

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Поліщук Михайло Миколайович

УДК 621.865.8

АВТОМАТИЗОВАНИЙ СИНТЕЗ МОБІЛЬНИХ РОБОТІВ ДОВІЛЬНОЇ
ОРІЄНТАЦІЇ В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ПРОСТОРІ

Спеціальність 05.02.02 – Машинознавство

Дисертація на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Науковий консультант
доктор технічних наук, професор
Кузнецов Юрій Миколайович,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
професор кафедри конструювання машин

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

_____ М.М.Поліщук
(підпис) (ініціали та прізвище здобувача)

АНОТАЦІЯ

Поліщук М.М. Автоматизований синтез мобільних роботів довільної орієнтації в технологічному просторі – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2021.

Дисертація присвячена вирішенню важливої науково-практичної проблеми – розробці методології синтезу мобільних роботів довільної орієнтації (РДО) у технологічному просторі з системами втримання мобільних роботів на поверхні переміщення для компенсації гравітаційного та технологічного навантаження. Вирішення цієї проблеми спрямоване на створення нового засобу виробництва – різновиду робототехніки у вигляді мобільних роботів довільної орієнтації, що враховує потреби суспільства, рівень його соціально-економічного та науково-технічного розвитку в умовах сучасного виробництва. Дослідження присвячені вирішенню проблеми полегшенню людської праці у сфері обслуговування висотних об'єктів промислових та комунальних господарств і наданню людині функцій дистанційного автоматизованого керування на основі спеціалізованого технологічного забезпечення РДО.

Мобільні роботи довільної орієнтації в технологічному просторі, відомі також як роботи вертикального переміщення, а в міжнародних виданнях — під терміном Climber Robot (альпіністський робот), є модифікацією мобільних роботів, оснащених засобами їх втримання на поверхні довільної орієнтації відносно обрію технологічного простору. Створення даного виду робототехніки перебуває на початковій стадії й продиктоване необхідністю виконання технологічних операцій у таких областях як моніторинг промислових об'єктів, монтаж і демонтаж будівельних конструкцій, ремонт і профілактичне обслуговування їх компонентів, технічне обслуговування висотних будинків

міських комунальних господарств, лісових та паркових деревних масивів тощо. Особливу актуальність експлуатація мобільних роботів здобуває в екстремальних умовах техногенних катастроф, небезпечних і навіть неприйнятних для перебування людини.

Запропоновано методологічний підхід синтезу мобільних РДО, заснований на трьох принципах, а саме: накопичення та перетворення енергії руху роботів, інтеграції їх приводів і застосування засобів компенсації гравітаційного навантаження. Реалізація зазначених принципів синтезу РДО надає можливість створення нового покоління мобільних роботів, які дозволять вилучити людей із вкрай небезпечних умов праці при обслуговуванні висотних об'єктів в різноманітних галузях промисловості, що визначає актуальність проблеми.

На основі розробленої методології автоматизованого синтезу мобільних роботів створені модифікації мобільних засобів в галузі робототехніки. Отримані технічні розв'язки дозволяють роботам виконувати технологічні операції при переміщенні по поверхнях довільної орієнтації в різних системах координат при довільній топології поверхонь руху робота.

В дисертації розглянуті перспективні сфери експлуатації мобільних роботів довільної орієнтації, потім викладений рівень технічних підсистем даного класу роботів, виконаний аналіз теоретичних і експериментальних досліджень і запропоновані напрямки методологічних підходів до побудови технологічних роботів довільної орієнтації. Здійснено морфологічний аналіз структур мобільних РДО на рівні інтеграції функціональних пристроїв для реалізації основоположних принципів синтезу мобільних роботів як нового класу робототехнічних систем. Відмінність морфологічного аналізу полягає застосовані критеріїв відбору варіантів морфологічних структур, по-перше, на основі трьох принципів синтезу мобільних РДО, що указує напрямок удосконалювання конструкцій мобільних роботів довільної орієнтації, по-друге, селекція варіантів у вигляді патентованих технічних розв'язків

підтверджує відповідність обраних структур сучасному рівню матеріалів і технологій для їхнього виготовлення, що є неодмінною вимогою патентного відомства будь-якої країни. Для вирішення цієї задачі застосовано метод трансформації структури на основі цілеспрямованого вдосконалювання прототипів мобільних роботів.

Запропоновано модифікацію методу параметричного синтезу багаторівневої технічної системи РДО. Відмітність запропонованої модифікації параметричного синтезу полягає в тому, що при запису цільових функцій кожного рівня системи критерій оптимальності попереднього рівня входить у цільову функцію наступного рівня у вигляді змінної або константи. Зазначений підхід підвищує ефективність параметричного синтезу завдяки безпосередньому функціональному зв'язку конструктивних і технологічних параметрів нових технічних розв'язків мобільних РДО. Створення подібних формалізованих моделей параметричного синтезу дозволяє максимально наблизити їх адекватність реальним умовам експлуатації мобільних роботів довільної орієнтації у технологічному просторі.

Реалізацію синтезу мобільних РДО за першим принципом – накопичення потенціальної енергії і перетворення її в кінетичну енергію руху, здійснено на основі теоретичного обґрунтування та подальшого моделювання процесу переміщення робота з модулями накопичення та перетворення енергії. Доведено доцільність застосування запропонованого першого принципу синтезу мобільних РДО як засобу підвищення їх енергетичної ефективності з урахуванням використання автономних джерел живлення, що для мобільних роботів має принципове значення. Також розглянуті варіанти реалізації модулів накопичення та перетворення енергії, надано їх динамічні моделі та здійснено параметричний синтез режимів функціонування на основі багатокритеріальної оптимізації.

В роботі виконано дослідження синтезу мобільних РДО за другим принципом: інтеграції приводів переміщення та зміни орієнтації мобільного

робота. Первісно відображені технічні реалізації мобільних РДО з інтегрованими приводами – педіпуляторами, далі розроблена динамічна модель та виконаний аналіз результатів моделювання, а також здійснено параметричний синтез РДО на основі багатокритеріальної оптимізації параметрів та надано інженерну методику синтезу основних конструктивних елементів мобільного РДО, створеного за другим принципом синтезу. На основі побудованої динамічної моделі за результатами моделювання впливу параметрів робота на динаміку його переміщення отримані графоаналітичні залежності зміни величин переміщення, швидкості та кутів вигину педіпуляторів мобільного РДО. Запропонований принцип інтеграції приводів дозволяє суттєво зменшити гравітаційне навантаження на мобільні роботи та підвищити надійність їх утримання на поверхнях довільної орієнтації, а також здійснювати різноманітні комбінації технічних реалізацій мобільних РДО залежно від сфери їх експлуатації в промисловості.

