на самокаті буде витрачати 46 Вт·год та зробить близько 6 ходок на одному заряді батареї, в той же час робот-самокат може зробити 48 ходки та використає 5,75 Вт·год електроенергії. Враховуючи, що середньостатистичний кур'єр на самокаті робить 20-25 ходок за зміну, він буде змушений 4-5 разів заряджати або міняти акумулятор, в той же час роботу достатньо однієї зарядки на зміну. Це зменшує витрати на електроенергію і продовжує строк служби акумулятора. Припустимо, що робот і людина виконують однакову кількість доставок за рік $20 \cdot 365 = 7300$ доставок.

Розрахунок річних витрат на одного робота-самоката. В перший рік застосування враховується базова вартість робота. За рік застосування при ціні за 4,32 грн за 1 кВт·год робот використає енергії вартістю:

$$C_{\text{Енергії}} = 7300 \cdot 5,75 / 1000 \cdot 4,32 \approx 182 \text{ грн.} \quad (6.9)$$

При цьому акумулятор здійснить 365 циклів заряду-розряду, в середньому акумулятори електросамокатів мають близько 500-1000 циклів до заміни батареї, тобто таку заміну потрібно буде робити кожні 2 роки. При вартості акумулятора 3240 грн, тоді кожний рік 1620 грн буде йти на знос акумулятора. Для функціонування парку з роботами-самокатами необхідно мати обслуговуючий персонал, на 20 роботів достатньо 2 людини для контролю за процесом доставки та вирішення непередбачених проблем та обслуговування роботів за необхідністю. Умовно вони мають зарплатню по 25 тисяч грн кожен, тоді за один рік для утримання одного робота буде витрачатись:

$$C_{перс} = 2 \cdot 25000 \cdot 12 / 20 \approx 30000 \text{ грн.} \quad (6.10)$$

Таким чином сума витрат для утримання одного робота в парку з 20 одиниць в перший рік буде складати:

$$C_{роб} = 46029 + 182 + 1620 + 30000 \approx 77\,831 \text{ грн.} \quad (6.11)$$

Починаючи з другого року ця сума зменшиться на 46 029 грн і буде складати 31 802 грн.

Розрахунок річних витрат на одного кур'єра на самокаті. За рік роботи кур'єра за 7300 доставок витрать електроенергії на суму:

$$C_{ЕКур} = 7300 \cdot 46 / 1000 \cdot 4,32 \approx 1450 \text{ грн.} \quad (6.12)$$

При цьому акумулятор здійснить 2190 циклів заряду-розряду, тобто заміну акумулятора потрібно буде робити 2 рази на рік. Це виходить кожний рік 6480 грн буде йти на заміну акумулятора.

Взявши заробітну плату кур'єра за місяць близько 15000 грн, за рік він отримає 180000 грн зарплати. Тоді сумарні затрати на утримання одного кур'єра на самокаті складуть:

$$C_{КурЗаг} = 1450 + 6480 + 180000 \approx 187930 \text{ грн.} \quad (6.13)$$

Таким чином собівартість однієї доставки людиною-кур'єром складатиме 25,7 грн. В той же час робот в перший рік робитиме це за 10,7 грн, а в другий і подальші роки за 4,36 грн. Виходить економічна доцільність застосування робота-самоката в 2-5 разів вища ніж людини-кур'єра на самокаті.

Висновки до шостого розділу:

- 1) Вартість розробленого прототипу складала 23244 грн без врахування витрат на розробку та інженерію. Для повноцінного застосування пристрою він потребує модернізації, яка збільшує вартість до 46 029 грн, що співставно з вартістю звичайного серійного електросамоката середнього цінового сегменту. Це показує наскільки дешевим може бути конструкція пристрою і те, що основна цінність полягає в інтелектуальній складовій розробки такого пристрою.
- 2) Конструкція пристрою та вибір його складових мають перспективи до вдосконалення та покращення. Вони полягають в використанні тільки одного приводного колеса, що здешевлює вартість без втрати функціональності. Застосування більш якісних датчиків (інерційний датчик, датчик повороту) покращать якість зворотного зв'язку і керування в цілому. Застосування серводвигуна замість крокового двигуна в механізмі балансування забезпечить кращу роботу та енергоефективність, що важливо для автономних систем.
- 3) Розрахунок витрат на утримання одного робота-самоката в парку обсягом 20 одиниць показав показники менші в порівнянні з людиною-кур'єром на електросамокаті. Причому в перший рік рівень витрат менший у 2,4 рази, а в другий рік у 5 разів на одну доставку. Це показує перспективи та економічну доцільність використання пристрою для транспортування малогабаритних вантажів.

Список використаних джерел до шостого розділу

1. Алюмінієвий верстатний профіль 20х20 / URL: https://alu.shop/machine-profile/20-series/stanochanii-profil-20-20-bp/?gclid=CjwKCAjwz_bABhAGEiwAm-P8YXf22e8kpw2ZcuJNiDw5v7UaaHwbsZcoqVCHhrJuMTZohv2YkrTJJxoCfnYQAvD_BwE (Дата звернення 10.05.2025).
2. Алюмінієвий верстатний профіль 20х40 / URL: <https://alu.shop/machine-profile/20-series/stanochanii-profil-40-20-bp/> (Дата звернення 10.05.2025).
3. Лист алюмінієвий 2мм / URL: https://metal.laris.ua/alyuminievyy-list/list-alyumnviy-2-mm-1h2-1050-h14-h24/?utm_source=google&utm_medium=cpc&utm_campaign=PMax_main_categories&utm_content=&utm_term=&gad_source=1&gad_campaignid=22263935254&gbraid=0AAAAADGxIT4fRfVq-DsuWazU90kWl_WRT&gclid=CjwKCAjwz_bABhAGEiwAm-P8YU4DIoSEusjsHPpo6cFCxSCVTxG_Zjl5NBist1u2yK-XRLOAc5y1YhoCqNgQAvD_BwE (Дата звернення 10.05.2025).
4. Послуги 3Д друку / URL: <https://3ddevice.com.ua/3d-%D0%B4%D1%80%D1%83%D0%BA/?srsltid=AfmBOorHkN6y1Ed5K7zJAb2-sOI7NXEtkvE5-AIJIVf1lWR1mMZk7ek0> (Дата звернення 10.05.2025).
5. Кроковий двигун NEMA23 / URL: https://cncprom.ua/ua/p1320598179-dvigatel-shagovyy-57byg250d.html?source=merchant_center&gad_source=1&gad_campaignid=22084780481&gbraid=0AAAAAC4E4eGjrS5WPIBy3T9PpLCH4ktDq&gclid=CjwKCAjwz_bABhAGEiwAm-P8YVtbzLnTLR093KFCJeauZzLjK4uoi-bi7y0KFndfIW71qP9opIioXxoCpwAQAvD_BwE (Дата звернення 10.05.2025).

6. Зубчатий пас HTD3М 420мм / URL: <https://cncprom.ua/ua/p1974840700-zubchatyj-remen-zamknutyj.html> (Дата звернення 10.05.2025).
7. Зубчатий шків HTD3М-AF-W17-Z18-D8 / URL: <https://cncprom.ua/ua/p1401079503-shkiv-zubchatyj-htd3m.html> (Дата звернення 10.05.2025).
8. Підшипник 608ZZ / URL: https://pidshypnyk.com/pidshipnik-608-zz-gost180018-cx-polshcha8kh22kh7-mm-kulkoviy-radialniy-odnoryadniy-zakritiy/?srsltid=AfmBOooAemMJFL_witpPiCB1FShBTplaBsePysD9XZo0xHv4uW0fOZHs (Дата звернення 10.05.2025).
9. Шпилька М8х1000 / URL: <https://epicentrk.ua/shop/rezbovoy-sterzhen-metricheskiy-din-975-8x1000-mm.html> (Дата звернення 10.05.2025).
10. Сервопривід DS3218 / URL: http://www.carprc.com.ua/index.php?route=product/product&product_id=66 (Дата звернення 10.05.2025).
11. Болт М8х140 / URL: https://epicentrk.ua/ua/shop/bolt-metricheskiy-8x140-mm-ves-klas-prochnosti-8-8-expert-fix.html?utm_source=google&utm_medium=cpc&adtype=pla&product_channel=online&gad_source=1&gad_campaignid=19758768386&gbraid=0AAAADLlb1Msom_msgDWLNpREoyJ3_M8b&gclid=CjwKCAjwz_bABhAGEiwAm-P8YW6R1ctR3ijoC2NFxMXZviQ6ACWO6xVN3D1BXXp7lWKpBiuK_Dg6nxoCnwcQAvD_BwE (Дата звернення 10.05.2025).
12. Мікроконтролер STM32 NUCLEO-F446RE/ URL: https://prom.ua/ua/p2597865127-modul-stm32-nucleo.html?utm_source=google_pmax&utm_medium=cpc&utm_content=pmax&utm_campaign=Pmax_cpa_50_tehnika_i_elektronika&gad_source=1&gad_campaignid=20928469390&gbraid=0AAAAADBxJSXHqGGUkPkElr_Jxvf8ZeHWc&gclid=CjwKCAjwz_bABhAGEiwAm-P8YQ2d9sA4B1PCG94Bcxus9_ndvdKnt3Ag07EhoSupuFpjQ5yfmU8JJBoClOQQAvD_BwE (Дата звернення 10.05.2025).

13. Драйвер крокового двигуна SH750 / URL:
https://uamper.com/index.php?route=product/product&path=377&product_id=7310&gad_source=1&gad_campaignid=20839106384&gbraid=0AAAAADk5dvprbyrvsZZFxIImsgoOQfhsw&gclid=CjwKCAjwz_bABhAGEiwa_m-P8Yb9fHjEQ7ilXjwStyG68tLgplAEODGIUuWUwkV0p6nHBTsUZUbwxtBoCA6kQAvD_BwE (Дата звернення 10.05.2025).
14. Модуль GY-91 MPU-9250 / URL:
https://www.rcscomponents.kiev.ua/product/modul-tsyfrovoi-kompas-hiroskop-gy-91-mpu-9250_203212.html (Дата звернення 10.05.2025).
15. Понижуючий DC-DC перетворювач 5В/5А / URL:
<https://arduino.ua/prod3454-ponijaushhii-dc-dc-preobrazovatel-5v5a-tps40057> (Дата звернення 10.05.2025).
16. Аккумулятор 22.2V 3300mAh Li-Po / URL:
<https://modelistam.com.ua/akkumulyator-fullymax-222-3300mah-70c-xt60-p-38406/> (Дата звернення 10.05.2025).
17. Контролер мотор-коліс FARAD 36V-48V 350W/ URL:
<https://velomotor.ua/kontroller-farad-36v-48v-350w-18a-new-dlya-elektrovelosipedov-i-besshchetochnyh-motor-koles.html> (Дата звернення 10.05.2025).
18. Мотор колесо 24v250w(500w) 6.5 дюймів, з монолітною гумовою покришкою / URL:
https://voltabikes.ua/index.php?route=product/product&product_id=3738 (Дата звернення 10.05.2025).
19. Модуль зв'язку SIM7600E-H / URL: https://arduino.ua/prod3020-modyl-svyazi-im7600e-h-lte-cat-4-4g3g2g-gnss-dlya-raspberry-pi-ot-waveshare?srsltid=AfmBOooJvZpNxCLhhlXE_410iyOnR7zMqJ2qbVCR6wM2wzJ8oWzC3MD (Дата звернення 10.05.2025).
20. Тензодатчик 20кг з модулем HX711 / URL:
<https://diyshop.com.ua/ua/datchik-vesa-tenzodatchik-modul-vesov-20-kg-s->

modulem-

hx711?srsltid=AfmBOor84ATC_ZMqygUytPNitDZV5drjBug3jI7EBVGg8KBto8ndicxh (Дата звернення 10.05.2025).

21. Raspberry Pi 5 - 16ГБ / URL: <https://arduino.ua/prod7515-raspberry-pi-5-16gb?srsltid=AfmBOopHCnaoCx-aD6ZTjCBguwryrt2rXJmX092LncdAJvjtUUFbhldQ> (Дата звернення 10.05.2025).
22. ArduCam IMX219 8 Мрх 1/4" / URL: https://prom.ua/ua/p2589349392-arducam-imx219-mpx.html?utm_source=google_pmax&utm_medium=cpc&utm_content=pm-ax&utm_campaign=Pmax_cpa_50_tehnika_i_elektronika&gad_source=1&gad_campaignid=20928469390&gbraid=0AAAAADBxJSXHqGGUkPkElr_Jxvf8ZeHWc&gclid=CjwKCAjwz_bABhAGEiwAm-P8YVKLO0KC20xmhrtBIORPV9p-TUqzyGlkyiWVREeuuJaWwuEBmhNmmhoCd08QAvD_BwE (Дата звернення 10.05.2025).
23. RPLIDAR C1 - лазерний сканер 360° / URL: https://prom.ua/ua/p2531155023-rplidar-lazernyj-skaner.html?utm_source=google_pmax&utm_medium=cpc&utm_content=pmax&utm_campaign=Pmax_cpa_avtomobilnye_diagnosticheskie_skanery_265945592&gad_source=1&gad_campaignid=21938464274&gbraid=0AA-AAAAADBxJSWOLaXTBxoHnHDhdXIFp8GDo&gclid=CjwKCAjwz_bABhAGEiwAm-P8YZiulvxYzBbGP4-S--cW7gj5yI0FDxtBlGzpioJ2b1w2Q-iOkYTpfxoCmGMQAvD_BwE (Дата звернення 10.05.2025).
24. GPS модуль Ublox NEO-M8N / URL: <https://arduino.ua/prod1152-gps-modyl-ublox-neo-m8n-s-kompasom?srsltid=AfmBOoqSVHI-WVhcmR-k8bzFqQehI-MwV4tkI8XoieS36A8r9I6DwrOF> (Дата звернення 10.05.2025).
25. Карта пам'яті SanDisk 64GB microSD class 10 / URL: https://brain.com.ua/ukr/Karta_pam_yati_SanDisk_64GB_microSD_class_1

[0_UHS-I_U3_V30_Extreme_SDSQXAH-064G-GN6MN-p1066435.html?utm_content=shopping&gad_source=1&gad_campaignid=17336023386&gbraid=0AAAAADeyRd4Cs7P3WaEmHCsEurdgtlqlA&gclid=CjwKCAjwz_bABhAGEiwAm-P8YcN4uj_oN1WvkGFAQtFPhsALfd13idt2ZW-tVyQ96y2JUSOVCadhtRoCtKgQAvD_BwE](https://www.unilem.com.ua/ua/jak-pravilno-obrati-svitilnik-za-stupenem-zahistu-ip) (Дата звернення 10.05.2025).

26. Класифікація ступеней захисту IP / URL: <https://unilem.com.ua/jak-pravilno-obrati-svitilnik-za-stupenem-zahistu-ip> (Дата звернення 10.05.2025).
27. Датчик абсолютної орієнтації BNO055 / URL: <https://1wire.com.ua/bno055-9-dof-datchik.html> (Дата звернення 10.05.2025).
28. AS5600 - магнітний поворотний енкадер / URL: <https://1wire.com.ua/as5600-magnitnij-povorotnij-jenkoder.html> (Дата звернення 10.05.2025).

ВИСНОВКИ

У дисертації розв’язана актуальна науково-прикладна задача підвищення ефективності доставки малогабаритних вантажів шляхом розробки конструкції відповідного пристрою та синтезу оптимального керування його рухом у режимі стабілізації положення. Отримані результати є основою для створення повноцінного функціонального пристрою. Основні висновки роботи зводяться до наступного:

1. На основі аналізу існуючих досліджень встановлено перспективність застосування двоколісних нестійких пристроїв типу самокат для переміщення малогабаритних вантажів. Окреслено переваги таких платформ щодо мобільності, енергоефективності та вартості. Визначено потребу в застосуванні механізмів балансування та синтезу оптимального керування рухом таких пристроїв.
2. Розроблено концепцію та виготовлено фізичну модель пристрою для транспортування малогабаритних вантажів для доставки у міських умовах з урахуванням обмежень швидкості (25 км/год), потужності електроприводів (до 1 кВт сумарно) та вантажопідйомності (не менше 5 кг). Прототип містить механізм балансування, який працює за принципом зміщення центра ваги пристрою відносно точок опори. Розроблено алгоритм керування рухом пристрою та реалізована апаратна частина, яка дозволяє реалізувати перевірку керування пристроєм в режимі стабілізації свого положення під час зупинки.
3. Побудовано математичну модель прототипу пристрою з використанням двох підходів: «чорна скриня» та «сіра скриня». Перший з них реалізовано з використанням експериментальних даних роботи пристрою та рекурентних нейронних LSTM мереж. Відносні похибки прогнозування на часовий крок вперед при цьому становили $e_{RMS.\%} = 0,881\%$ та $e_{\max} = 1,68\%$. Другий підхід реалізовано шляхом побудови динамічної моделі пристрою та визначення невідомих динамічних

параметрів пристрою, ґрунтуючись на експериментальних даних його роботи. Невідомі параметри моделі (моменти інерції рами $I_{I\kappa}=5,52\cdot 10^{-4}$ кг·м² та колеса $I_{\kappa\kappa}=2,75\cdot 10^{-3}$ кг·м², маса колеса $m_{\kappa}=3,31\cdot 10^{-1}$ кг) знайдено шляхом застосування критерію оптимізації та оптимізаційного алгоритму RING-ROT-PSO. Отримані математичні моделі придатні для подальшого синтезу оптимального керування стабілізації положення пристрою.

4. Поставлено задачу синтезу оптимального керування стабілізацією пристрою з використанням ПІ- та ПІД-регуляторів. Для досягнення задачі використано комплексний критерій оптимізації, його мінімізація виконана із використанням методу VCT-PSO. Розв'язано задачі для кожного регулятора для 11 наборів вагових коефіцієнтів критерію. Визначено оптимальні коефіцієнти ПІД-регулятора ($k_1=-2,113$, $k_2=-1,747$, $k_3=-4,92\cdot 10^{-6}$), що забезпечують найкращі показники середньоквадратичних та максимальних кутових прискорень кута нахилу пристрою ($\ddot{\alpha}_{RMS}=42...2,38\cdot 10^2$ рад/с², $\ddot{\alpha}_{max}=5,43\cdot 10^2...3,32\cdot 10^3$ рад/с²) та механізму балансування ($\ddot{\beta}_{RMS}=89...5,01\cdot 10^2$ рад/с², $\ddot{\beta}_{max}=1,25\cdot 10^3...7,01\cdot 10^3$ рад/с²). Час регулювання при цьому склав 0,111 с. Введення диференційної складової дозволило зменшити максимальні кутові прискорення до 20 разів, а середньоквадратичні — до 4,8 разів, що підтверджує ефективність використання ПІД-регулятора для стабілізації положення пристрою.
5. Було проведено 11 експериментів та порівняння отриманих результатів з відповідними теоретичними результатами. При співставленні теоретичних і експериментальних даних отримали показники максимальних (0,00325...0,0112 рад) та середньоквадратичних (0,00155...0,00487 рад) похибок кута нахилу пристрою та показники похибок максимальної (0,0218...0,0782 рад/с) та середньоквадратичної (0,00669...0,0238 рад/с) кутової швидкості нахилу пристрою. Декремент згасання коливань знаходився в межах 0,25...2,11. Додатково проведено

5 експериментів з корисною вагою. Отриманий результат дає підстави вважати задачу синтезу оптимального керування рухом пристроєм для транспортування малогабаритних вантажів виконаною.

6. Було проведено розрахунок вартості розробленого пристрою (23244 грн) та повноцінного прототипу (46029 грн). Дано рекомендації до комплектуючих та складових для покращення якості і вартості пристрою. Економічний розрахунок доцільності застосування пристрою в порівнянні з кур'єром на самокаті. В результаті розрахунку в перший рік рівень витрат менший у 2,4 рази, а в другий рік у 5 разів на одну доставку, що показує економічну доцільність використання пристрою для транспортування малогабаритних вантажів.

ДОДАТКИ

Додаток А

Комплектуючі та деталі, які містяться в конструкції фізичної моделі пристрою для транспортування малогабаритних вантажів



а)



б)



в)

Рисунок А1 – Приводи пристрою:

а) мотор-колеса з датчиками Хола; б) сервопривод DS3218MG; в) кроковий двигун 57BYGH2100-4004A-8;



а)



б)

Рисунок А2 – Драйверы приводів:

а) драйвер крокового двигуна SH-750; б) регулятори обертів для мотор-колів



а)



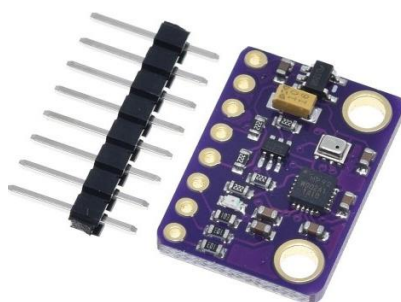
б)

Рисунок А.3 – Елементи живлення пристрою:

а) акумулятор 6S 22.2В 3,3А·год; б) понижуючий перетворювач на 5 В



а)



б)



в)

Рисунок А.4 – Плата керування і датчики:

а) мікроконтролер STM32 Nucleo F446RE; б) MPU9250 в складі модуля GY91; в) потенціометр ALPS номіналом 10 кОм



Рисунок А.5 – Аварійна кнопка обертова з фіксацією XB2-BS542 1NC «гриб»

Додаток Б

Схема задіяних виводів мікроконтролера STM32F446RE в пакеті CubeMX середовища програмування STM32Cube IDE

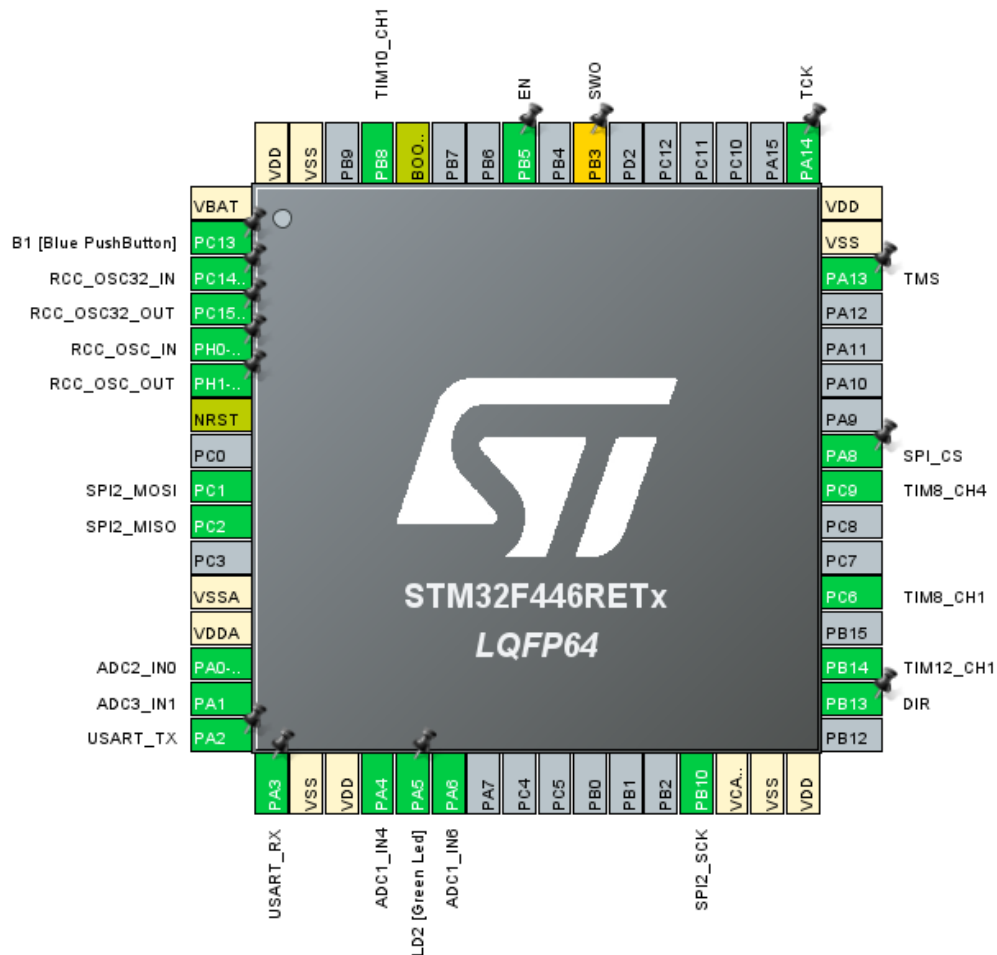


Рисунок Б.1 – Схема мікроконтролера із позначенням задіяних виводів мікроконтролера STM32F446RE в пакеті CubeMX середовища програмування STM32Cube IDE

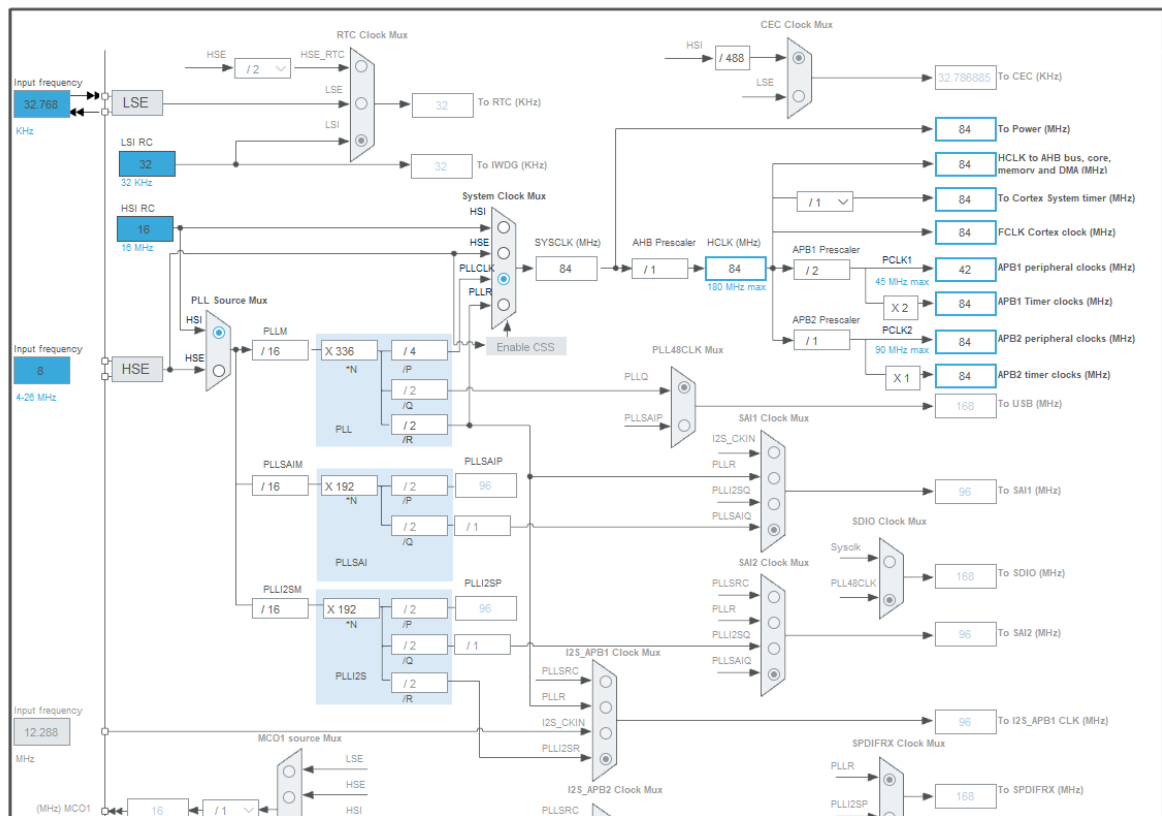


Рисунок Б.2 – налаштування тактування основного ядра та периферії мікроконтролера

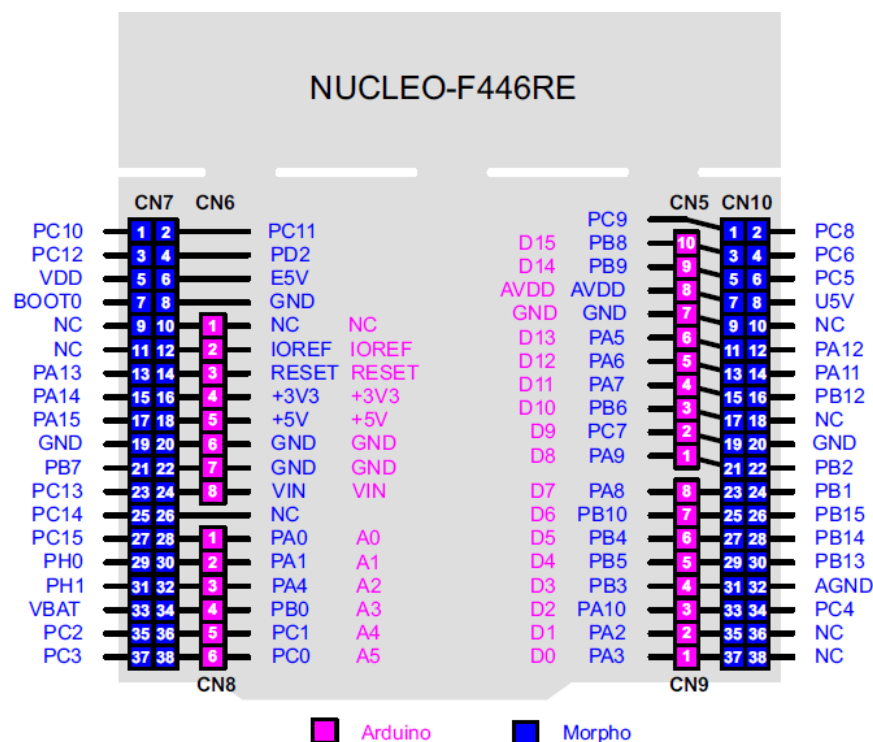
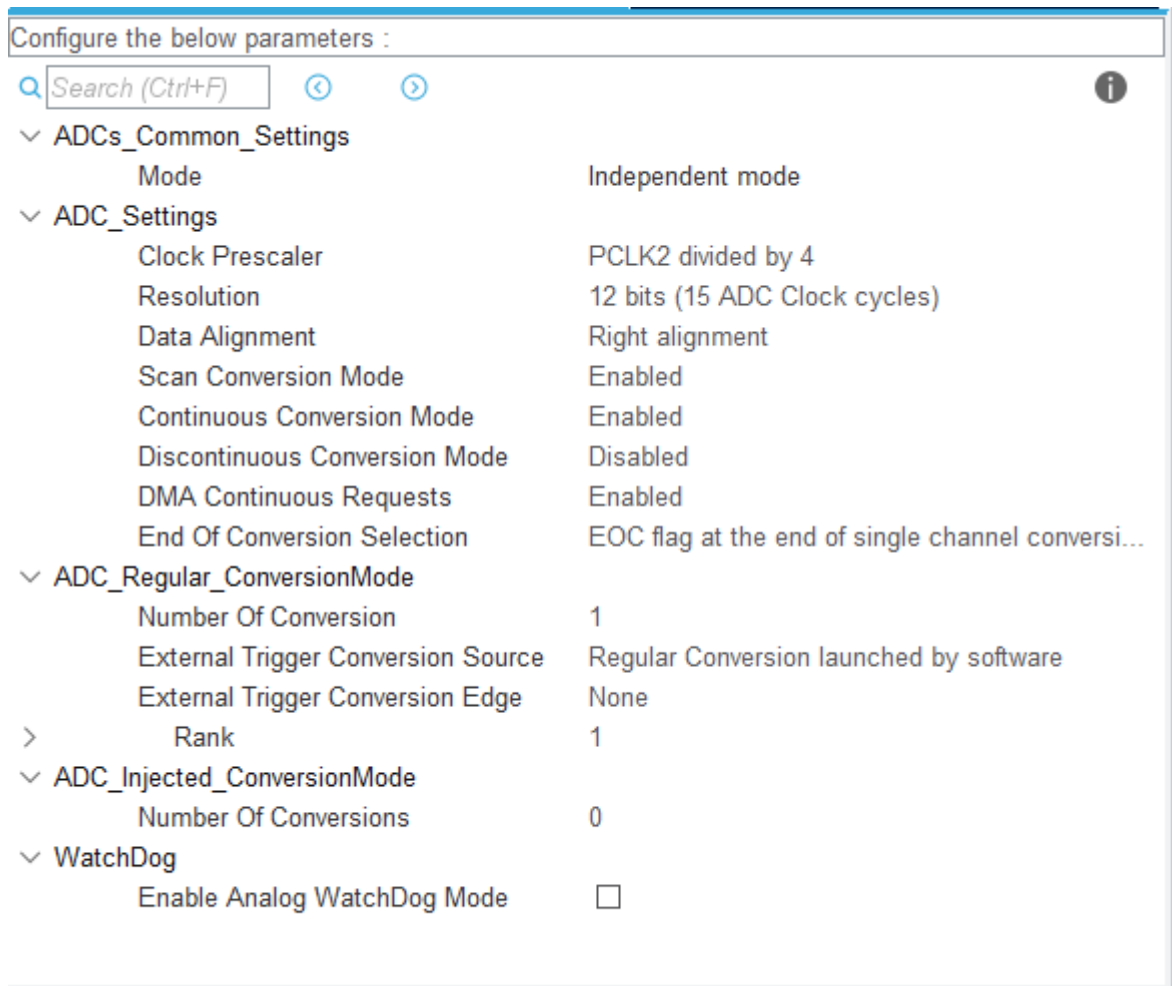


Рисунок Б.3 – Назви та розміщення виводів мікроконтролера Arduino Nucleo

Рисунок Б.4 – функціональна блок-схема мікроконтролера STM32 F446RE



✓ Parameter Settings	✓ User Constants	✓ NVIC Settings	✓ DMA Settings	✓ GPIO Settings
DMA Request	Stream	Direction	Priority	
ADC2	DMA2 Stream 2	Peripheral To Memory	Low	

Рисунок Б.5 – Налаштування АЦП для визначення даних кута відхилення механізму балансування за допомогою резистивного датчика

Опитування резистивного датчика відбувається в безперервному режимі окремо від основної програми. Це реалізовано з використанням DMA тобто безпосереднього доступу до пам'яті.

TIM8 Mode and Configuration	
Mode	
Slave Mode	Disable
Trigger Source	Disable
Clock Source	Disable
Channel1	PWM Generation CH1
Channel2	Disable
Channel3	Disable
Channel4	PWM Generation CH4
Combined Channels	Disable
☒ Activate-Break-Input	
☒ Use ETR as Clearing Source	
☐ XOR activation	
☐ One Pulse Mode	

Рисунок Б.6 – Налаштування режимів таймера №8 для формування ШІМ сигналу керування сервоприводом повороту переднього колеса (канал 1)

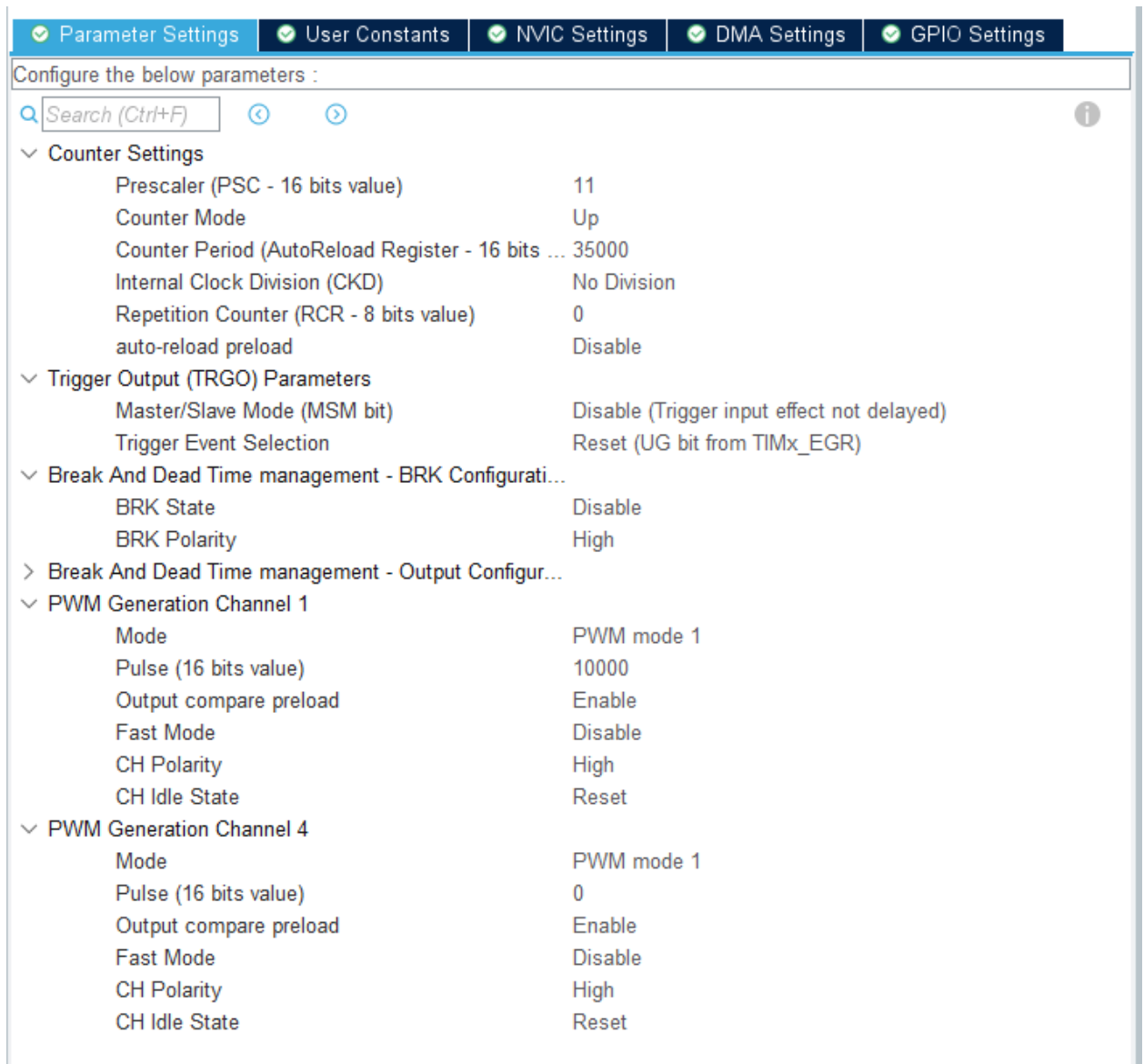


Рисунок Б.7 – Налаштування дільників таймера №8 для формування ШІМ-сигналу керування сервоприводом повороту переднього колеса (канал 1)

TIM10 Mode and Configuration

Mode

☒ Activated

Channel1 PWM Generation CH1 ▼

☐ One Pulse Mode

Configuration

Reset Configuration

✔ Parameter Settings
✔ User Constants
✔ NVIC Settings
✔ GPIO Settings

Configure the below parameters :

🔍 Search (Ctrl+F)
⏪ ⏩
i

✓ Counter Settings

Prescaler (PSC - 16 bits value)	41
Counter Mode	Up
Counter Period (AutoReload Register - 16 bits ...	2250
Internal Clock Division (CKD)	No Division
auto-reload preload	Enable

✓ PWM Generation Channel 1

Mode	PWM mode 1
Pulse (16 bits value)	1125
Output compare preload	Enable
Fast Mode	Enable
CH Polarity	High

Рисунок Б.8 – Налаштування таймера №10 для генерації ШІМ-сигналу керування драйвером крокового двигуна

Кожен імпульс таймера відповідає кроку крокового двигуна, а частота роботи таймера відповідає кутовій швидкості обертання валу крокового двигуна.