Запропоновано і розвинуто доцільність застосування третього принципу синтезу мобільних РДО, а саме: застосування аеродинамічної піднімальної сили як засобу протидії гравітаційному навантаженню з метою збільшення технологічного навантаження при одночасному зменшенні потужності приводів руху й зчеплення мобільних РДО з поверхнею переміщення. Надані принципово нові технічні реалізації мобільного РДО за третім принципом синтезу, здійснено кінематичний і динамічний аналізи руху генератора тяги, розроблена модель фізичної сутності процесу створення аеродинамічної піднімальної сили та досліджено вплив ваги робота і аеродинамічної піднімальної сили, як протидії гравітаційному навантаженню, на величину технологічних реакцій при виконання мобільним РДО виробничого завдання. Для дослідження динаміки руху генератора тяги мобільного РДО використано рівняння Лагранжа 2-го роду. Отриману систему диференціальних рівнянь розв'язано числовим методом Рунге – Кутта четвертого порядку точності при заданих початкових значеннях кутів Ейлера – Крилова і їх похідних за часом.

На основі вказаного розв'язку побудовані графоаналітичні залежності зміни у часі кутів положення мобільного РДО до обрію. Досліджено процес адіабатного витікання повітря генератора тяги на основі систем рівнянь у диференціальній формі з використанням рівнянь балансу енергії та рівнянь Клапейрона – Менделєєва. За розробленою методикою отримані аналітичні співвідношення для сили, що протидіє гравітаційному навантаженню мобільного робота. Запропонований технічний розв'язок за третім принципом синтезу спрямований на компенсацію або повне подолання гравітаційного навантаження мобільного робота довільної орієнтації при виконанні транспортних і технологічних операцій.

В роботі викладені результати експериментальних досліджень процесу керування генератором реактивної тяги, що проведені з метою апробації третього принципу синтезу мобільних РДО, а саме: застосування аеродинамічної піднімальної сили як засобу протидії гравітаційному навантаженню, що сприяє підвищенню надійності утримання мобільних РДО на поверхні переміщення довільної орієнтації у технологічному просторі. Здійснено постановку екстремального повнофакторного експерименту, який дозволив не тільки апробувати доцільність застосування пневматичної реактивної тяги для мобільних РДО, але й здійснити пошук квазіоптимальних значень факторів, а саме: тиску на вході генератора, діаметру та кількості сопел, що визначають ефективність роботи пневматичного генератора тяги. Надано опис методики експерименту й виконані дисперсійний і регресійний аналізи отриманих експериментальних даних, включаючи перевірку отриманої регресійної моделі на адекватність реальному процесу. На завершені виконане дослідження регресійної та аналітичної моделей генератора тяги для мобільних робіт довільної орієнтації у просторі. Дослідженням регресійної моделі доведено наявність умовних екстремумів цільової функції на границях факторного простору зміни режимів процесу створення аеродинамічної протидії гравітаційному навантаженню мобільного РДО. Аналіз чисельних

характеристик впливу параметрів генератора тяги на величину аеродинамічної піднімальної сили мобільного РДО підтверджує домінанту впливу чисельності сопів генератора тяги відносно діаметрів їх поперечного перетину та надлишкового тиску в камері генератора.

Проведені експериментальні дослідження технологічних режимів аеродинамічної піднімальної сили як засобу протидії гравітаційному навантаженню, підтверджують доцільність технічних розв'язків мобільних РДО з метою збільшення їх технологічного навантаження. Реалізація зазначених модифікацій сприяє зменшенню сумарної потужності приводів і підвищенню надійності втримання роботів на поверхні довільної орієнтації в технологічному просторі.

Запропоновані інженерні методики синтезу мобільних РДО дозволяють здійснювати синтез вказаних роботів, спрямований на визначення їх параметрів згідно технічного завдання. Інженерний розрахунок конструктивних параметрів кожного з різновидів мобільних РДО складається з двох основних етапів: розрахунку параметрів підсистеми зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення довільної орієнтації та розрахунку параметрів трансмісії та приводів робота. Створені автоматизовані модулі САЕ-системи для параметричного синтезу мобільних РДО дозволяють визначати квазіоптимальні значення конструктивно-технологічних параметрів мобільних роботів, та здійснювати симуляцію функціонування вказаних пристроїв з метою їх апробації.

Ключові слова: структурно-параметричний синтез, мобільні роботи, альпіністські роботи, автоматизоване керування, крокуючі механізми

ANNOTATION

Polishchuk M.N. Automated synthesis of mobile robots of arbitrary orientation in the technological space – Qualified scientific work as a manuscript.

The dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences, specialty 05.02.02 – Machine Science. – National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" of the Ministry of Education and Science of Ukraine, Kiev, 2021.

The dissertation is devoted to solving an important scientific and practical problem – the development of a methodology for controlling the synthesis process of mobile robots of arbitrary orientation in the technological space with systems for holding mobile robots on the surface of moving to compensate for the gravitational load. The solution to this problem is aimed at creating a new means of production – a variety of robotics in the form of mobile robots of arbitrary orientation, which takes into account the needs of society, the level of its socio-economic, scientific and technological development in modern production. Studies are devoted to solving the problem of excluding human labor from the sphere of servicing high-rise facilities at industrial and municipal facilities and providing a person with remote automatic control functions.

Mobile robots of arbitrary orientation in the technological space, also known as robots with vertical movement, and in international publications under the name Climber Robot are a new modification of mobile robots equipped with tools to hold the robot on a surface of arbitrary orientation relative to the horizon of the technological space. The creation of this type of robotics is at the initial stage and is dictated by the need for technological operations in such areas as monitoring of industrial facilities, installation and dismantling of building structures, repair and preventive maintenance of their components, maintenance of high-rise buildings of public utilities, forest and parklands, etc. n. The problem of using mobile robots is especially relevant in the extreme conditions of technological disasters in which human work is dangerous and even unacceptable to humans.

The methodology for managing the synthesis of mobile robots in the technological space is based on three fundamental principles: 1) the accumulation of potential displacement energy and its conversion into kinetic energy of robot movement; 2) integration of drives of longitudinal and vertical movement, as well as drives of changing the orientation of the robot along a given route; 3) the use of aerodynamic lifting force as a means of counteracting the gravitational load in order to increase the technological load while reducing the power of the drive drives and the adhesion of the robot to the displacement surface. The indicated directions in world theory and practice of the experimental construction of mobile robots have not yet been investigated.

Based on the developed methodology for managing the synthesis of mobile robots, new modifications of mobile robots have been created. The proposed technical solutions allow robots to move along surfaces of arbitrary orientation in various coordinate systems with an arbitrary topology of the surfaces of movement of the robot. The experimental studies of the control of aerodynamic lift regimes as a means of counteracting the gravitational load confirm the feasibility of using the developed technical solutions of mobile robots. The implementation of these modifications helps to reduce the total power of the drives and increase the reliability of the retention of robots on a surface of arbitrary orientation in the technological space.

In the dissertation spheres of operation of mobile robots of arbitrary orientation are considered, then the level of technical subsystems of this class of robots is stated, the analysis of theoretical and experimental researches is executed and directions of methodological approaches to construction of technological robots of arbitrary orientation are offered. The morphological analysis of the structures of mobile robots at the level of integration of functional devices for the implementation of the basic principles of synthesis of mobile robots as a new class of robotic systems is carried out. The difference of morphological analysis is the application of criteria for selecting variants of morphological structures, first, based on the three principles of

synthesis of mobile robots, indicating the direction of improving the design of mobile robots of arbitrary orientation, second, the selection of options in the form of patented technical solutions the current level of materials and technologies for their manufacture, which is an essential requirement of the patent office of any country. To solve this problem, the method of structure transformation is used on the basis of purposeful improvement of prototypes of mobile robots.

A modification of the method of parametric synthesis of a multilevel technical system is proposed. The distinctive feature of the proposed modification of parametric synthesis is that when recording the objective functions of each level of the system, the criterion of optimality of the previous level is included in the objective function of the next level in the form of a variable or constant. This approach increases the efficiency of parametric synthesis due to the direct functional connection of structural and technological parameters of new technical solutions of mobile robots. Creation of similar formalized models of parametric synthesis allows bringing as much as possible their adequacy to real conditions of operation of mobile robots of arbitrary orientation in technological space.

The implementation of the synthesis of mobile robots on the first principle - the accumulation of potential energy and its conversion into kinetic energy of motion, carried out on the basis of theoretical justification and further modeling of the process of moving work with modules of energy accumulation and conversion. The expediency of application of the proposed first principle of synthesis of mobile robots as a means of increasing their energy efficiency taking into account the use of autonomous power supplies, which is of fundamental importance for mobile robots, is proved. The variants of realization of energy storage and conversion modules are also considered, their dynamic models are given and parametric synthesis of operating modes on the basis of multi criteria optimization is carried out.

The study of the synthesis of mobile robots is performed according to the second principle: integration of moving drives and change of orientation of the mobile robot. Initially reflected technical implementations of mobile robots with

integrated drives – pedipulators, then developed a dynamic model and performed analysis of modeling results, as well as parametric synthesis of robots based on multi criteria optimization of parameters and provided engineering methods for synthesis of basic structural elements of the mobile robot. Based on the constructed dynamic model based on the results of modeling the influence of robot parameters on the dynamics of its movement, graph-analytical dependences of changes in displacement values, velocities and bending angles of mobile robot pedipulators are obtained. The proposed principle of drive integration allows to significantly reduce the gravitational load on mobile robots and increase the reliability of their retention on surfaces of arbitrary orientation, as well as to carry out various combinations of technical implementations of mobile robots depending on their field of operation in industry.

The expediency of application of the third principle of synthesis of mobile robots is offered and developed, namely: application of aerodynamic lifting force as means of counteraction to gravitational loading for the purpose of increase of technological loading at simultaneous decrease in power of drives of movement and coupling of mobile robots with a moving surface. Fundamentally new technical implementations of the mobile robot according to the third principle of synthesis are given, kinematic and dynamic analyzes of traction generator motion are carried out, the model of physical essence of process of creation of aerodynamic lifting force is developed and influence of weight of robot and aerodynamic lifting force as counteraction to gravitational loading performance of a production task by a mobile robot. The Lagrange equation of the 2nd kind was used to study the dynamics of the motion of the thrust generator of a mobile robot. The resulting system of differential equations is solved by the numerical Runge-Kutta method of the fourth order of accuracy at given initial values of the Euler-Krylov angles and their time derivatives. Based on this solution, the graph-analytical dependences of the change in time of the angles of the position of the mobile robot to the horizon are constructed. The process of adiabatic air flow of the thrust generator on the basis of systems of equations in differential form with the use of energy balance equations and Clapeyron -

Mendeleev equations is investigated. According to the developed method, analytical relations are obtained for the force that counteracts the gravitational load of the mobile robot. The proposed technical solution according to the third principle of synthesis is aimed at compensating or completely overcoming the gravitational load of a mobile robot of arbitrary orientation when performing transport and technological operations.

Experimental studies of technological modes of aerodynamic lifting force as a means of counteracting gravitational loading, confirm the feasibility of technical solutions for mobile robots in order to increase their technological load. The implementation of these modifications helps to reduce the total power of the drives and increase the reliability of the robot on the surface of arbitrary orientation in the technological space.

The proposed engineering techniques for the synthesis of mobile robots allow the synthesis of these robots, aimed at determining their parameters according to the terms of reference. Engineering calculation of design parameters of each of the types of mobile robots consists of two main stages: calculation of the parameters of the clutch subsystem of the mobile robot with the moving surface of arbitrary orientation and calculation of transmission parameters and robot drives. Created automated modules of CAE-system for parametric synthesis of mobile robots allow to determine quasi-optimal values of design and technological parameters of mobile robots, and to simulate the operation of these devices in order to test them.

As a result of theoretical and experimental studies, a synthesis of fundamentally new designs of mobile robots for the maintenance of high-rise industrial and agricultural facilities was carried out.