TIM12 Mode and Configuration

Mode

Slave Mode Disable ▼

Trigger Source Disable ▼

☐ Internal Clock

Channel1 PWM Generation CH1 ▼

Channel2 Disable ▼

Configuration

Reset Configuration

✔ Parameter Settings
✔ User Constants
✔ NVIC Settings
✔ GPIO Settings

Configure the below parameters :

🔍 Search (Ctrl+F) ⏪ ⏩ ℹ

▼ Counter Settings

Prescaler (PSC - 16 bits value)	20
Counter Mode	Up
Counter Period (AutoReload Register - 16 bits ...)	1000
Internal Clock Division (CKD)	No Division
auto-reload preload	Disable

▼ PWM Generation Channel 1

Mode	PWM mode 1
Pulse (16 bits value)	0
Output compare preload	Enable
Fast Mode	Disable
CH Polarity	High

Рисунок Б.9 – Налаштування таймера №12 для генерації ШІМ-сигналу керування регуляторами швидкості мотор-колів

SPI2 Mode and Configuration

Mode

Mode Full-Duplex Master ▼
 Hardware NSS Signal Disable ▼

Configuration

Reset Configuration

✓ Parameter Settings
✓ User Constants
✓ NVIC Settings
✓ DMA Settings
✓ GPIO Settings

Configure the below parameters :

⏪ ⏩ ⓘ

▼ Basic Parameters

Frame Format	Motorola
Data Size	8 Bits
First Bit	MSB First

▼ Clock Parameters

Prescaler (for Baud Rate)	2
Baud Rate	21.0 MBits/s
Clock Polarity (CPOL)	Low
Clock Phase (CPHA)	1 Edge

▼ Advanced Parameters

CRC Calculation	Disabled
NSS Signal Type	Software

Рисунок Б.10 – Налаштування протоколу спілкування SPI для обміну даних між мікроконтролером і платою гіро-акселерометра MPU9250

USART2 Mode and Configuration

Mode

Mode Asynchronous ▼

Hardware Flow Control (RS232) Disable ▼

Configuration

Reset Configuration

✓ Parameter Settings
✓ User Constants
✓ NVIC Settings
✓ DMA Settings
✓ GPIO Settings

Configure the below parameters :

◀ ▶ i

▼ Basic Parameters

Baud Rate	115200 Bits/s
Word Length	8 Bits (including Parity)
Parity	None
Stop Bits	1

▼ Advanced Parameters

Data Direction	Receive and Transmit
Over Sampling	16 Samples

Рисунок Б.11 – Налаштування USART для комунікації і відправки експериментальних даних роботи пристрою на комп'ютер через Serial порт

Додаток В

Опис реалізації базових функцій керування пристроєм в середовищі програмування CubeIDE

Функція керування сервоприводом повороту переднього колеса (B.1). Аргументом якої є градусна міра повороту колеса. Граничні значення кута повороту становлять $\pm 40^\circ$ тому в тілі функції вводиться це обмеження. Вираз який переводить значення градусів в часові інтервали ШІМ сигналу таймера знаходиться вкінці тіла функції. `offset_Front` - різниця між центральним положенням вала сервопривода і центральним положенням переднього колеса.

```
void servo_deg_front(float deg) {
    if(fabs(deg)>=40){
        if(deg>0){
            deg = 40;
        }else{
            deg=-40;
        }
    }
    TIM8->CCR1 = 8750 + offset_Front * 97.222 + deg * 97.222;
}
```

(B.1)

Функція формування сигналу для керування драйвером крокового двигуна (B.2). Входом функції є кутова швидкість крокового двигуна. В тілі функції вона зводиться до величини регістра встановлення частоти роботи таймера. Потім встановлюється заповнення ШІМ в 50%, тобто формується меандр. Для вибору напрямку обертання використовується DIR-пін напрямку руху. Якщо ж кутова швидкість дорівнює нулю, тоді встановлюється максимально можливе значення частоти слідування імпульсів, що відповідає практично повній зупинці крокового двигуна.

```
void Stepper_vel(float vel){
    /*Конфігурує таймер 10 для генерації меандра зі змінною частотою
```



```

* ARR-регістр в якому міститься період імпульсів
* CCR-міститься заповнення імпульсів від 0 до значення в ARR
*/

TIM10->ARR = (uint16_t)roundf(225000.0/abs(vel)); //вираз який зводить частоту
таймера з періодом і кутовою швидкістю двигуна при 3200 імпульсів на оберт.
TIM10->CCR1 = (uint16_t)TIM10->ARR / 2 ;

if(vel < 0){
    HAL_GPIO_WritePin(DIR_GPIO_Port,DIR_Pin,RESET);
}else if(vel > 0){
    HAL_GPIO_WritePin(DIR_GPIO_Port,DIR_Pin,SET);
}
else{
    TIM10->ARR = 4294967295;
    TIM10->CCR1 = 294967295;
}
}

```

(B.2)

Для відправки експериментальних даних використовується наступна функція:

```

void DataTransfer(){
    Time = (float) HAL_GetTick() / 1000;

    /*****/

    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "{%.3f", Angle),10);
    // кут нахилу пристрою
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, ",%.3f", gz +
    GyroOffset),10);
    //кутова швидкість нахилу пристрою
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, ",%.3f", RearPos),10);
    // кут нахилу заднього колеса
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%d", velPID),10);
    // кутова швидкість крокового двигуна
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, ",%.3f}",", Time), 10);
    // час в секундах
}

```

(B.3)

Реалізація фільтру біжучого середнього (B.4). Аргументами функції служать масив даних який містить значення величини параметра що піддається фільтрації.

```

float Avg_gz(float*buf,float data, int N){

    float result = 0;

    /*****Заносимо поточні дані датчика в буфер*****/
    buf[N -1] = data;
}

```

```

/*****Обчислюємо середнє значення буфера*****/
for(int i = 0;i < N;i++){
    result = result + buf[i];
}
result=result/N;

/*****Здвигаємо значення буфера*****/
for(int i = 0;i < N-1;i++){
    buf[i]=buf[i+1];
}

return result;
}

```

(B.4)

Захист від перевищення кута відхилення механізму балансування реалізовано за допомогою наступної функції:

```

if(fabs(RearPos)>80){
    HAL_TIM_PWM_Stop(&htim10, TIM_CHANNEL_1);
    while(1){
        HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "Error
RearDeg over 80\n"),10);
        HAL_Delay(1000);
    }
}

```

(B.5)

Додаток Г

Програмний код роботи пристрою в середовищі програмування CubeIDE

```

/* USER CODE BEGIN Header */
/**
 * *****
 * @file           : main.c
 * @brief          : Main program body
 * *****
 * @attention
 *
 * Copyright (c) 2022 STMicroelectronics.
 * All rights reserved.
 *
 * This software is licensed under terms that can be found in the LICENSE file
 * in the root directory of this software component.
 * If no LICENSE file comes with this software, it is provided AS-IS.
 *
 * *****
 */
/* USER CODE END Header */
/* Includes -----*/
#include "main.h"
#include "adc.h"
#include "dma.h"
#include "spi.h"
#include "tim.h"
#include "usart.h"
#include "gpio.h"

/* Private includes -----*/
/* USER CODE BEGIN Includes */
#include "math.h"
#include "stdio.h"
#include "stdlib.h"
#include "string.h"
#include "MPU.h"
/* USER CODE END Includes */

/* Private typedef -----*/
/* USER CODE BEGIN PTD */

/* USER CODE END PTD */

/* Private define -----*/
/* USER CODE BEGIN PD */

/* USER CODE END PD */

/* Private macro -----*/
/* USER CODE BEGIN PM */

/* USER CODE END PM */

/* Private variables -----*/
/* USER CODE BEGIN PV */

float RearDeg = 0;

```

```

float FrontDeg = 0;
float Time = 0;
int c = 1;
/*Відхилення нульового положення для серв у відповідність до положення коліс*/
const int8_t offset_Front = 3;
const int8_t offset_Rear = 9;

/*Змінні для підключення джойстика по ДМА*/
uint16_t adcData[2];
int ADC_CHANNELS_NUM = 2;
uint16_t pot = 0;
uint16_t pot_1 = 0;

float deg = 0;
uint16_t pwm_1 = 0;

/*Змінні для даних з MPU9250*/
char buf[300];
int16_t AccData[3];
int16_t GyroData[3];
int16_t MagData[3];
float ax=0, ay=0, az=0;
float gx=0, gy=0, gz=0;

/*Змінні для відправки даних на ПК, регулювання частоти вибірки */
float freq = 1/400; // Hz^-1
uint32_t T_old = 0;

/*Змінні для визначення кута нахилу по акселерометру і гіроскопу*/
float KGyro = 0.985;
float KAccel = 0.015;

float GyroPrev = 0;
float GyroNew = 0;
uint32_t TimePrev = 0;
uint32_t TimeNew = 0;
float GyroAngle = 0;
float StartAngle = 0;
float Angle = 0;

/*Оффсети і змінні для цифрових фільтрів*/
float GyroOffset = -1.22861-0.0245-0.062;
float AngleOffset = 0;
float AccelOffset = -0.1;

float buf_gz[2];
int N = sizeof(buf_gz)/sizeof(buf_gz[0]);

float buf_ay[3];
int Ny = sizeof(buf_ay)/sizeof(buf_ay[0]);

float buf_Ra[4];
int Na = sizeof(buf_Ra)/sizeof(buf_Ra[0]);

//Ковзаюча медіана
float buf_MID[7];

```

```

int Nm = sizeof(buf_MID)/sizeof(buf_MID[0]);

/*Змінні для крокового двигуна*/
//extern int32_t counter;
uint32_t adc_2 = 0;
uint32_t adc_3 = 0;
float RearPos = 0;
float RearTarget = 0;

int PSC = 42;
const uint8_t Divider = 16;
const uint16_t StepPerRev = 3200;

int8_t dir = 0;
int8_t EN = 0;

/*Змінні для ПІД регулятора крокового двигуна float input, float setpoint, float kp,
float ki, float kd, float dt, int minOut, int maxOut)*/

float Time_OLD = 0;

//float kp = 15;
float kp = -3;
float ki = 0;
float kd = -3;

float dt = 0;

int velPID = 0;

/*Коефіцієнти для параметричного регулятора K_1-кут нахилу, K_2-кутова швидкість*/
float K_1 = -1;
//float K_1 = 1.5;
float K_2 = 0;
//float K_2 = 0.25;

/*Коефіцієнти для регулятора на 10 попередніх значень*/

float a_List[11];
float g_List[] = {0, 0.902, 0.480, 0.884, 0.928, 0.733, -0.0697, 0.391, -0.0701, -
0.233, -0.954};

float A_vel = 0;
int B_vel = 0;
float Integ = 0;

float k_1 = 2.53;
float k_2 = -0.00146;
float k_3 = 1.702;
/*-----Допоміжні змінні-----*/

int Acces = 0;

/* USER CODE END PV */

/* Private function prototypes -----*/
void SystemClock_Config(void);
/* USER CODE BEGIN PFP */
void processed_data();
void MPU_data_transfer();

```

```

void servo_deg_front(float deg);
void servo_deg_back(float deg);

void Stepper_vel(float vel);

float MPUAngle();
void DataTransfer();

int computePID(float input, float setpoint, float kp, float ki, float kd, float dt,
int minOut, int maxOut);
//void HAL_ADC_ConvCpltCallback(ADC_HandleTypeDef* hadc);

float Avg_gz(float*buf,float data,int N); //ковзаюче середнє
float MID(float*buf,float data, int N); // ковзаюча медіана
float constrain (float value, float min, float max);
float re_map (float value, float old_min, float old_max, float min, float max);
/* USER CODE END PFP */

/* Private user code -----*/
/* USER CODE BEGIN 0 */

/* USER CODE END 0 */

/**
 * @brief The application entry point.
 * @retval int
 */
int main(void)
{
    /* USER CODE BEGIN 1 */

    /* USER CODE END 1 */

    /* MCU Configuration-----*/

    /* Reset of all peripherals, Initializes the Flash interface and the Systick. */
    HAL_Init();

    /* USER CODE BEGIN Init */

    /* USER CODE END Init */

    /* Configure the system clock */
    SystemClock_Config();

    /* USER CODE BEGIN SysInit */

    /* USER CODE END SysInit */

    /* Initialize all configured peripherals */
    MX_GPIO_Init();
    MX_USART2_UART_Init();
    MX_SPI2_Init();
    MX_TIM8_Init();
    MX_DMA_Init();
    MX_TIM12_Init();
    MX_ADC1_Init();
    MX_TIM10_Init();
    MX_ADC2_Init();
    MX_ADC3_Init();
    /* USER CODE BEGIN 2 */

```

```

MPU_begin();

memset(buf_gz, 0, sizeof(buf_gz));
memset(buf_ay, 0, sizeof(buf_ay));
memset(buf_Ra, 0, sizeof(buf_Ra));
memset(a_List, 0, sizeof(a_List));
/* Задання нульових положень сервоприводів перед початком роботи
 * 97.2222 це перевідний коефіцієнт для 1 градуса в одиницях лічильника таймера
 * керування серв від 0 до 180 градусів це 0-2,5 мс і це також від 0 до 17500
одиниць лічильника
 * при частоті мц 80 МГц та подільнику 11, частота ШІМ 200 Гц */

TIM8->CCR1 = 8750 + offset_Front * 97.222;
TIM8->CCR4 = 8750 + offset_Rear * 97.222;

HAL_TIM_PWM_Start(&htim8, TIM_CHANNEL_1); // передня серва
//HAL_TIM_PWM_Start(&htim8, TIM_CHANNEL_4); // задня серва
HAL_TIM_PWM_Start(&htim12, TIM_CHANNEL_1); // мотор-колеса

HAL_GPIO_WritePin(EN_GPIO_Port, EN_Pin, GPIO_PIN_SET);
HAL_TIM_PWM_Start(&htim10, TIM_CHANNEL_1); //задній кроковий двигун
//HAL_TIM_Base_Start_IT(&htim10);

//HAL_ADC_Start(&hadc1);
//HAL_ADC_Start_DMA(&hadc1, (uint32_t*)adcData, ADC_CHANNELS_NUM);
//HAL_ADC_Start(&hadc2);
HAL_ADC_Start_DMA(&hadc2, (uint32_t*)&adc_2, 1);

/*-----Встановлення початкового кута установки для швидкодії при
малих коефіцієнтах KAccel-----*/

readSensor3((int16_t*) AccData, (int16_t*) MagData, (int16_t*) GyroData);
processed_data();
Angle = 57.29*(float)asin(ay/9.81);

/* USER CODE END 2 */

/* Infinite loop */
/* USER CODE BEGIN WHILE */
while (1)
{

/*-----ПЕРЕВІКА ПАРАМЕТРІВ таймера 10-----*/
//      HAL_TIM_PWM_Start(&htim10, TIM_CHANNEL_1);
//      while(1){
//
//          for(int i = 0; i<1000; i++){
//              Stepper_vel(i);
//              HAL_Delay(10);
//          }
//      }

/*-----ПЕРЕВІКА ПАРАМЕТРІВ MPU-----*/

```

```

//      while(1){
//          readSensor3((int16_t*) AccData, (int16_t*) MagData, (int16_t*)
GyroData);
//          processed_data();
//
//          // buf_gz[(sizeof(buf_gz)/sizeof(buf_gz[0]))-1] = gz;
//          //buf_gz[0] = gz;
//          //Avg_gz(buf_gz,gz,N);
////      HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f ",
buf_gz[0]),10);
////      HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f ",
buf_gz[1]),10);
////      HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n",
buf_gz[2]),10);
//      HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n",
Avg_gz(buf_gz,gz,N)),10);
//          HAL_Delay(20);
//      }

/*-----ДЖОЙСТІК-----*/

if(HAL_GPIO_ReadPin(B1_GPIO_Port,B1_Pin) == 0){

    Acces = 1;

}

if(Acces == 1){
HAL_ADC_Start_DMA(&hadc1, (uint32_t*)adcData, ADC_CHANNELS_NUM);

pwm_1 = re_map(adcData[0], 2048, 4096, 150, 228);
deg = re_map(adcData[1], 0, 4096, -10, 10);

//TIM12->CCR1 = pwm_1;
// RearTarget = deg;
servo_deg_front(-deg);
}
//  HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, " adcData[0] = %d
",adcData[0] ),10);
//  HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, " adcData[1] = %d
\n",adcData[1] ),10);
//  HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, " Motor_pwm = %d \n",
pwm_1),10);

/*-----MPU зняття даних-----*/

readSensor3((int16_t*) AccData, (int16_t*) MagData, (int16_t*) GyroData);
processed_data();
//MPU_data_transfer();

/*-----Кут заднього колеса, зняття даних-----
-----*/

RearPos = ((int32_t)adc_2-2160)/34.1;
//RearPos = Avg_gz(buf_Ra,((int32_t)adc_2-2160)/34.1,Na); //Ковзаюче середнє
// RearPos = MID(buf_MID,((int32_t)adc_2-2160+92)/34.1, Nm); //Ковзаюча
медіана