Key words: structural-parametric synthesis, mobile robots, climbing robots, automated control, walking mechanisms

Основні опубліковані роботи з теми дисертації

Монографії

1. Полищук М.Н., Тышкевич Ю. В. Проектирование технологического оснащения и наладка промышленных роботов. / Под общ. ред. проф. Ямпольского Л.С. Київ: Дорадо-Друк, 2014. 272 с. *(Дисертанту належить постановка задач, планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів)*
2. Polishchuk M. M. Mobile robots of arbitrary orientation in the technological space. *Engineering sciences: development prospects in countries of Europe at the beginning of the third millennium* / Collective monograph. Stalowa Wola, Poland, 2018. P 369–388.

Публікації у наукових фахових виданнях

3. Поліщук М.М., Пушкін М.С. Конструювання багаторівневої складної агрегатованої системи (САС). *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2008. № 13. С. 69–76. *(Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів)*.
4. Поліщук М.М., Науменко Ю.О. Вибір методу оптимізації критеріїв багаторівневої складної агрегатованої системи. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2010. №16. С. 84–88. *(Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів)*.
5. Поліщук М.М., Красота Д.І., Шкурченко О.А. Моделювання роботизованого процесу складання. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2011. №19. С. 102–108. *(Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів)*.
6. Поліщук М. М., Землянкін А. В. Дослідження залежності похибки позиціонування пневматичного приводу від параметрів його роботи. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2012. № 20. С. 3–10. *(Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання)*

7. Полищук М.Н., Баранова Д.К. Модуль САПР механических захватных устройств промышленных роботов. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2012. № 40. С. 87–93. (Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів).
8. Персиков В.К., Поліщук М.М. Аналіз проблем створення технологічних роботів вертикального переміщення. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2014. №1(24). С. 87–95. (Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів).
9. Полищук М. Н. Педипулятор робота вертикального перемещения с возможностью рекуперации энергии движения. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2016. №1(28). С. 107–115.
10. Полищук М. Н., Пуховский Е. С. Адаптивный сборочный модуль промышленного робота. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2016. №2(29). С. 100–105. (Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів).
11. Полищук М. Н. Метод компенсации потерь производительности робототехнологических комплексов. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2017. №1(30). С. 124–129.
12. Поліщук М. М. Модернізація вакуумного захвату мобільного крокуючого робота. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2017. № 2. С. 59–64.
13. Поліщук М. М. Оптимізація параметрів крокуючого робота. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2017. №2(31). С. 62–71.
14. Polishchuk M., Oliinyk V. Mobile climbing robot with elastic energy accumulators. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2018. №1(82). P.116–122. (Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів).
15. Полищук М. Н. Способ мультипликации технологического усилия промышленного робота. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2018. №1(32). С. 146–152.

16. Поліщук М. М. Підвищення енергоефективності роботів вертикального переміщення. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2018. №2(32). С. 97–105.

17. Поліщук М.М. Принципи синтезу мобільних роботів. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки*. 2018. Том 29 (68)№ 5. С.1–8.

18. Кузнецов Ю.Н., Полищук М.Н. Области перспективного применения роботов произвольной ориентации в пространстве. *Вісник Херсонського Національного технічного університету*. 2018. № 4(67). С. 63–69. (Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів).

19. Поліщук М.М. Оптимізація параметрів мобільного робота з газовим накопичувачем енергії. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки*. 2018. Том 29 (68)№ 6. С. 15–21.

20. Поліщук М.М., Кузнецов Ю.М. Морфологічний аналіз і параметричний синтез мобільних роботів довільної орієнтації. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки*. Том 30 (69) Ч.1 № 2 2019. С. 1–12 (Дисертанту належить аналіз, моделювання і узагальнення результатів).

21. Полищук М.Н. Теоретическое обоснование функционирования антигравитационного мобильного робота. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки*. Том 30 (69) № 3, 2019. С. 1–9.

22. Поліщук М.М. Мобільний робот для обслуговування паркових та лісних деревних масивів. *Науково-практичний журнал «Екологічні науки»*. № 26, 2019. С. 132–137.

23. Поліщук М.М. Мобільний робот з пневматичним акумулятором енергії. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки*. Том 30 (69) № 4, 2019. С. 1–6.

24. Mikhail Polishchuk. The concept of synthesis of walking robots of arbitrary orientation. *Міжвідомчий науково-технічний збірник «Адаптивні системи автоматичного управління»*. 2019. № 1(34). С. 90–102. DOI: <https://doi.org/10.20535/1560-8956.1.2019.178234>.

25. Polishchuk M. Parametric synthesis of a mobile robot for servicing park trees. *Міжвідомчий науково-технічний збірник «Адаптивні системи автоматичного управління»*. 2019. № 2(35). С. 70–78.

26. Polishchuk M.M. Optimization of mobile robot parameters for surfaces of arbitrary orientation. Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки. Том 31 (70) № 1, Ч. 2. 2020. С. 1–5.

27. Mikhail Polishchuk. Dynamic model of a walking mobile robot. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2020. Том 1, № 36. С. 8–16. <https://doi.org/10.20535/1560-8956.36.2020.209749>

28. Поліщук М.М., Ткач М.М. Дослідження модуля аеродинамічної піднімальної сили мобільного робота довільної орієнтації. Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки. Том 31 (70) № 4, 2020. С. 1–11.

Публікації у наукометричних базах Scopus та Web of Science

29. Polishchuk, M. Anthropomorphic gripping device for an industrial robot: design and calculation of parameters. *Springer Nature Applied Sciences* (2019) 1:503. <https://doi.org/10.1007/s42452-019-0535-z> (Scopus, Web of Science)

30. Mikhail Polishchuk, Mykyta Suyazov and Mark Opashnyansky. Study on numerical analysis of dynamic parameters of mobile walking robot. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences (JMES)*. ISSN: 2289-4659 e-ISSN: 2231-8380 Vol.14, Issue 1, 2020: 6380–6392. DOI: <https://doi.org/10.15282/jmes.14.1.2020.14.0499> (Дисертанту належить аналіз, моделювання і узагальнення результатів). (Scopus)

31. Mikhail Polishchuk, Mikhail Tkach, Igor Parkhomey, Juliy Boiko, Oleksander Eromenko. Experimental Studies on the Reactive Thrust of the Mobile

Robot of Arbitrary Orientation. *Indonesian Journal of Electrical Engineering and Informatics*. ISSN 2089-3272. Vol. 8, No 2. 2020, pp. 340–352. DOI: [10.11591/ijeel.v8i2.1681](https://doi.org/10.11591/ijeel.v8i2.1681) (Дисертанту належить аналіз, моделювання і узагальнення результатів). (Scopus)

32. Polishchuk M.N., Oliinyk V.V. Dynamic Model of a Stepping Robot for Arbitrarily Oriented Surfaces. In: Hu Z., Petoukhov S., Dychka I., He M. (eds) *Advances in Computer Science for Engineering and Education II. ICCSEEA 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol. 938. Springer Cham. (Дисертанту належить аналіз, моделювання і узагальнення результатів). (Scopus)

33. Polishchuk M., Tkach M. Mobile Robot with an Anthropomorphic Walking Device: Design and Simulation. *FME Transactions*. Volume 48, No 1, 2020. P.13–20. (Дисертанту належить аналіз, моделювання і узагальнення результатів). (Scopus)

34. Mikhail Polishchuk, Mikhail Tkach, Igor Parkhomey, Juliy Boiko, Oleksander Eromenko. Walking Mobile Robot for Trimming Trees: Design and Modeling. *International Journal of Control and Automation*. ISSN: 2005-4297 IJCA. Vol. 13, No.2, (2020), pp. 1760-1772.

<http://sersc.org/journals/index.php/IJCA/article/view/34012> (Дисертанту належить аналіз, моделювання і узагальнення результатів). (Scopus)

35. M. Polishchuk, M. Tkach. Experimental Studies of Robotic Assembly of Precision Parts. *FME Transactions*, ISSN / eISSN: 1451-2092. VOL. 49, No 1, 2021, pp. 44–55. <https://www.mas.bg.ac.rs/istrazivanje/fme/start> (Дисертанту належить аналіз, моделювання і узагальнення результатів). (Scopus)

36. Mikhail Polishchuk, Mikhail Tkach, Igor Parkhomey, Juliy Boiko, Yevhenii Batrak, Oleksander Eromenko. Intelligent machine for sorting semi-precious minerals. *Indonesian Journal of Electrical Engineering and Computer Science*. Vol. 22, No. 3, June 2021, pp. 1354~1364 ISSN: 2502-4752, DOI: 10.11591/ijeecs.v22.i3.pp1354-1364 (Дисертанту належить аналіз, моделювання і узагальнення результатів). (Scopus)

Патенти на винаходи

37. Спосіб переміщення педіпуляторів крокуючого робота і пристрій для його здійснення: пат. 111021 Україна: МПК В62D 57/032. Ямпольский Л.С., Поліщук М.М., Персиков В.К.; заявники і патентовласники: Ямпольский Л.С., Поліщук М.М., Персиков В.К.; № а201411741; заявл. 30.10.2014; опубл. 10.03.2016, Бюл. 5. 4 с. *(Дисертанту належить спосіб і конструкція).*

38. Крокуючий мобільний робот: пат. 117065 Україна:МПК В62D 57/032. Поліщук М.М., Ткач М.М., Пасько В.П.; заявники і патентовласники: Поліщук М.М., Ткач М.М., Пасько В.П.;№ а201701440; заявл. 16.02.2017; опубл. 11.06.2018, Бюл. 11. 4 с. *(Дисертанту належить постановка завдання і конструкція).*

39. Захват крокуючого робота вертикального переміщення: пат. 119109 Україна: МПК В62D 57/02. Поліщук М.М.; заявник і патентовласник Поліщук М.М.; №а201710873; заявл.07.11.2017; опубл. 25.04.2019, Бюл. №8. 4 с.

40. Антигравітаційний мобільний робот Поліщука: пат.120410 Україна: № 201805661. МПК В62D57/024; Поліщук М.М.; заявник і патентовласник Поліщук М.М.; заяв. 22.05.2018; опубл. 25.11.2019, Бюл. № 22 К.: Укрпатент, 2018. 4 с.

41. Мобільний робот для обрізки дерев: пат. 119633 Україна: МПК А01G 23/00. Поліщук М.М., Ткач М.М.; заявники і патентовласники: Поліщук М.М., Ткач М.М.; № а201901310; заявл.11.02.2019; опубл. 10.07.2019, Бюл. №. 13. 4 с. *(Дисертанту належить принципова схема і конструкція).*

42. Крокуючий мобільний робот: пат. № 121432 Україна:МПК В62D57/032. Поліщук М.М., Кузнєцов Ю.М.; заявники і патентовласники: Поліщук М.М., Кузнєцов Ю.М; № а201807976; заявл. 18.07.2018. опубл. 25.05.2020, Бюл. № 2. с. 4. *(Дисертанту належить принципова схема і конструкція).*

43. Антропоморфна кисть промислового робота: пат. 120391 Україна: МПК В25J 15/08. Поліщук М.М.; заявник і патентовласник Поліщук М.М.; №

a201711458; заявл. 14.03.2017; опубл. 25.11.2019, Бюл. № 22.

44. Транспортний пристрій для переміщення усередині труб: пат. 118921 Україна: МПК F16L 55/34. Поліщук М.М.; заявник і патентовласник Поліщук М.М.; заявл. 24.10.2017; опубл. 25.03.2019, Бюл. № 6. 4 с.

45. Мобільний робот для обслуговування паркових дерев: Україна a202007378; Поліщук М.М., Ткач М.М.; заявники і патентовласники Поліщук М.М., Ткач М.М. опубл. 17.03.2021. Бюл. № 9. *(Дисертанту належить принципова схема і конструкція).*

46. Антропоморфний крокуючий пристрій: Україна: a201607429: МПК B25J 11/00. Поліщук М.М., Ткач М.М.; заявники і патентовласники Поліщук М.М., Ткач М.М. заяв. 02.07.2019; опубл. 10.12.2019, Бюл. № 17.

47. Спосіб Поліщука мультиплікації зусилля і пристрій для його здійснення: пат. Україна 113679; МПК F15B 3/00. Поліщук М.М., заявник і патентовласник Поліщук М.М., заяв. 27.07.2015; опубл. 7.02.2017, Бюл. № 4. *(Дисертанту належить принципова схема і конструкція).*

Патенти на корисні моделі

48. Захват крокуючого робота: пат. України на корисну модель 117979: МПК B65H 5/08. Поліщук М.М., Ткач М.М., Пасько В.П.; заявники і патентовласники: Поліщук М.М., Ткач М.М., Пасько В.П.; № u201702363; заявл. 14.03.2017; опубл. 10.07.2017, Бюл. 13. 4 с. *(Дисертанту належить постановка завдання і конструкція).*

49. Складальний модуль маніпулятора: пат. України на корисну модель 120783: МПК B25J 15/00. Поліщук М.М.; заявник і патентовласник Поліщук М.М.; № a201509697; заявл. 07.10.2015; опубл. 27.11.2017, Бюл. 22. 4 с.