```



```

        //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n",
RearPos),10);
//      while(1){
//          RearPos = MID(buf_MID,((int32_t)adc_2-2160+92)/34.1, Nm); //Ковзаюча
медіана
//          HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n",
RearPos),10);
//          HAL_Delay(20);
//      }

/*-----МАГНІТНИЙ ДАТЧИК-----*/

//HAL_ADC_Start(&hadc3);
//HAL_ADC_PollForConversion(&hadc3, 1);
//adc_3 = HAL_ADC_GetValue(&hadc3);

//HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%ld",
adc_3),10);
//HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n",
RearPos),10);

/*-----ОБРАХУНКУ КУТА НАХИЛУ ПО ДВУМ ДАТЧИКАМ-----
-----*/

TimeNew = HAL_GetTick();

//GyroNew = Avg_gz(buf_gz,gz,N) + GyroOffset;
GyroNew = gz + GyroOffset; //без фільтра
GyroAngle = Angle + 0.5*(GyroNew + GyroPrev) * ((float)(TimeNew-
TimePrev)/1000);
//GyroAngle = GyroAngle + (GyroNew + GyroPrev)/2 * ((float)(TimeNew-
TimePrev)/1000);
GyroPrev = GyroNew;
Angle = KGyro*GyroAngle - KAccel*(57.29*(float)asin((ay+Accel0ffset)/9.81));
TimePrev = TimeNew;
//Angle = Avg_gz(buf_ay,57.29*(float)asin(ay/9.81),Ny);

//HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, " G_Angle = %f ",
GyroAngle),10);
//HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, " A_Angle = %f ",
57.29*(float)asin(ay/9.81)),10);
//HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, " Angle = %f \n ",
Angle),10);
//HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%f\n", gy),10);
//HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%f\n",
Angle),10);
//HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%f\n",
57.29*(float)asin(ay/9.81)),10);

/*-----РЕГУЛЯТОР -----
-----*/

//      RearDeg = K_1*(AngleOffset + Angle) + K_2*(Avg_gz(buf_gz,gz,N) +
GyroOffset);

```

```

RearDeg = K_1*(AngleOffset + Angle) + K_2*(gz + GyroOffset); //сирі дані
гіроскопа

RearTarget = RearDeg;

// if (fabs(RearTarget) > 40 ){
//     if(RearTarget>0){
//         RearTarget = 40;
//     }else if(RearTarget<0){
//         RearTarget = -40;
//     }
//     //HAL_TIM_PWM_Stop(&htim10, TIM_CHANNEL_1);
//     //while(1);

//servo_deg_back(RearDeg);

/*-----РЕГУЛЯТОР 21.02.24 -----
-----*/

HAL_GPIO_WritePin(EN_GPIO_Port,EN_Pin,RESET);
HAL_TIM_PWM_Start(&htim10, TIM_CHANNEL_1);
//     B_vel =
50*(g_List[1]*a_List[1]+g_List[2]*a_List[2]+g_List[3]*a_List[3]+g_List[4]*a_List[4]+g
_List[5]*a_List[5]
//
+g_List[6]*a_List[6]+g_List[7]*a_List[7]+g_List[8]*a_List[8]+g_List[9]*a_List[9]+g_Li
st[10]*a_List[10]);
A_vel = 176.4*a_List[1]
        - 4.101*a_List[2]
        - 88.11*a_List[3]
        - 100.5*a_List[4]
        - 66.05*a_List[5]
        - 9.713*a_List[6]
        + 43.65*a_List[7]
        + 69.18*a_List[8]
        + 41.98*a_List[9]
        - 62.81*a_List[10];

// ПІД регулятор
B_vel = roundf(100*(a_List[1]*k_1 + A_vel*k_2 + Integ*k_3));

// Обмеження кутової швидкості
if (fabs(B_vel) > 100 ){
    if(B_vel>0){
        B_vel = 100;
    }else if(B_vel<0){
        B_vel = -100;
    }
}

Stepper_vel(B_vel);

/*-----Кроковий двигун-----*/

```

```

//RearPos = counter/8.8888;

// if(fabs(RearTarget - RearPos) > 0.1){
// //if(fabs(RearTarget) > 0.01){
//     HAL_GPIO_WritePin(EN_GPIO_Port,EN_Pin,RESET);
//     HAL_TIM_PWM_Start(&htim10, TIM_CHANNEL_1);
//     //EN = 0;
//
//     if(RearTarget - RearPos < 0){
//         HAL_GPIO_WritePin(DIR_GPIO_Port,DIR_Pin,RESET);
//         // dir = 0;
//
//     }else if(RearTarget - RearPos > 0){
//         HAL_GPIO_WritePin(DIR_GPIO_Port,DIR_Pin,SET);
//         // dir = 1;
//     }
// }else{
//     //HAL_GPIO_WritePin(EN_GPIO_Port,EN_Pin,SET);
//     HAL_TIM_PWM_Stop(&htim10, TIM_CHANNEL_1);
//     // EN = 1;
// }

/*-----Кроковий двигун----ПІД-регулятор-----*/

// Time = (float) HAL_GetTick() / 1000;
// dt = Time - Time_OLD;
// HAL_GPIO_WritePin(EN_GPIO_Port,EN_Pin,RESET);
// HAL_TIM_PWM_Start(&htim10, TIM_CHANNEL_1);
// RearTarget = 0;
// //velPID = computePID(RearPos, RearTarget, kp, ki, kd, dt, -300, +300);
// // velPID = computePID(RearTarget, 0, kp, ki, kd, dt, -300, +300);
// velPID = computePID(RearTarget, 0, kp, ki, kd, GyroNew, -300, +300);
// Stepper_vel(velPID);
// Time_OLD = Time;

/*-----ПІДКЛЮЧЕННЯ ПЕРЕДНЬОГО КОЛЕСА ДО СТАБІЛІЗАЦІЇ-----*/
-----*/

// if(fabs((K_1*(AngleOffset + Angle) + 0.3*K_2*(Avg_gz(buf_gz,gz,N) +
// GyroOffset)))>=20){
//     if((K_1*(AngleOffset + Angle) + 0.3*K_2*(Avg_gz(buf_gz,gz,N) +
// GyroOffset))>0){
//         servo_deg_front(20);
//     }else{
//         servo_deg_front(-20);
//     }
// }else{servo_deg_front(K_1*(AngleOffset + Angle) +
// 0.3*K_2*(Avg_gz(buf_gz,gz,N) + GyroOffset));}
//
// if(c){
//     HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*)"{" , 1, 1000);
//     c = 0;
// }

/*-----захист від перевищення допустимого кута заднього колеса-----*/
-----*/

```

```

    if(fabs(RearPos)>40){
        HAL_TIM_PWM_Stop(&htim10, TIM_CHANNEL_1);
        while(1){
            HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "Error
RearDeg over 40\n"),10);
            HAL_Delay(1000);
        }
    }

    /*-----передача даних-----*/

    if(freq*1000 < (HAL_GetTick()-T_old)){

        // HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f,", gz
+ GyroOffset),10);
        //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n",
Angle),10);
        //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n",
A_vel),10);
        //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n",
Integ),10);
        DataTransfer();

        // Заповнення масиву значень кута нахилу і здви́г масиву на 1 значення
a_List[2] = a_List[1];
a_List[3] = a_List[2];
a_List[4] = a_List[3];
a_List[5] = a_List[4];
a_List[6] = a_List[5];
a_List[7] = a_List[6];
a_List[8] = a_List[7];
a_List[9] = a_List[8];
a_List[10] = a_List[9];
a_List[1] = AngleOffset + Angle;

        // Інтегральна складова
Integ = Integ + (a_List[1]*0.0036);

        T_old = HAL_GetTick();
    }

    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "Angle
%.3f\n", Angle),10);
    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "GyroAngle
%.3f\n", GyroAngle),10);
    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "velPID %d,",
velPID),10);
    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, ",%.3f\n",
Avg_gz(buf_gz,gz,N) + GyroOffset),10);
    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n", gz +
GyroOffset),10);
    // HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n",
ay+AccelOffset),10);

```

```

    if(Time>10){
        HAL_TIM_PWM_Stop(&tim10, TIM_CHANNEL_1);
        while(1){
            //RearPos = MID(buf_MID,((int32_t)adc_2-
2160+92)/34.1, Nm); //Ковзаюча медіана
            // HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf,
sprintf(buf, ",%.3f\n", RearPos),10);
            // HAL_Delay(20);
        }
    }

    /*-----Виведення певних параметрів для відладки-----
--*/
    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f",
Angle),10);
    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f",
RearTarget),10);
    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f",
Avg_gz(buf_gz,gz,N) + GyroOffset),10);
    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%d",
counter),10);
    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%d",
velPID),10);
    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n",
RearPos),10);

    //HAL_Delay(1);

    /* USER CODE END WHILE */

    /* USER CODE BEGIN 3 */
}
/* USER CODE END 3 */
}

/**
 * @brief System Clock Configuration
 * @retval None
 */
void SystemClock_Config(void)
{
    RCC_OscInitTypeDef RCC_OscInitStruct = {0};
    RCC_ClkInitTypeDef RCC_ClkInitStruct = {0};

    /** Configure the main internal regulator output voltage
    */
    __HAL_RCC_PWR_CLK_ENABLE();
    __HAL_PWR_VOLTAGESCALING_CONFIG(PWR_REGULATOR_VOLTAGE_SCALE3);

    /** Initializes the RCC Oscillators according to the specified parameters
    * in the RCC_OscInitTypeDef structure.
    */
    RCC_OscInitStruct.OscillatorType = RCC_OSCILLATORTYPE_HSI;
    RCC_OscInitStruct.HSIState = RCC_HSI_ON;
    RCC_OscInitStruct.HSICalibrationValue = RCC_HSICALIBRATION_DEFAULT;
    RCC_OscInitStruct.PLL.PLLState = RCC_PLL_ON;
    RCC_OscInitStruct.PLL.PLLSource = RCC_PLLSOURCE_HSI;
    RCC_OscInitStruct.PLL.PLLM = 16;
    RCC_OscInitStruct.PLL.PLLN = 336;
    RCC_OscInitStruct.PLL.PLLP = RCC_PLLP_DIV4;

```

```

RCC_OscInitStruct.PLL.PLLQ = 2;
RCC_OscInitStruct.PLL.PLLR = 2;
if (HAL_RCC_OscConfig(&RCC_OscInitStruct) != HAL_OK)
{
    Error_Handler();
}

/** Initializes the CPU, AHB and APB buses clocks
 */
RCC_ClkInitStruct.ClockType = RCC_CLOCKTYPE_HCLK|RCC_CLOCKTYPE_SYCLK
                             |RCC_CLOCKTYPE_PCLK1|RCC_CLOCKTYPE_PCLK2;
RCC_ClkInitStruct.SYSCLKSource = RCC_SYSCLKSOURCE_PLLCLK;
RCC_ClkInitStruct.AHBCLKDivider = RCC_SYSCLK_DIV1;
RCC_ClkInitStruct.APB1CLKDivider = RCC_HCLK_DIV2;
RCC_ClkInitStruct.APB2CLKDivider = RCC_HCLK_DIV1;

if (HAL_RCC_ClockConfig(&RCC_ClkInitStruct, FLASH_LATENCY_2) != HAL_OK)
{
    Error_Handler();
}
}

/* USER CODE BEGIN 4 */
void processed_data(){

    //дані акселерометра для 4G 16 біт в м/с^2
    //ax = (int16_t)AccData[0] * (float)(9.81/(65536/4));
    // ay = (int16_t)AccData[1] * (float)(9.81/(65536/4));
    ay = (int16_t)AccData[1] * (float)(9.81/(65536/16)); //якщо брати +- 8G тобто
всю шкалу 16 G
    //ay = (int16_t)AccData[1] * (float)(9.81/(65536/8)); //якщо брати +- 4G тобто
всю шкалу 8 G
    //ay = (int16_t)AccData[1] * (float)(9.81/(65536/4)); //якщо брати +- 2G тобто
всю шкалу 4 G
    //az = (int16_t)AccData[2] * (float)(9.81/(65536/4));

    //дані гіроскопа в градусах за секунду при повній шкалі в 250 16 біт
    //gx = (float)GyroData[0] / (float)(65536/250);
    //gy = (float)GyroData[1] / (float)(65536/250);
    //gz = (float)GyroData[2] / (float)(65536/250);
    gz = (float)GyroData[2] / (float)(65536/4000); // якщо вся шкала +-2000 тоді
треба ділити на 4000
    //gz = (float)GyroData[2] / (float)(65536/2000); // якщо вся шкала +-1000 тоді
треба ділити на 2000
    //gz = (float)GyroData[2] / (float)(65536/500); // якщо вся шкала +-250 тоді треба
ділити на 500
}

void MPU_data_transfer(){

    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "ax = %f ", ax),10);
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "ay = %f ", ay),10);
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "az = %f ", az),10);

    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "gx = %f ", gx),10);
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "gy = %f ", gy),10);
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "gz = %f \n",
gz),10);
}

void servo_deg_front(float deg) {

```

```

    if(fabs(deg)>=40){
        if(deg>0){
            deg = 40;
        }else{
            deg=-40;
        }
    }
    //deg == 0 ? deg = 0 : deg;
    TIM8->CCR1 = 8750 + offset_Front * 97.222 + deg * 97.222;
}

void servo_deg_back(float deg) {

    if(fabs(deg)>=50){
        if(deg>=50){
            deg = 50;
        }else if(deg <=-50){
            deg=-50;
        }
    }
    TIM8->CCR4 = 8750 + offset_Rear * 97.222 + deg * 97.222;
    //HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, " %.3f\n", deg),10);
}

void Stepper_vel(float vel){

    /*Конфігурує таймер 10 для генерації меандра зі змінною частотою
    * ARR-регістр в якому міститься період імпульсів
    * CCR-міститься заповнення імпульсів від 0 до значення в ARR
    */

    TIM10->ARR = (uint16_t)roundf(225000.0/abs(vel)); //вираз який зводить частоту
    таймера з періодом і кутовою швидкістю двигуна при 3200 імпульсів на оберт.
    TIM10->CCR1 = (uint16_t)TIM10->ARR / 2 ;
    //TIM10->ARR = 2250;
    // HAL_TIM_PWM_Start(&htim10, TIM_CHANNEL_1);
    if(vel < 0){
        HAL_GPIO_WritePin(DIR_GPIO_Port,DIR_Pin,RESET);
    }else if(vel > 0){
        HAL_GPIO_WritePin(DIR_GPIO_Port,DIR_Pin,SET);
    }
    else{
        TIM10->ARR = 4294967295;
        TIM10->CCR1 = 294967295;
    // HAL_TIM_PWM_Stop(&htim10, TIM_CHANNEL_1);
    }
}

float re_map (float value, float old_min, float old_max, float min, float max){

    float range_01 = (value - old_min) / (old_max - old_min);
    //float result = ( roundf(min + ((max - min) * range_01)));
    float result = ( min + ((max - min) * range_01));
    return result;
}

float constrain (float value, float min, float max){

    if(value > max){

        return max;
    }
}

```

```

    }else if(value < min){
        return min;
    }else{
        return value;
    }
}

float MPUAngle(){
    TimeNew = HAL_GetTick();
    GyroNew = gz + GyroOffset;
    GyroAngle = Angle + (GyroNew + GyroPrev)/2 * ((float)(TimeNew-
TimePrev)/1000);
    //GyroAngle = GyroAngle + gz * ((float)(TimeNew-TimePrev)/1000);
    TimePrev = TimeNew;
    GyroPrev = GyroNew;
    Angle = KGyro*GyroAngle - KAccel*57.29*(float)asin(ay/9.81);
    return Angle;
}

float Avg_gz(float*buf,float data, int N){

    float result = 0;

    /*****Заносимо поточні дані датчика в буфер*****/
    buf[N -1] = data;

    /*****Обчислюємо середнє значення буфера*****/

    for(int i = 0;i < N;i++){
        result = result + buf[i];
    }
    result=result/N;

    /*****Здвигаємо значення буфера*****/
    for(int i = 0;i < N-1;i++){
        buf[i]=buf[i+1];
    }

    return result;
}

float MID(float*buf,float data, int N){

    float result = 0;
    float temp = 0;
    float arr[N];
    for(int i = 0;i<N;i++){

        arr[i] = buf[i];
    }

    /*****Заносимо поточні дані датчика в буфер*****/

    buf[N-1] = data;

```



```

/*****Сортуємо значення в масиві по порядку зростання*****/

    for (int i = 0; i < N; ++i) {
        for (int j = i + 1; j < N; ++j) {
            if (arr[i] > arr[j]) { //to check if current element greater than i+1th
element, if yes; perform swap.
                temp = arr[i];
                arr[i] = arr[j];
                arr[j] = temp;
            }
        }
    }

/*****Визначаємо середній елемент буфера*****/

result=arr[(int)roundf(N/2.0)-1];

/*****Здвигаємо значення буфера*****/
for(int i = 0; i < N-1; i++){
    buf[i]=buf[i+1];
}

    return result;
}

void DataTransfer(){
//    int c = 1;
//    if(c){
//        HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*)"{" , 1, 1000);
//        c = 0;
//    }
    Time = (float) HAL_GetTick() / 1000;

/*****Перший варіант даних*****/

    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "{%.3f", Angle),10);
//        кут нахилу установки
//HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f",
Avg_gz(buf_gz,gz,N) + GyroOffset),10); // кутова швидкість
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f", gz +
GyroOffset),10); // сирі дані гіроскопа
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f", RearDeg),10);
//        кут регулювання по МПУ
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f", RearPos),10);
//        кут нахилу заднього колеса
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%d", velPID),10);
//        кутова швидкість крокового двигуна
//HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%d", B_vel),10);
//        кутова швидкість крокового двигуна
    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f}", Time), 10);
// час в секундах

//    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f \n", Angle),10);
//    HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "%.3f\n",
Avg_gz(buf_gz,gz,N) + GyroOffset),10);