50. Мобільний робот для моніторингу дерев: пат. України на корисну модель: a201800828. МПК B62D 57/024; Поліщук М.М.; Ткач М.М. заявники і патентовласники Поліщук М.М.; Ткач М.М. заяв. 23.03.2021; опубл. 18.10.2021. Бюл. 21. *(Дисертанту належить постановка завдання і конструкція).*

Тези доповідей в збірниках матеріалів конференцій

51. Polishchuk M.N. Walking robot with flexible pedipulators. *The development of technical sciences: problems and solutions: Conference Proceedings*, (April 27–28, 2018. Czech Republic, Brno). Baltija Publishing. 2018. С. 42–45.
52. Поліщук М.М. Напрямки розвитку мобільних роботів довільної орієнтації в просторі. *International Multidisciplinary Conference: Key issues of education and sciences: development prospects for Ukraine and Poland*. 20–21 July. Stalowa Wola, Republic of Poland 2018. Volume 6, pp. 95–99.
53. Кузнецов Ю.Н., Полищук М.Н. Принципы синтеза мобильных роботов произвольной ориентации. «Сучасні технології промислового комплексу: базові процесні інновації»: Матеріали IV-ої Міжнародної наук.–практ. конф. (Херсон, Вересень 12–16 вересня 2018р.). Херсон, 2018. С. 15–19.
54. Кузнецов Ю.М., Поліщук М.М. Тактично-оперативне застосування мобільних роботів довільної орієнтації. *Науково-практична конференція: Застосування сухопутних військ збройних сил України у конфліктах сучасності*. Сб. тез. (Львів, 15 листопада 2018).
55. Поліщук М.М. Кузнецов Ю.М. Мобільний робот з генератором аеродинамічної піднімальної сили. *XII міжн. наук.-практ. конференція: Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси*, 21–22 травня 2019р. Київ, МОН України. 2019. С. 28–33.
56. Полищук М.Н. Мобильный робот с педипуляторами произвольной ориентации. *XLIX Международная научная конференция «Актуальные научные исследования в современном мире»* (Переяслав-Хмельницький, 26–27 травня 2019р.), iSCIENCE, 2019. С 21–29.
57. Поліщук М.М. Інноваційні принципи синтезу мобільних роботів. *L Міжнародна наукова конференція: Актуальні наукові дослідження в сучасному світі* (Переяслав-Хмельницький, червень 2019). Сб.: 6(50) ч. 2 С. 130–142.
58. Кузнецов Ю. Н., Полищук М. Н. Компьютерное моделирование мобильных роботов, синтезированных на новых принципах. *Современные*

проблемы машиноведения. Гомель, 2018. Сб. трудов СПМ: С. 31–33.

59. Кузнецов Ю.М., Поліщук М.М. Перспективи застосування мобільних роботів у плодоовочевому господарстві. Сб.: *"Сучасні проблеми землеробської механіки"* (Київ, 17–19 жовтня 2018). С. 202–203.

60. Кузнецов Ю.Н., Полищук М.Н. Перспективы применения мобильных роботов в Украине. *VII Міжнародна науково-технічна конференція «Датчики, прилади та системи – 2018»* (Черкаси, вересень, 2018). Зб. тез. С. 70–74.

61. Кузнецов Ю.М., Поліщук М.М. Застосування мобільних роботів довільної орієнтації в Україні. *VI Міжнародна науково-практична конференція: Зброя та безпека Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку*. (Київ, 11–12 жовтня 2018). Зб. тез. С. 102–103.

62. Kuznetsov Y., Polishchuk M. Mobile climbing robots with energy accumulators. *International Scientific Conference UNITECH*(03.12.2019 Gabrovo, Bulgaria). Vol. 57. P. 53–57.

63. Поліщук М.М. Мобільний робот з генератором аеродинамічної піднімальної сили. XX міжнародна науково-практична конференція «Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси» (ІРТК-2019, 21–22 травня 2019р. Київ, Україна). Зб. тез. С. 28–33.

64. Поліщук М.М. Мобільний робот для обслуговування дерев. *Інформаційні моделюючі технології, системи та комплекси. ІМТСК 2019. I міжнародна науково-практична конференція* (29–31 травня 2019 р., Черкаси, Україна). Матеріали конференції. С. 81–84.

65. Polishchuk M. N. Parametric optimization of a walking mobile robot for arbitrary oriented surfaces. *Scientific achievements of modern society: Abstracts of V International Scientific and Practical Conference* (Liverpool, United Kingdom 8-10 January 2020). P. 167–176. URL: <http://sci-conf.com.ua>

66. M. Polishchuk and M. Tkach. Information Technology for the

Recognition of Semi-Precious Minerals, 2020 IEEE 2nd International Conference on Advanced Trends in Information Theory (ATIT), Kyiv, Ukraine, 2020, pp. 315-318, doi:10.1109/ATIT50783.2020.9349264.

<https://ieeexplore.ieee.org/document/9349264>

Публікації в інших виданнях

67. Polishchuk M., Opashnianskyi M., Suyazov N. Walking Mobile Robot of Arbitrary Orientation. *International Journal of Engineering and Manufacturing (IJEM)*. 2018. №3. Р. 1–11. (Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів).

68. Полищук М. Н. Шагающий робот с гибкими педипуляторами. *The development of technical sciences: problems and solutions*. 2018. №1. С. 42–45.

69. Полищук М. Н. Инновационные подходы к синтезу мобильных роботов. *Инновационные подходы в современной науке*. 2018. №14. С. 65–71.

70. Полищук М. Н. Мобильный шагающий робот. *Технические науки: проблемы и решения*. 2018. №6. С. 50–54.

71. Кузнецов Ю.Н., Полищук М.Н. Перспективы применения мобильных роботов в Украине. *Датчики, прилади та системи – 2018: збірник праць VII міжнар. наук.-техн. конф. (Черкаси, 17–21 вересня 2018р.)*. Черкаси, 2018. С. 70–74 (Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів).