```

```

//      HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf," %.3f\n",
RearDeg),10);

        /*****Другий варіант даних*****/

//      HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, "{%.3f",
MPUAngle()),10);
//      HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, ",%.3f", gz),10);
//      HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, ",%.3f",
FrontDeg),10);
//      HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, ",%.3f", RearDeg),10);
//      HAL_UART_Transmit(&huart2, (uint8_t*) buf, sprintf(buf, ",%.3f}",", Time), 10);

}

//int computePID(float input, float setpoint, float kp, float ki, float kd, float dt,
int minOut, int maxOut) {
//  float err = setpoint - input;
//  static float integral = 0, prevErr = 0;
//  integral = constrain(integral + (float)err * dt * ki, minOut, maxOut);
//  float D = (err - prevErr) / dt;
//  prevErr = err;
//
//
//  if(fabs(constrain(err * kp + integral + D * kd, minOut, maxOut))>10){
//      return (int)constrain(err * kp + integral + D * kd, minOut, maxOut);
//  }else{
//      return 0;
//  }
//
//
//}

int computePID(float input, float setpoint, float kp, float ki, float kd, float D,
int minOut, int maxOut) {
    float err = setpoint - input;
    static float integral = 0;
    // integral = constrain(integral + (float)err * dt * ki, minOut, maxOut);
    // float D = (err - prevErr) / dt;

    if(fabs(constrain(err * kp + D * kd, minOut, maxOut))>10){
        return (int)constrain(err * kp + integral + D * kd, minOut, maxOut);
    }else{
        return 0;
    }
}

//void HAL_ADC_ConvCpltCallback(ADC_HandleTypeDef* hadc)
//{
//  if(hadc->Instance == ADC1)
//  {
//      for (uint8_t i = 0; i < ADC_CHANNELS_NUM; i++)
//      {
//          adcVoltage[i] = adcData[i] * 3.3 / 4095;
//      }
//  }
//}

```

```

//}
/* USER CODE END 4 */

/**
 * @brief This function is executed in case of error occurrence.
 * @retval None
 */
void Error_Handler(void)
{
    /* USER CODE BEGIN Error_Handler_Debug */
    /* User can add his own implementation to report the HAL error return state */
    __disable_irq();
    while (1)
    {
    }
    /* USER CODE END Error_Handler_Debug */
}

#ifdef USE_FULL_ASSERT
/**
 * @brief Reports the name of the source file and the source line number
 * where the assert_param error has occurred.
 * @param file: pointer to the source file name
 * @param line: assert_param error line source number
 * @retval None
 */
void assert_failed(uint8_t *file, uint32_t line)
{
    /* USER CODE BEGIN 6 */
    /* User can add his own implementation to report the file name and line number,
    ex: printf("Wrong parameters value: file %s on line %d\r\n", file, line) */
    /* USER CODE END 6 */
}
#endif /* USE_FULL_ASSERT */

```

Додаток Д

Розв'язки задач розробки оптимального керування пристроєм в режимі стабілізації свого положення з використанням ПІ-регулятора

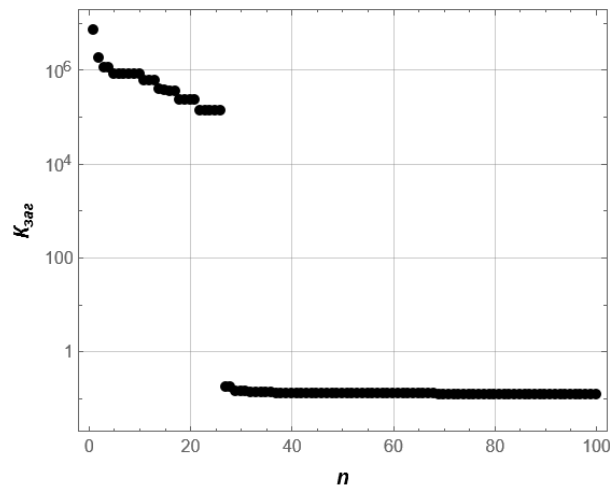
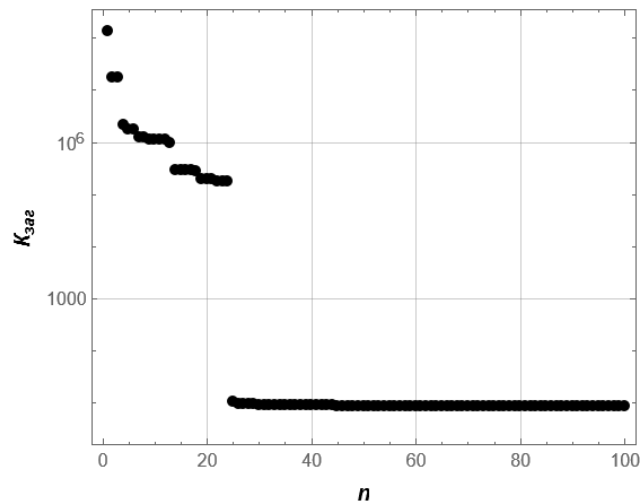
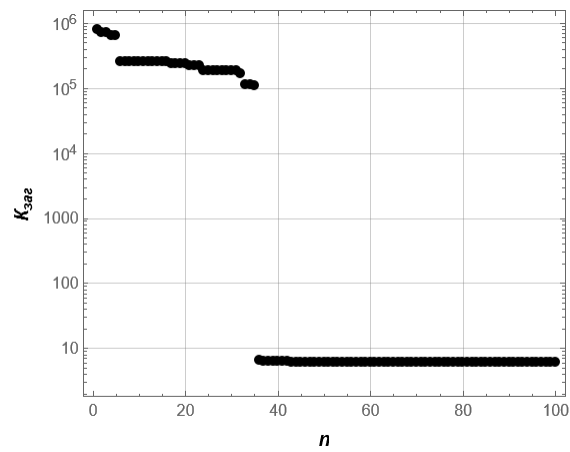


Рисунок Д1 – Графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації для розв'язку задачі №1

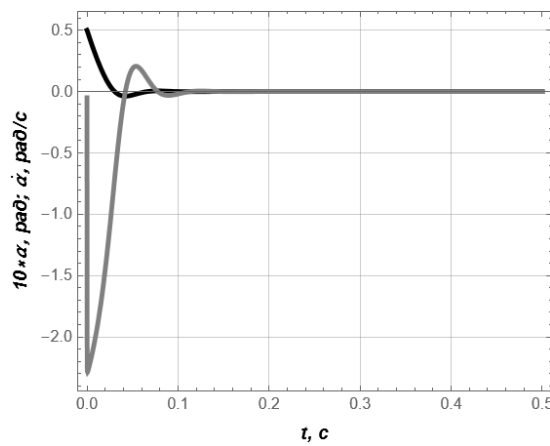


а)

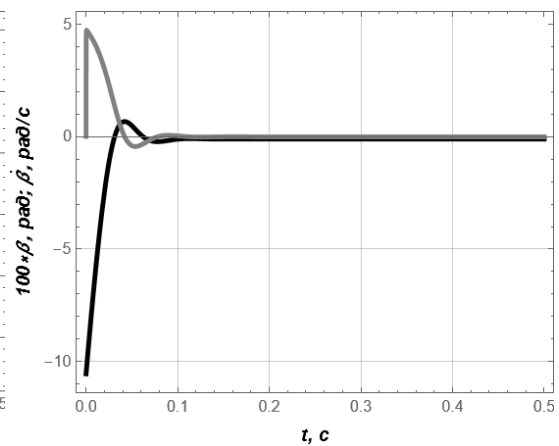
Рисунок Д2 – графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації для розв'язку №2



а)

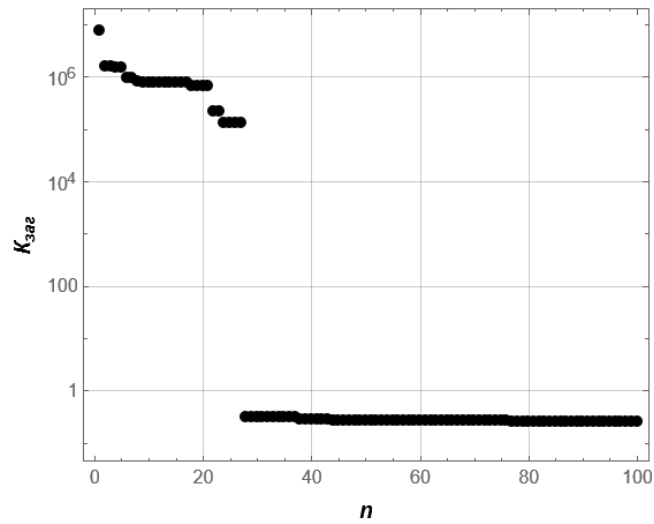


б)

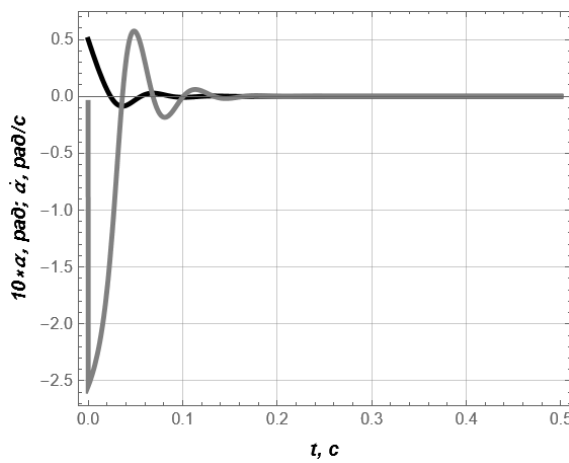


в)

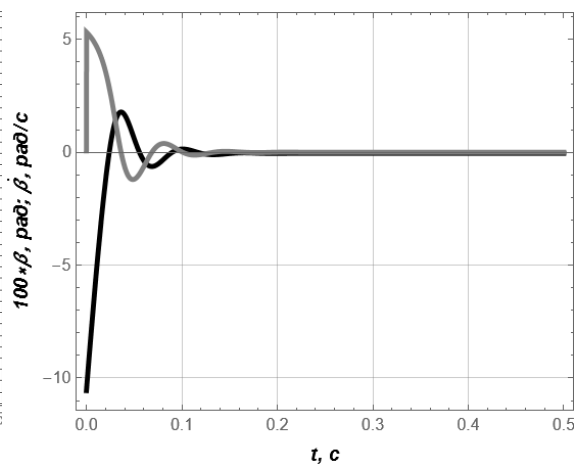
Рисунок ДЗ – Графіки розв'язку №3: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу



а)



б)



в)

Рисунок Д4 – Графіки розв'язку №4: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу

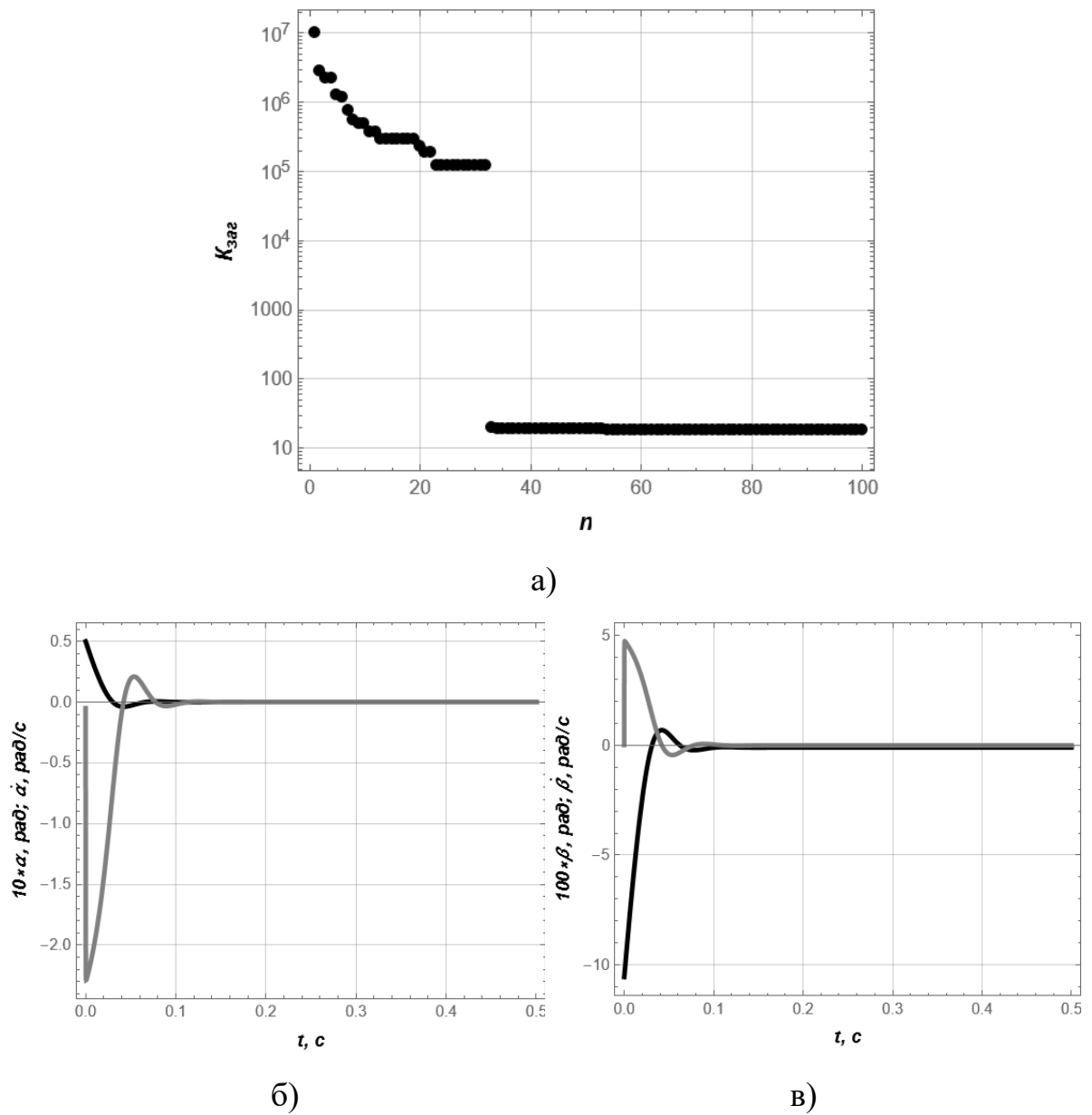
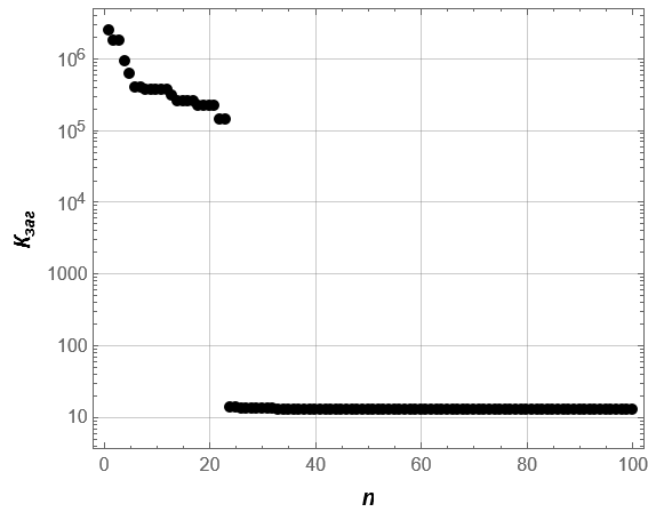
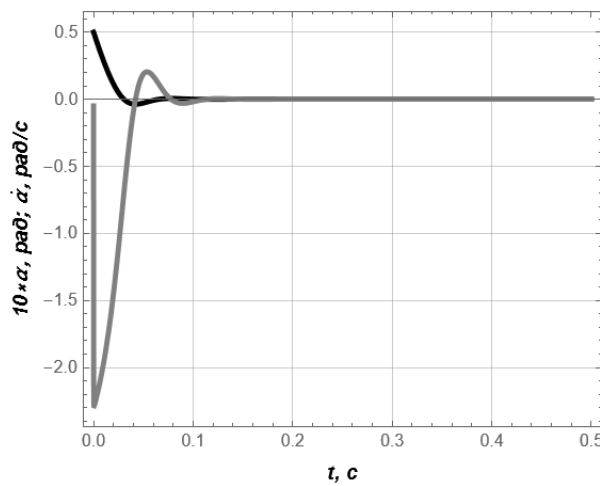


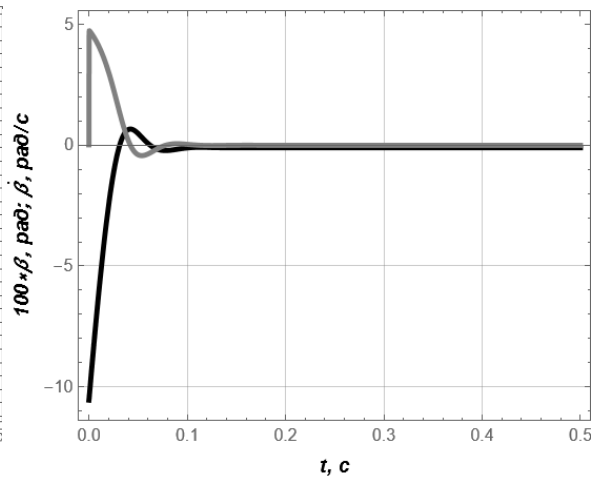
Рисунок Д5 – Графіки розв’язку №5: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу



а)

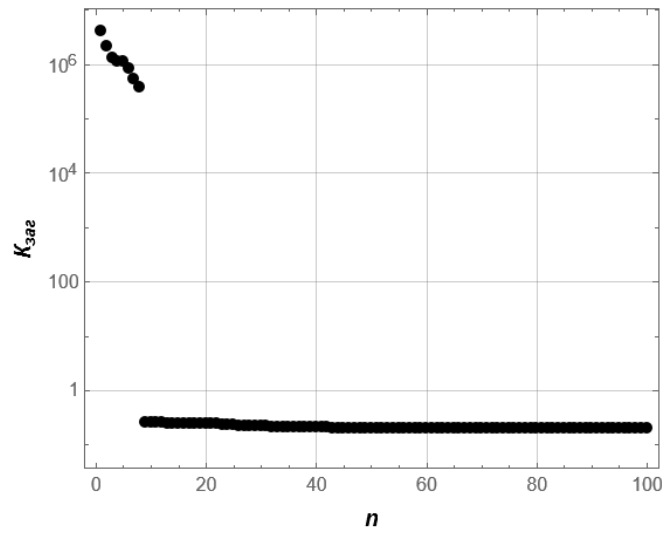


б)

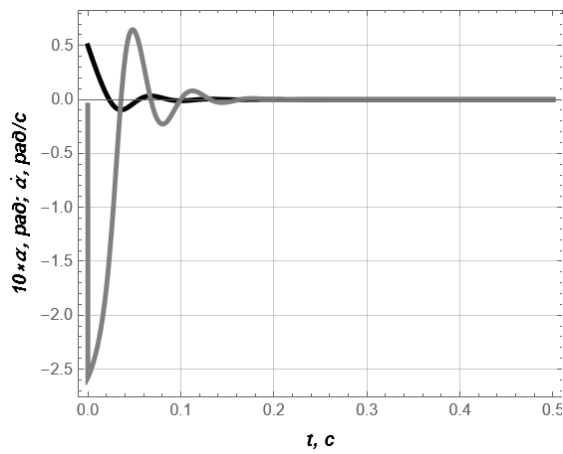


в)