72. Поліщук М.М. Напрямки розвитку мобільних роботів довільної орієнтації в просторі. *International Multidisciplinary Conference: Key issues of education and sciences: development prospects for Ukraine and Poland (Stalowa Wola, Republic of Poland 20–21 July 2018)*. Stalowa Wola, Volume 6, 2018. pp. 95–99.

73. Кузнецов Ю.М., Поліщук М.М. Мобільний робот із гідравлічними педипуляторами. *Промислова гідравліка і пневматика: праці XIX міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП. Львів, 2018*. С. 61–62 (Дисертанту належить планування

роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів).

74. Кузнецов Ю.Н., Полищук М.Н. Компьютерное моделирование мобильных роботов, синтезированных на новых принципах. Сб.: *Современные проблемы машиноведения*. Гомель, 2018. Сб. трудов СПМ: С. 31–33. С. 31–33 (Дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів).

75. Polishchuk M.N. Principles of designing mobile robots. *Norwegian Journal of development of the International Science*. 2018. №22.P. 31–37.

76. Kuznetsov Y., Polishchuk M. Mobile climbing robots with energy accumulators. *Journal of the Technical University of Gabrovo*. 2018. Vol.57. P. 53–57. (Дисертанту належить аналіз, конструкція та моделювання).

77. Polishchuk, M.N., Yampol'skii, L.S. Automatic search procedure for optimum robot-assisted assembly of precision joints. Soviet engineering research this link is disabled, 1986, 6(8), pp. 43–47. (Дисертанту належить аналіз, моделювання і узагальнення результатів).

78. Polishchuk M.N., Kuznetsov Yu.N. Mobile robots of arbitrary orientation: Design and modelling. “*The Actual Problems of the World Today*” / Collective monograph. London, 2019. P.536–549. (Дисертанту належить аналіз, моделювання і узагальнення результатів).

79. Кузнецов Ю.М., Поліщук М.М. Мобільні роботи для плодоовочевих господарств. *Науковий журнал «Техніка та енергетика»* 2019. Том 9, № 3 С. 59–64. (Дисертанту належить аналіз, моделювання і узагальнення результатів).

80. Полищук М.Н. Мобильный робот с педипуляторами произвольной ориентации. *Актуальные научные исследования в современном мире*. Вып. 5(49) Ч. 1, 2019. С 21–29.

81. Поліщук М.М. Інноваційні принципи синтезу мобільних роботів. *Актуальные научные исследования в современном мире*. Вып. 6(50), ч. 2, 2019. С. 130–142.

82. Поліщук М.,Ткач М., Пасько В. Крокуючий мобільний робот. *Винахідник і раціоналізатор*. ДП «Український інститут інтелектуальної власності». №1, 2020. С. 8–12. *(Дисертанту належить принципове рішення та конструкція)*.

83. Гнучкі комп'ютеризовані системи: проектування, моделювання і управління: підручник. [Авт. кол.: Л.С. Ямпольський, П.П. Мельничук, Б.Б.Самотокін, М.М.Поліщук, М.М. Ткач, К.Б. Остапченко, О.І. Лісовиченко]. Житомир: ЖДТУ, 2005. 680 с. *(Дисертанту належить в книзі 1: розділи 4, 6, 9; аналіз, моделювання і узагальнення результатів)*.

Основні скорочення, використовувані в роботі:

АСК – автоматизована система керування

АТС – автоматизована технологічна система

АЛ – автоматична лінія

ІС – інформаційна система

ІТ – інформаційні технології

ПЗ – програмне забезпечення

ПР – промисловий робот

РДО – робот довільної орієнтації

РТК – робото-технологічний комплекс

РТС – робототехнічна система

СК – система керування

ТС – технічна система

CAE – Computer aided engineering

ЗМІСТ

ВСТУП	31
РОЗДІЛ 1. НАПРЯМКИ Й ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ МОБІЛЬНОЇ РОБОТОТЕХНІКИ ДОВІЛЬНОЇ ОРІЄНТАЦІЇ У ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ПРОСТОРІ	41
1.1. Сфери експлуатації мобільних роботів	41
1.2. Структура, склад і рівень реалізації підсистем РДО	44
1.3. Аналіз математичних моделей мобільних роботів	51
1.3.1. Статичний і кінетостатичний аналіз мобільних РДО.....	52
1.3.2. Аналіз динамічних моделей мобільних роботів	56
1.3.3. Аналіз моделей енергетичної ефективності РДО	60
1.4. Аналіз технічних розв'язків дослідних зразків РДО	63
1.4.1. Дослідні зразки крокуючих мобільних роботів	64
1.4.2. Дослідні зразки РДО з колісною трансмісією	68
1.4.3. Технічні розв'язки магнітних імпульсних РДО	69
1.5. Мобільні РДО як багаторівнева технічна система	71
1.6. Аналіз методів оптимізації багаторівневих ТС, як засобів параметричного синтезу РДО	73
1.7. Постановка завдання інформаційного забезпечення активного синтезу мобільних РДО	81
1.8. Висновки до розділу	82
РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО СТРУКТУРНО- ПАРАМЕТРИЧНОГО СИНТЕЗУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РДО НА ОСНОВІ ТРЬОХ ОСНОВОПОЛОЖНИХ ПРИНЦИПІВ	84
2.1. Морфологічний аналіз мобільних РДО на рівні інтеграції	85
2.2. Моделювання морфологічної множини класу об'єктів мобільних РДО	87
2.3. Морфологічний структурний синтез мобільних РДО	101
2.4. Параметричний синтез мобільних РДО	104

2.4.1. Модифікація методу параметричного синтезу багаторівневої технічної системи РДО	104
2.4.2. Параметричний синтез мобільного робота з пружним накопичувачем енергії	111
2.5. Висновки до розділу	126
РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ МОБІЛЬНИХ РДО ЗА ПЕРШИМ ПРИНЦИПОМ: НАКОПИЧЕННЯ ПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ І ПЕРЕТВОРЕННЯ ЇЇ В КІНЕТИЧНУ ЕНЕРГІЮ РУХУ	127
3.1. Модулі РДО для накопичення та перетворення енергії	127
3.2. Динамічна модель РДО з пружними металевими модулями накопичення та перетворення енергії	133
3.3. Аналіз результатів моделювання робота з пружинними модулями накопичення та перетворення енергії	140
3.4. Динамічна модель РДО з газовими модулями накопичення та перетворення енергії	143
3.5. Аналіз результатів моделювання РДО з газовими модулями накопичення та перетворення енергії	149
3.6. Оптимізація параметрів мобільних РДО з газовим модулями накопичення та перетворення енергії	153
3.7. Висновки до розділу	164
РОЗДІЛ 4. СИНТЕЗ МОБІЛЬНИХ РДО ЗА ДРУГИМ ПРИНЦИПОМ: ІНТЕГРАЦІЯ ПРИВОДІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ ТА ЗМІНИ ОРІЄНТАЦІЇ МОБІЛЬНОГО РОБОТА	167
4.1. Постановка завдання розробки мобільних РДО за 2-м принципом синтезу	168
4.2. Проектно-конструкторська реалізація мобільного РДО	171
4.3. Визначення положення площини вигину педіпуляторів робота	180
4.4. Динамічна модель мобільного РДО за 2-м принципом синтезу	183