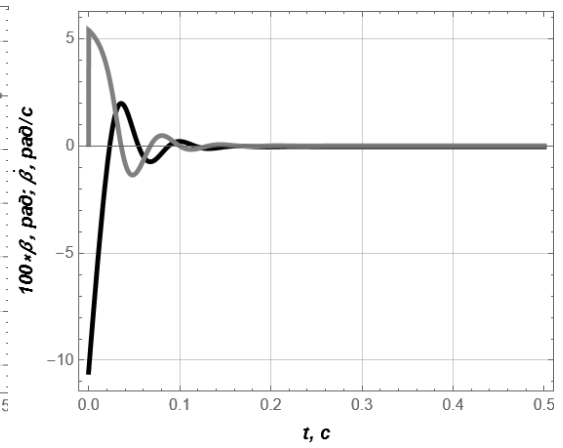
Рисунок Д6 – Графіки розв'язку №6: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу



а)

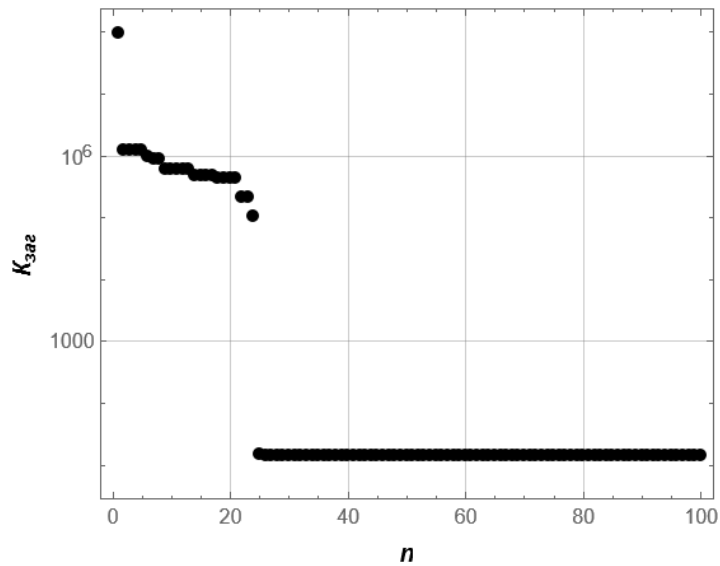


б)

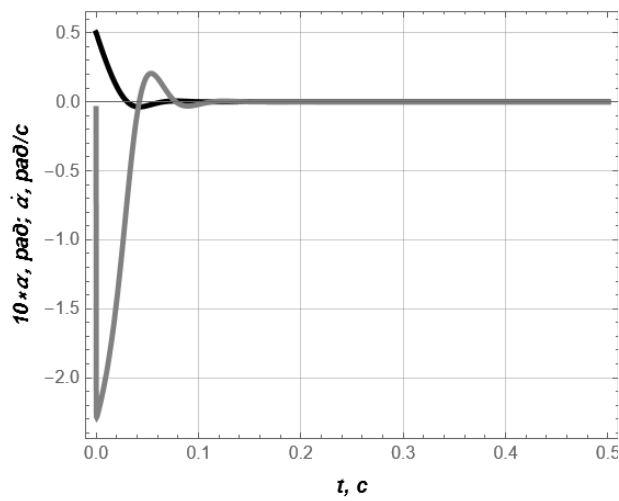


в)

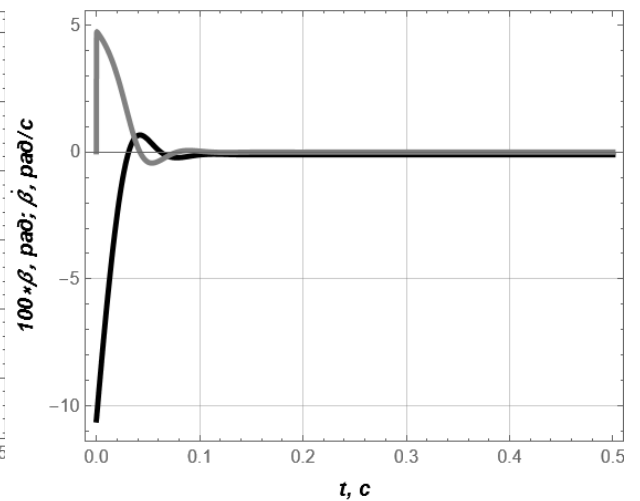
Рисунок Д7 – Графіки розв’язку №8: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу



а)

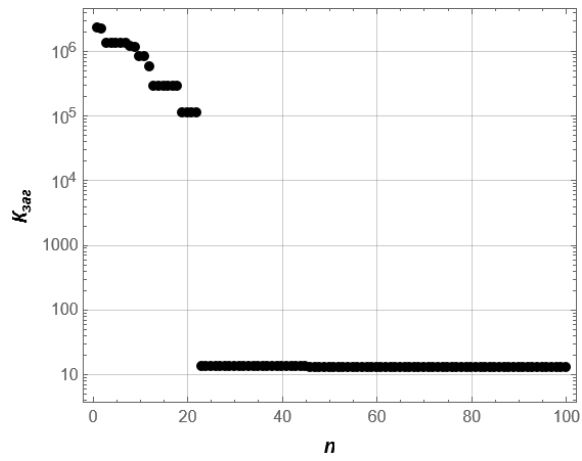


б)

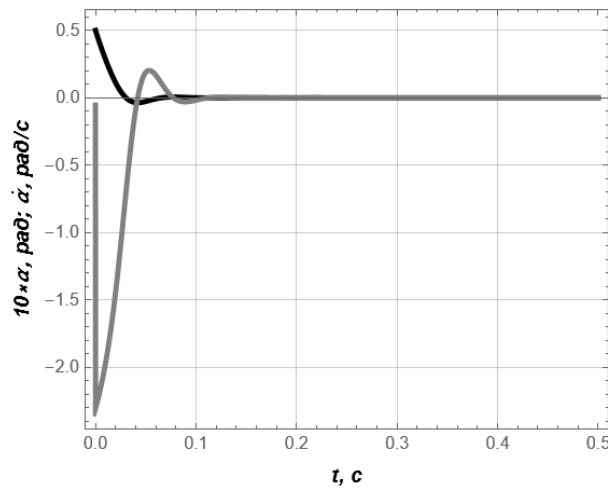


в)

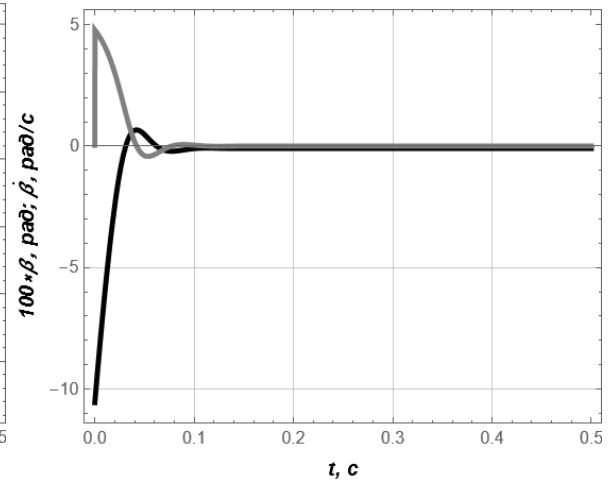
Рисунок Д8 – Графіки розв’язку №9: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу



а)

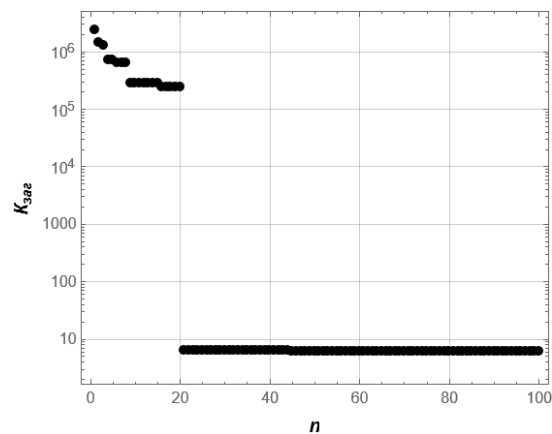


б)

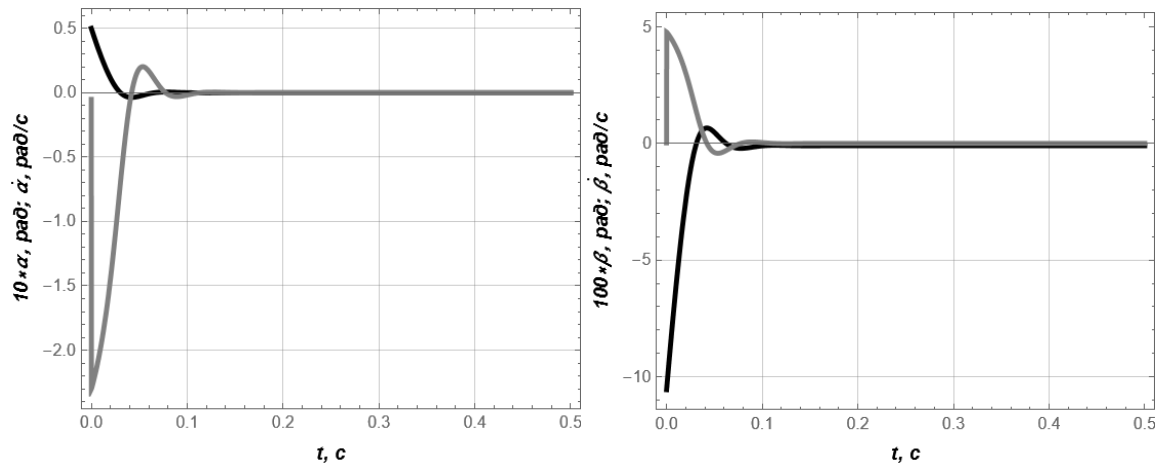


в)

Рисунок Д9 – Графіки розв'язку №10: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу



а)



б)

в)

Рисунок Д10 – Графіки розв’язку №11: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу

Додаток Е

Розв'язки задач розробки оптимального керування пристроєм в режимі стабілізації свого положення з використанням ПД-регулятора

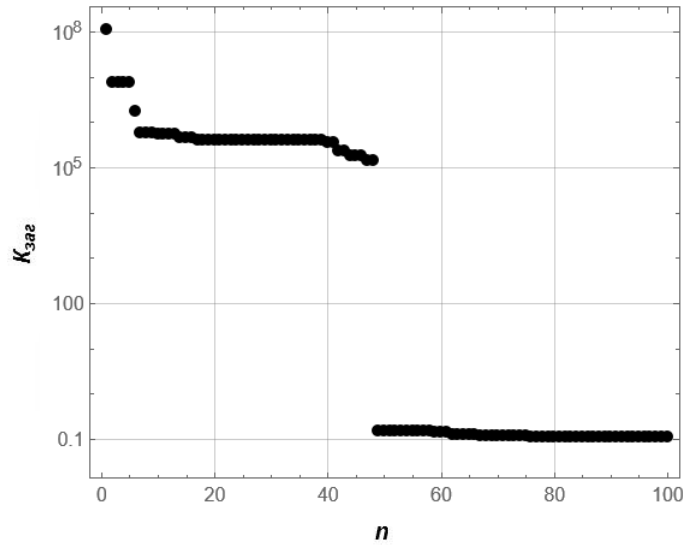


Рисунок Е1 – Графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації для розв'язку №1

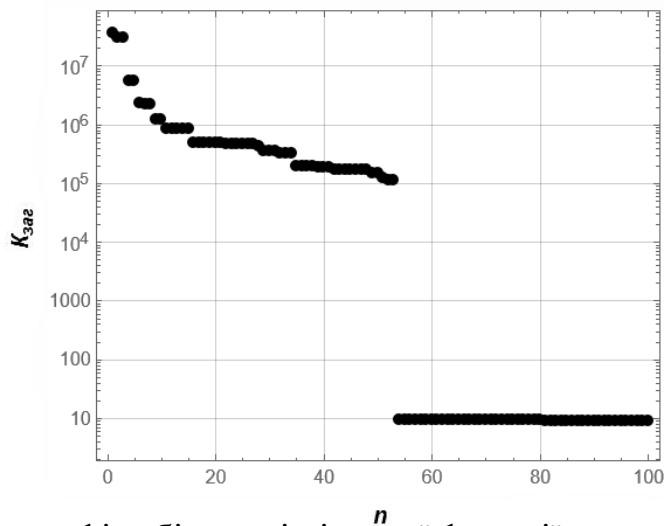


Рисунок Е2 – графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації для розв'язку №2

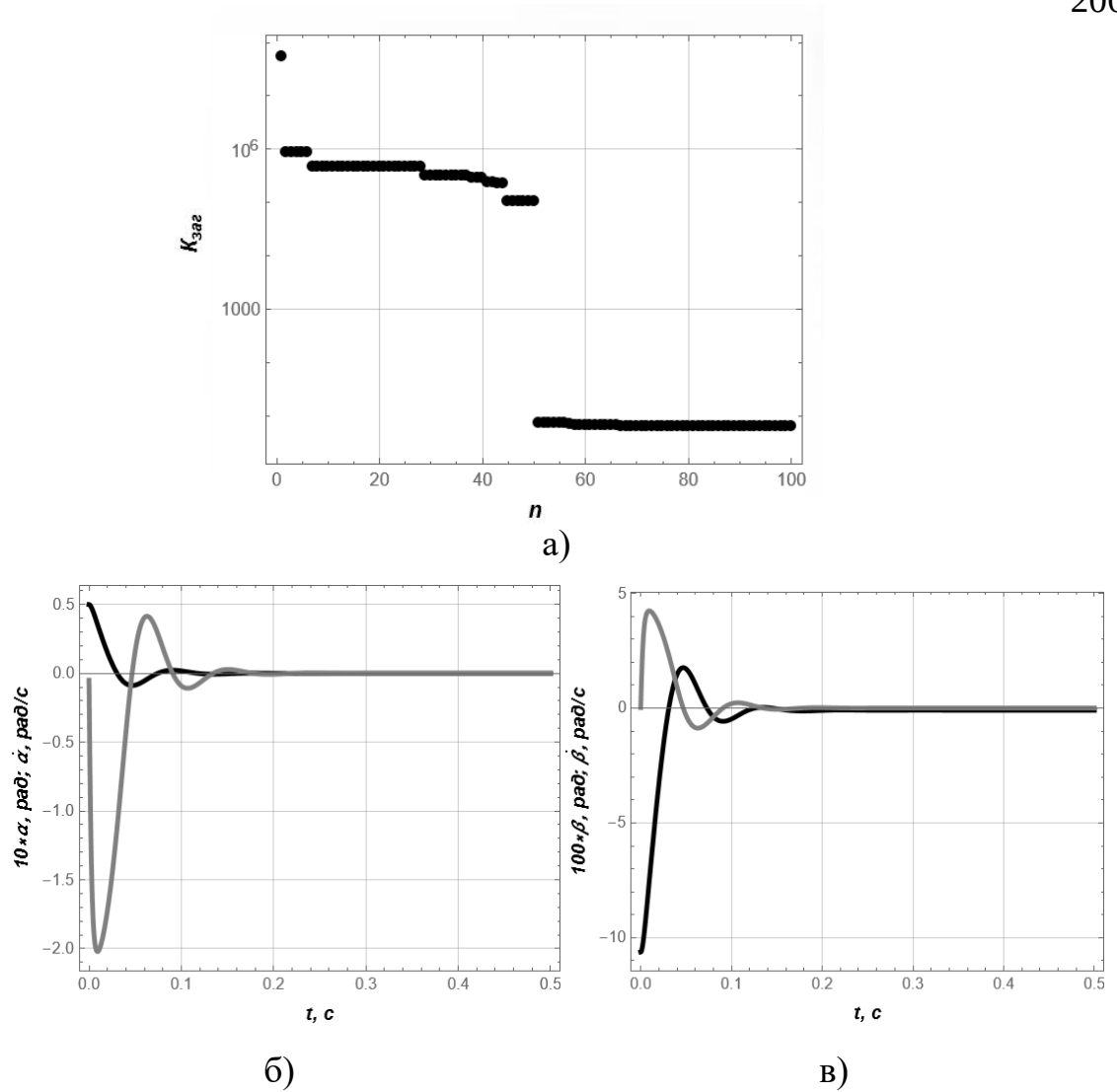


Рисунок ЕЗ – Графіки розв’язку №3: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу

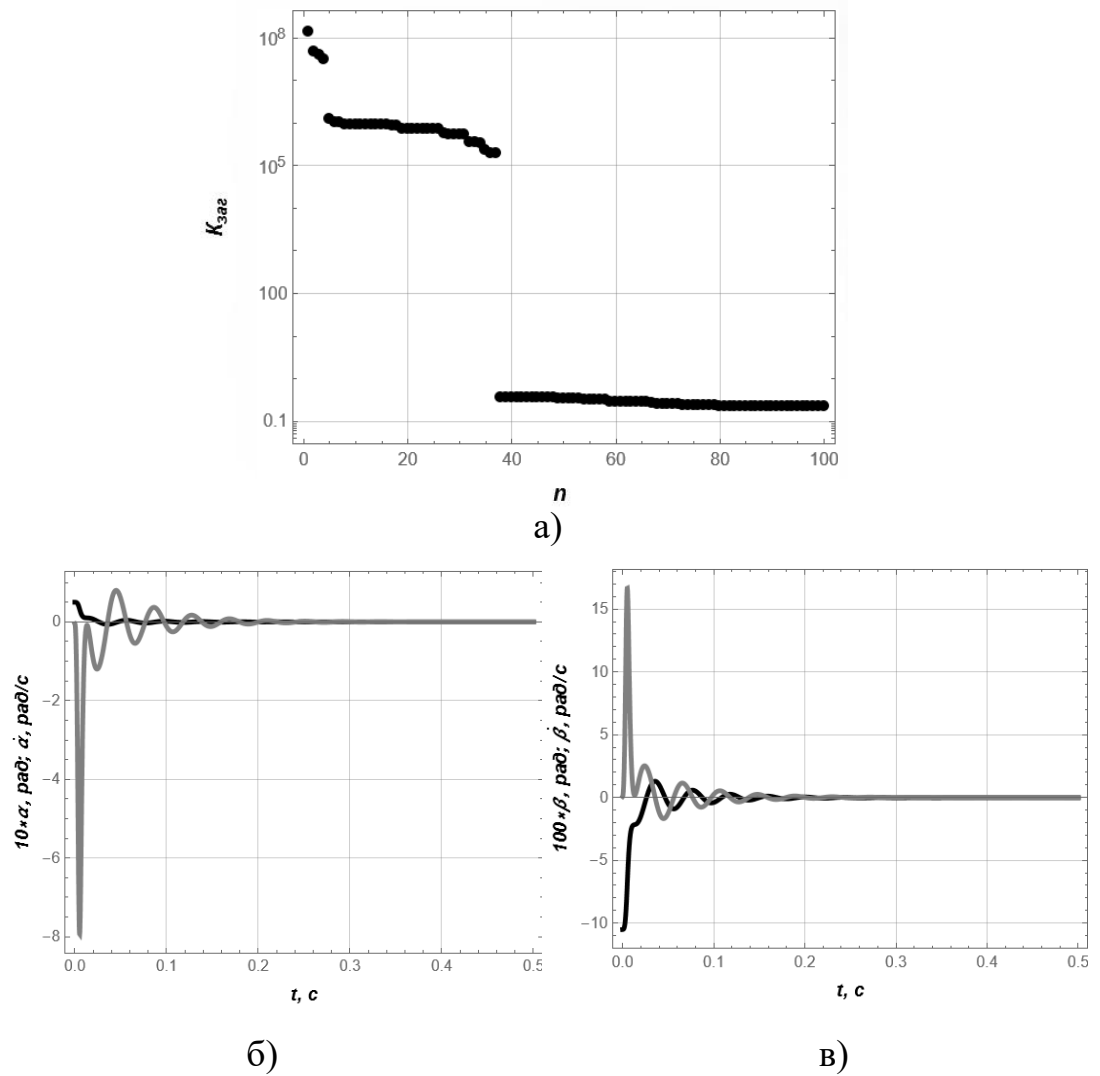


Рисунок Е4 – Графіки розв’язку №4: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу

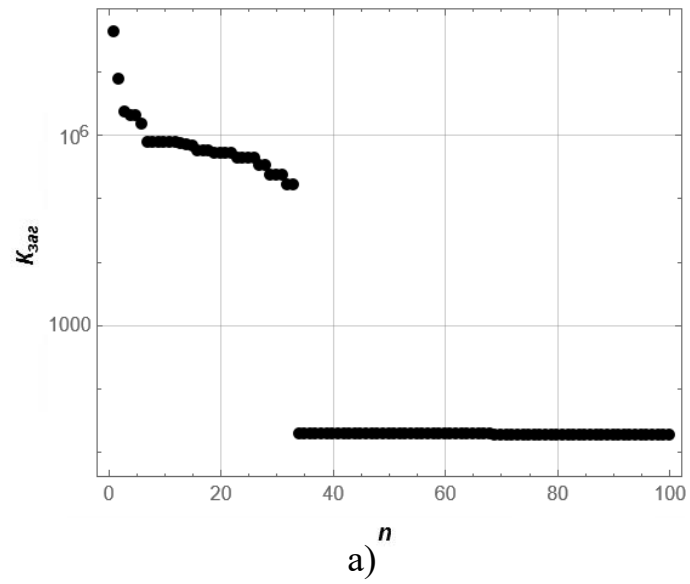


Рисунок Е5 – Графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації
для розв'язку №5

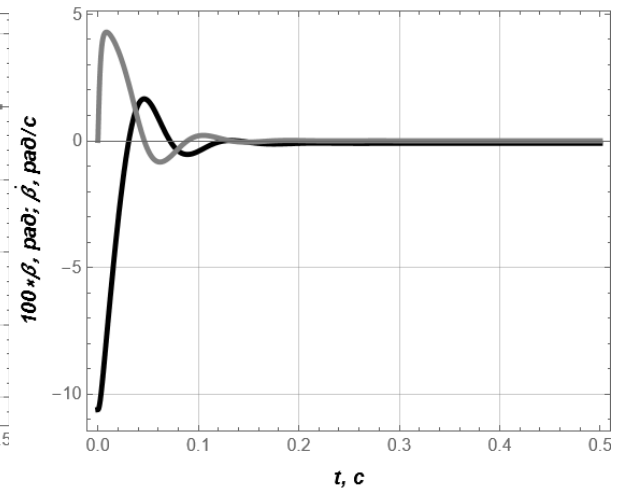
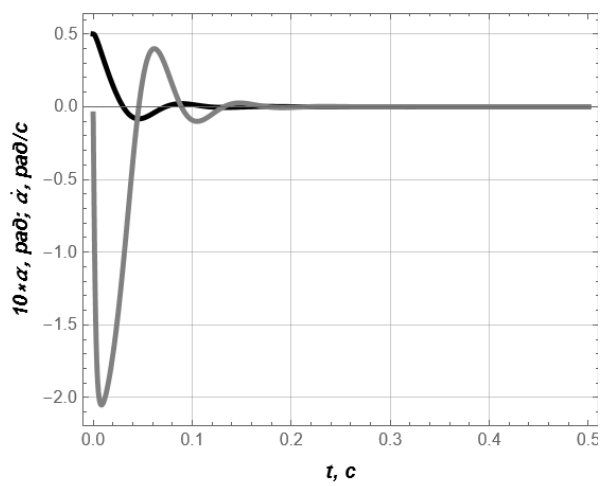
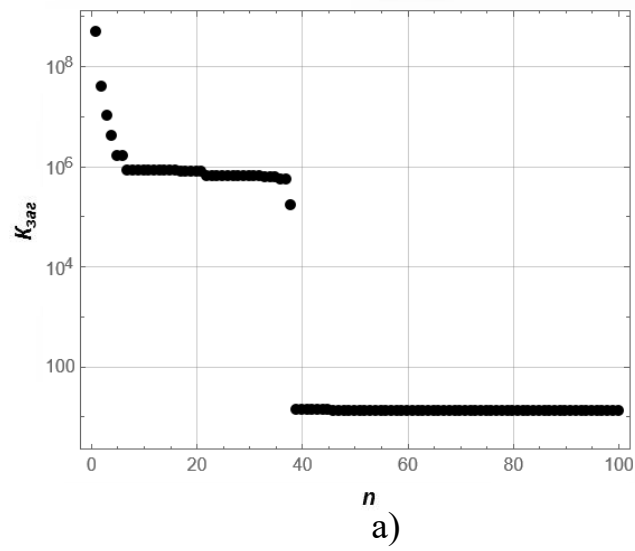
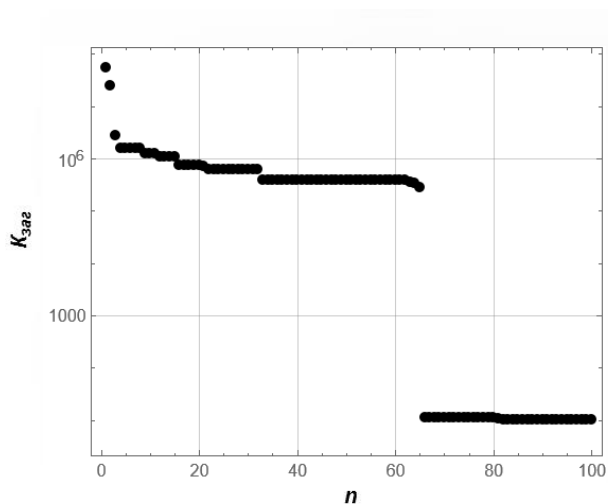
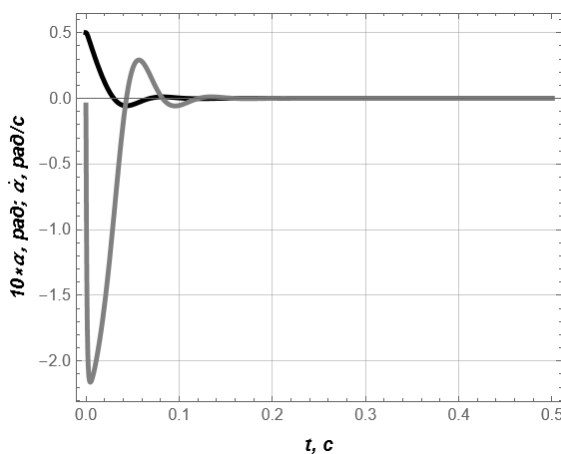


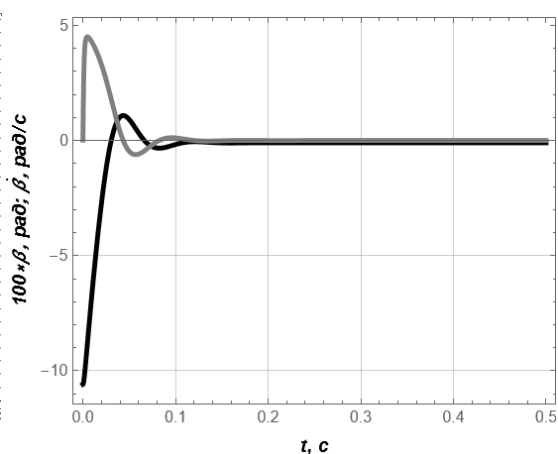
Рисунок Е6 – Графіки розв’язку №6: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу



а)



б)



в)

Рисунок Е7 – Графіки розв’язку №7: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу

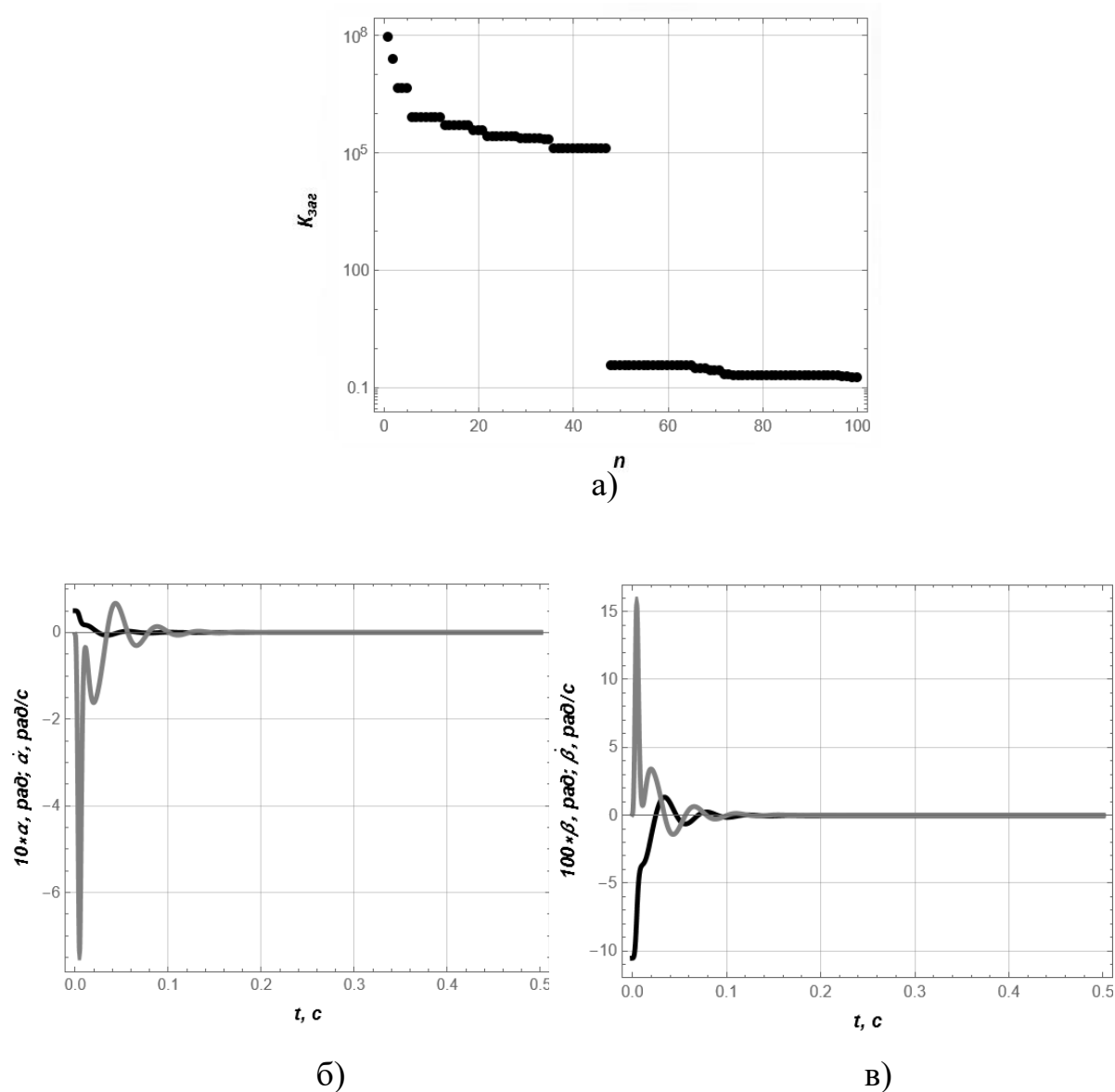


Рисунок Е8 – Графіки розв’язку №8: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу

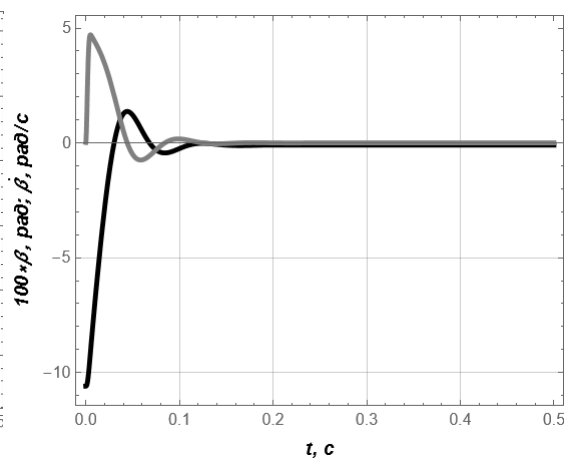
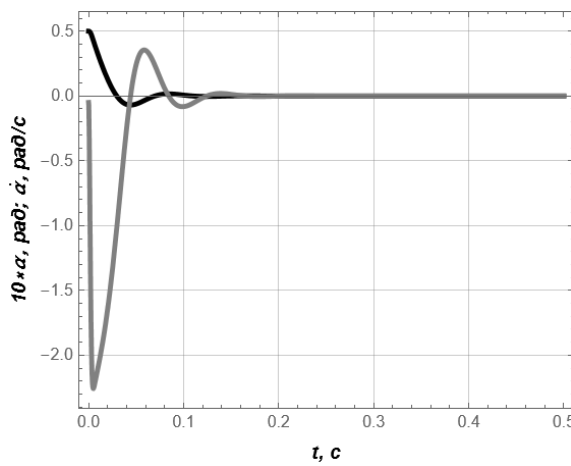
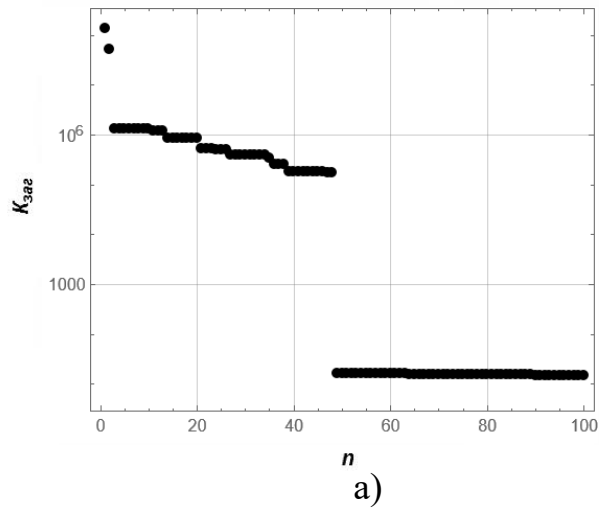


Рисунок Е9 – Графіки розв’язку №9: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу

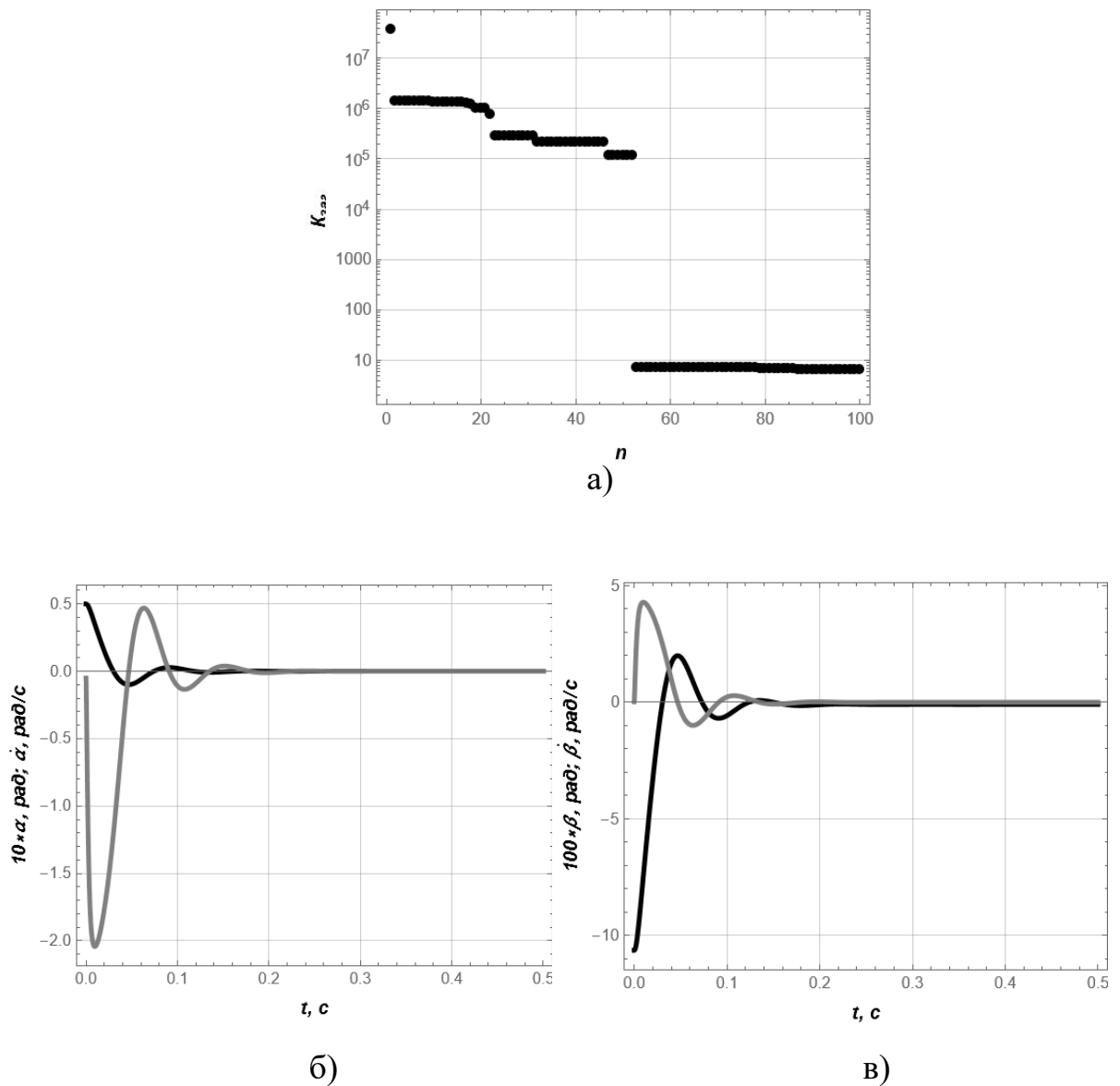


Рисунок Е10 – Графіки розв'язку №11: а) графік збіжності цільової функції в процесі оптимізації; б) графіки зміни кута α (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\alpha}$ (сірий колір) нахилу пристрою в процесі стабілізації; в) графіки зміни кута β (чорний колір) і кутової швидкості $\dot{\beta}$ (сірий колір) нахилу

Додаток Є

**Порівняння теоретичних та експериментальних даних керування
пристроєм в режимі стабілізації свого положення з використанням ПД-
регулятора**

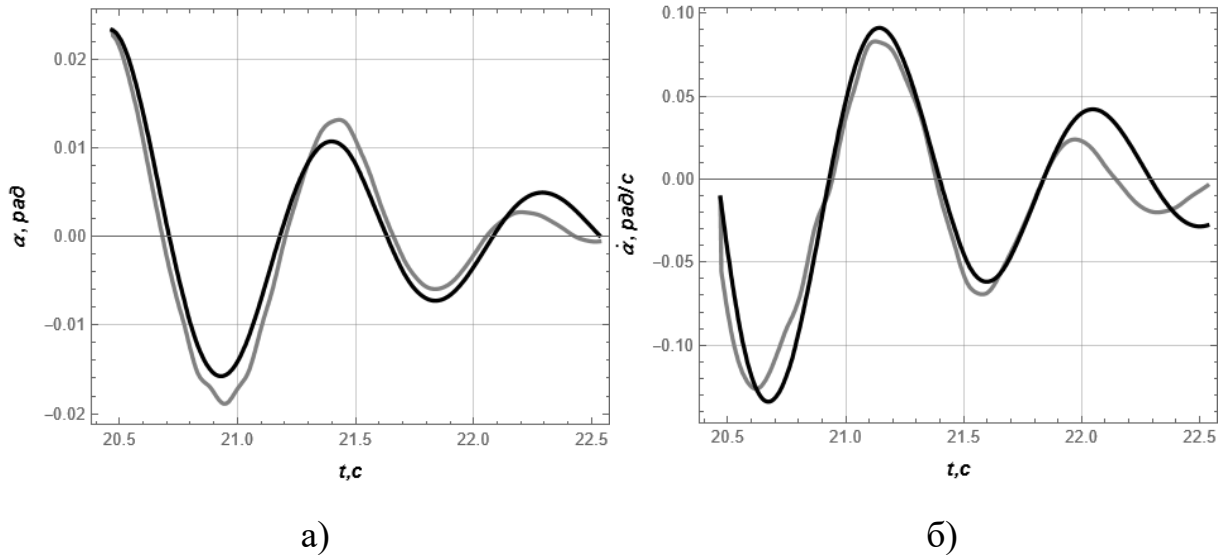


Рисунок Є1 – Графіки зміни експериментальних (чорний колір) та теоретичних (сірий колір) кутів та кутових швидкостей нахилу пристрою в процесі стабілізації його положення для задачі №2: а) кут нахилу пристрою; б) кутова швидкість нахилу пристрою;

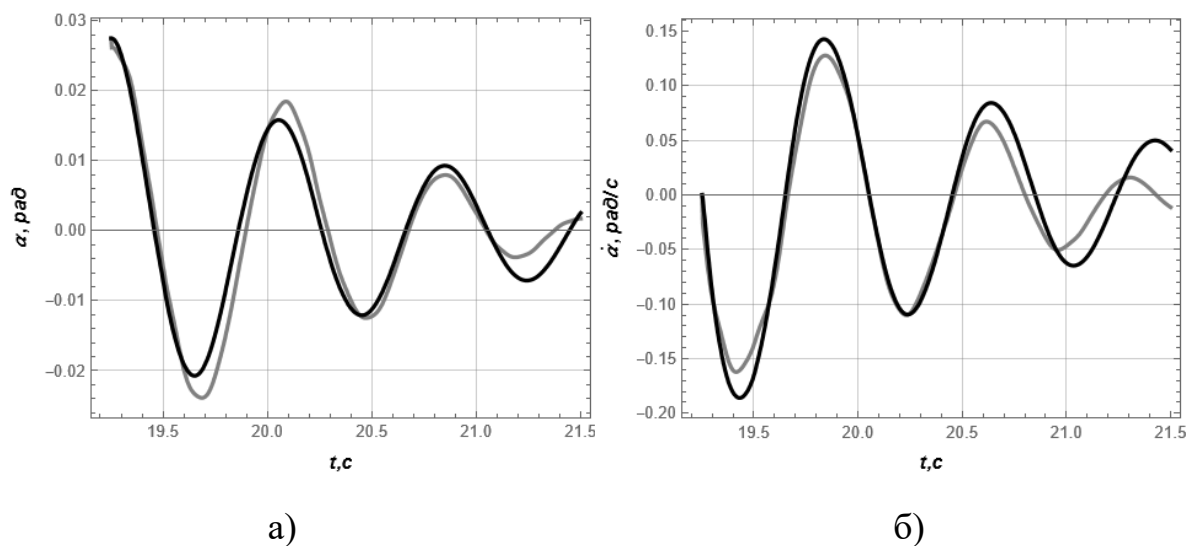
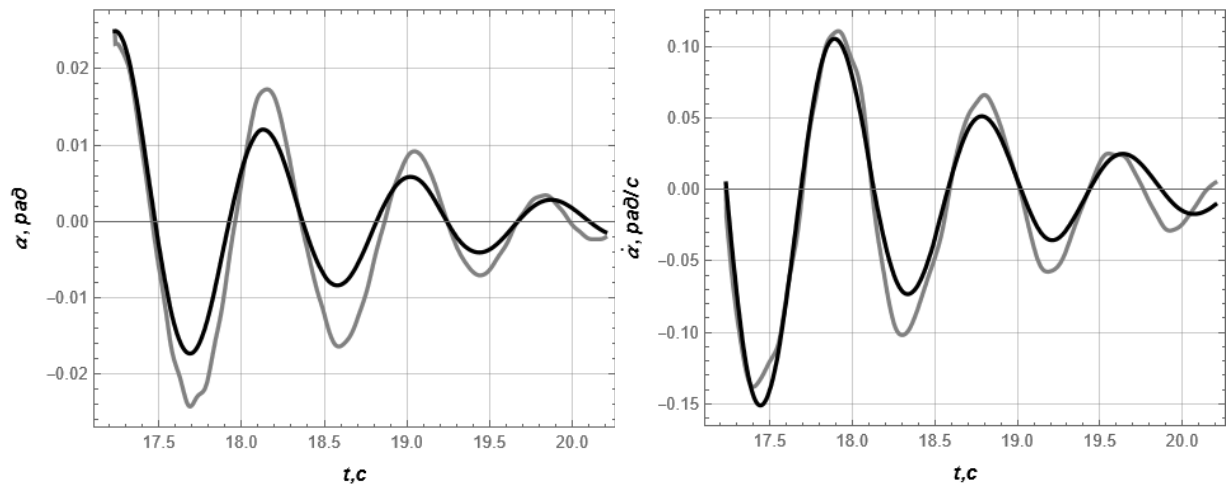


Рисунок Є2 – Графіки зміни експериментальних (чорний колір) та теоретичних (сірий колір) кутів та кутових швидкостей нахилу пристрою в

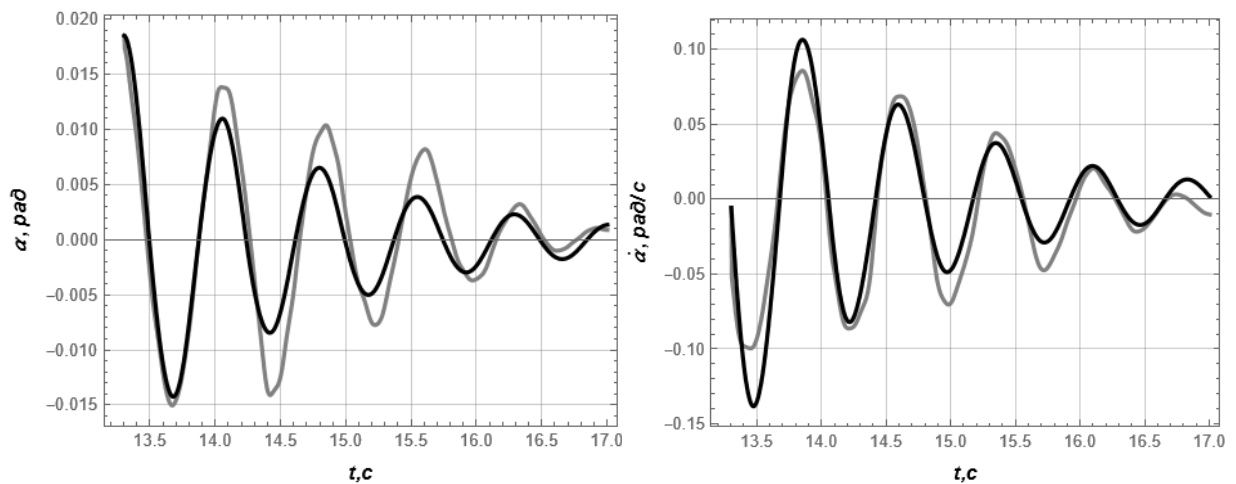
процесі стабілізації його положення для задачі №4: а) кут нахилу пристрою;
б) кутова швидкість нахилу пристрою;



а)

б)

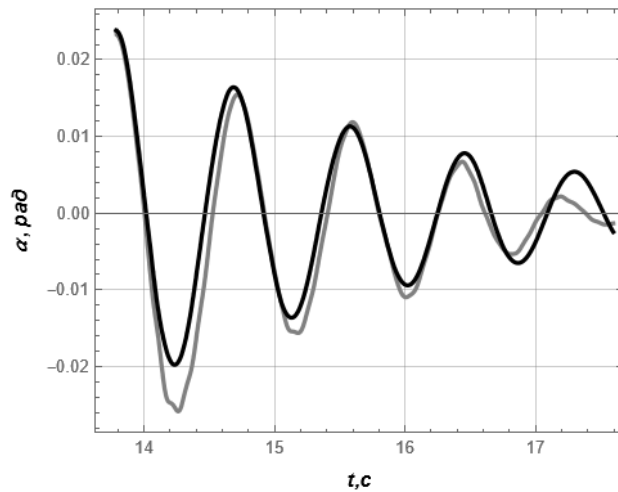
Рисунок Є3 – Графіки зміни експериментальних (чорний колір) та теоретичних (сірий колір) кутів та кутових швидкостей нахилу пристрою в процесі стабілізації його положення для задачі №5: а) кут нахилу пристрою;
б) кутова швидкість нахилу пристрою;



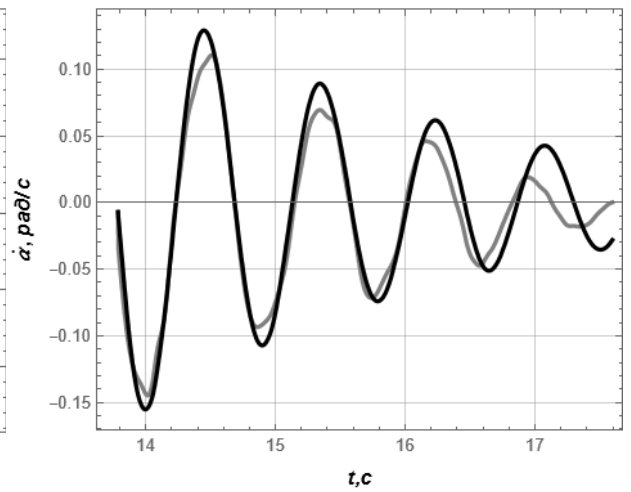
а)

б)

Рисунок Є4 – Графіки зміни експериментальних (чорний колір) та теоретичних (сірий колір) кутів та кутових швидкостей нахилу пристрою в процесі стабілізації його положення для задачі №6: а) кут нахилу пристрою;
б) кутова швидкість нахилу пристрою;

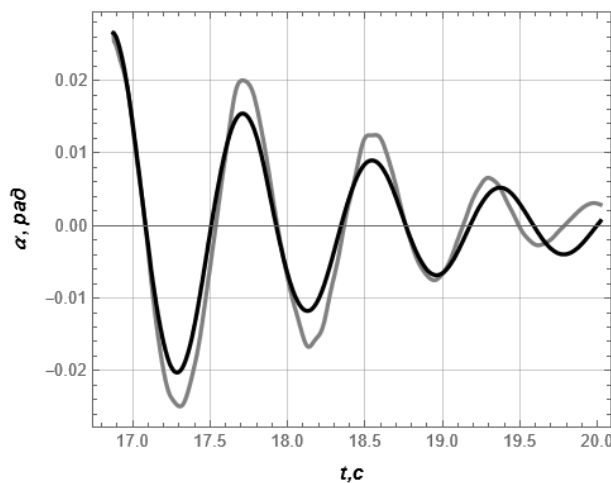


а)

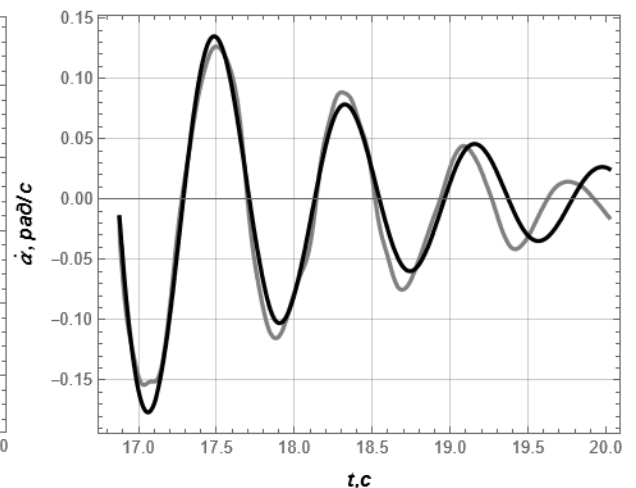


б)

Рисунок Є5 – Графіки зміни експериментальних (чорний колір) та теоретичних (сірий колір) кутів та кутових швидкостей нахилу пристрою в процесі стабілізації його положення для задачі №8: а) кут нахилу пристрою; б) кутова швидкість нахилу пристрою;

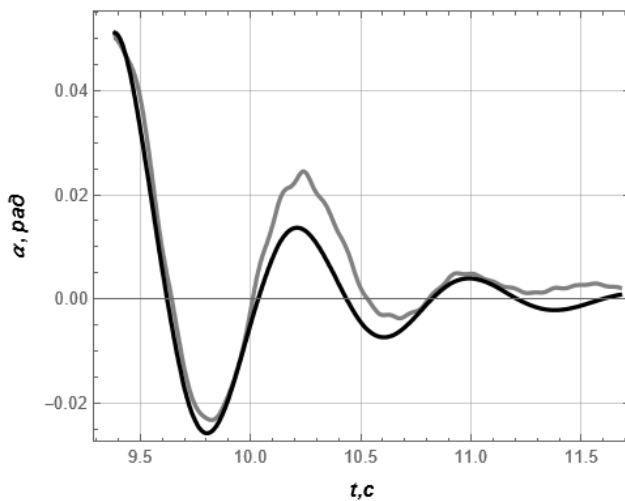


а)

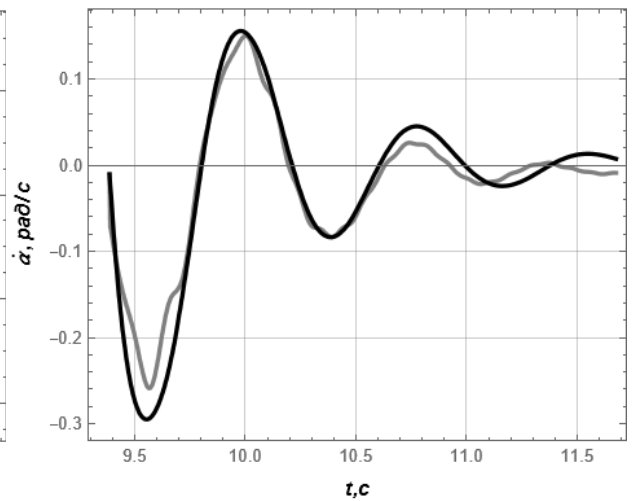


б)

Рисунок Є6 – Графіки зміни експериментальних (чорний колір) та теоретичних (сірий колір) кутів та кутових швидкостей нахилу пристрою в процесі стабілізації його положення для задачі №9: а) кут нахилу пристрою; б) кутова швидкість нахилу пристрою;

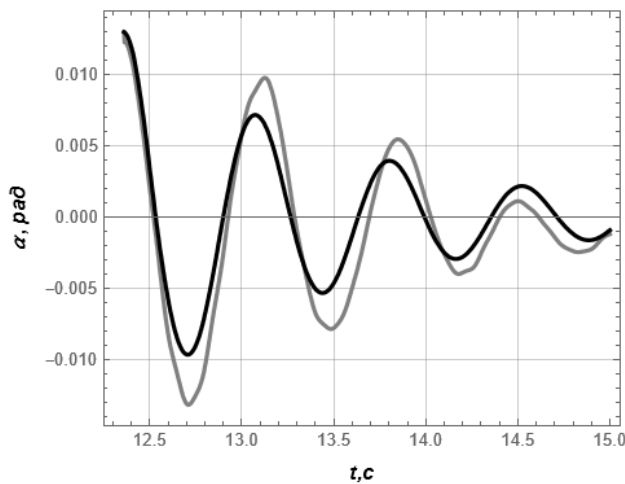


а)

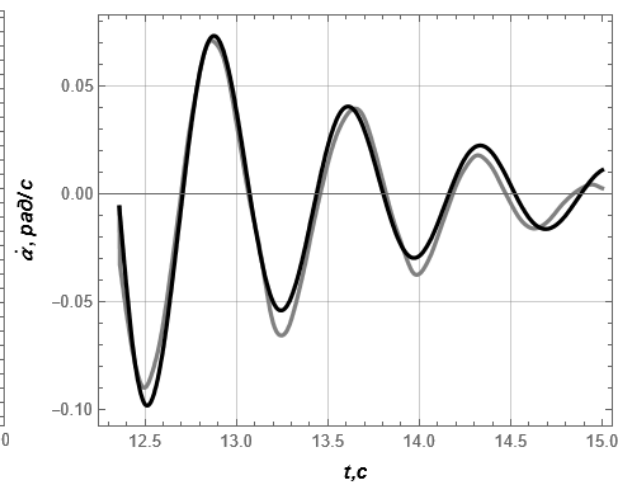


б)

Рисунок Є7 – Графіки зміни експериментальних (чорний колір) та теоретичних (сірий колір) кутів та кутових швидкостей нахилу пристрою в процесі стабілізації його положення для задачі №10: а) кут нахилу пристрою; б) кутова швидкість нахилу пристрою;



а)



б)

Рисунок Є7 – Графіки зміни експериментальних (чорний колір) та теоретичних (сірий колір) кутів та кутових швидкостей нахилу пристрою в процесі стабілізації його положення для задачі №11: а) кут нахилу пристрою; б) кутова швидкість нахилу пристрою;