4.5. Оптимізація параметрів мобільного РДО з інтегрованими приводами	189
4.5.1. Визначення координат центра ваги робота	196
4.5.2. Часткові випадки положення мобільного РДО у технологічному просторі	198
4.6. Аналіз результатів оптимізації мобільного РДО, створеного за 2-м принципом синтезу	200
4.7. Визначення параметрів підпуляторів мобільного РДО	203
4.7.1. Визначення параметрів підпуляторів при їх розгинанні	203
4.7.2. Визначення параметрів підпуляторів при їх згинанні	209
4.7.3. Методика розрахунку елемента для стягування кілець підпулятора робота	218
4.7.4. Визначення залежностей між моментом і кутом вигину підпуляторів мобільного робота	220
4.8. Антропоморфний мобільний РДО з інтегрованими приводами	223
4.8.1. Технічна реалізація антропоморфного мобільного РДО.....	224
4.8.2. Визначення силових параметрів антропоморфного підпулятора	232
4.9. Висновки до розділу.....	243
РОЗДІЛ 5. СИНТЕЗ МОБІЛЬНИХ РДО ЗА ТРЕТІМ ПРИНЦИПОМ: ЗАСТОСУВАННЯ АЕРОДИНАМІЧНОЇ ПІДНІМАЛЬНОЇ СИЛИ МОБІЛЬНОГО РОБОТА.....	246
5.1. Постановка завдання створення мобільних РДО за 3-м принципом синтезу	246
5.2. Технічна реалізація мобільного РДО з генератором тяги	248
5.3. Кінематичний аналіз підвісу генератора тяги мобільного РДО	254
5.4. Динамічний аналіз руху генератора тяги на Кардановому підвісі	258
5.5. Розробка методики розрахунку параметрів генератора тяги	269
5.6. Аналіз результатів моделювання генератора тяги	273

5.7. Дослідження впливу сили ваги мобільного РДО на технологічне навантаження	275
5.8. Висновки до розділу	283
РОЗДІЛ 6. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	
ПАРАМЕТРІВ ГЕНЕРАТОРА ТЯГИ МОБІЛЬНОГО РДО	285
6.1. Постановка задачі експериментальної оптимізації параметрів генератора тяги.....	285
6.2. Методика експериментальних досліджень, обладнання та техніка вимірювань	289
6.3. Визначення виду факторних залежностей генератора тяги	293
6.4. Статистичний аналіз результатів експерименту	300
6.5. Дослідження регресійної моделі функції відгуку	305
6.6. Чисельні характеристики впливу параметрів генератора тяги на величину аеродинамічної піднімальної сили мобільного РДО	308
6.7. Висновки до розділу	311
РОЗДІЛ 7. МЕТОДИЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПАРАМЕТРИЧНОГО	
СИНТЕЗУ МОБІЛЬНИХ РДО	312
7.1. Методика розрахунку параметрів підсистеми зчеплення мобільних РДО з поверхнею переміщення	313
7.1.1. Розрахунок параметрів вакуумних захватів для мобільних РДО	313
7.1.2. Розрахунок параметрів механічних захватів для мобільних РДО ...	315
7.1.3. Розрахунок параметрів електромагнітних захватів для мобільних РДО	318
7.2. Інженерні методики розрахунку параметрів мобільних РДО з модулями накопичування та перетворення енергії	322
7.2.1. Методика розрахунку параметрів мобільних РДО з пружинним накопичувачем енергії	322

7.2.2. Методика розрахунку параметрів мобільних РДО з газовим накопичувачем енергії	325
7.2.3. Автоматизований модуль розрахунку параметрів газового накопичувача енергії мобільного робота	329
7.3. Інженерні методики розрахунку параметрів мобільних РДО з інтегрованими приводами переміщення та орієнтації	332
7.3.1. Параметричний синтез педіпуляторів мобільного робота з інтегрованими приводами	332
7.3.2. Параметричний синтез антропоморфного мобільного РДО	335
7.3.3. Автоматизований модуль параметричного синтезу антропоморфних педіпуляторів	336
7.4. Методика розрахунку параметрів генератора реактивної тяги для мобільного робота	340
7.5. Висновки до розділу	342
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ	344
ЛІТЕРАТУРА	347
ДОДАТКИ	358

ВСТУП

Актуальність теми. Мобільні роботи довільної орієнтації (РДО) у просторі є модифікацією мобільних роботів, оснащених засобами пересування та втримання їх на поверхні довільної орієнтації відповідно до заданого технологічного простору. Створення даного виду робототехніки є достатньо складною задачею і перебуває на початковій стадії. Теоретичні й експериментальні дослідження зі створення мобільних роботів, здатних переміщатися по поверхнях, розташованих під довільними кутами до обрію, почалися в країнах Західної Європи, США, Японії, Південній Кореї, Китаї, Росії й України. Однак слід зазначити, що науково-технічні роботи відомих закордонних розробників і окремих лабораторій позбавлені загальнометодологічного підходу до синтезу мобільних РДО, і носять, в значному ступені, пошуковий і експериментальний характер, що суттєво звужує можливості їх промислового виробництва і застосування. Додаткову актуальність експлуатація означеного класу мобільних роботів здобуває в екстремальних умовах техногенних катастроф, небезпечних і навіть неприйнятних для перебування і втручання людини.

Відомі системи автоматизованого проектування інших класів мобільних та виробничих роботів і їх елементів, але вони не дозволяють враховувати такі особливості роботів довільної орієнтації, як жорстке обмеження вагових характеристик, зміна кутів нахилу поверхні в процесі експлуатації до 180° , технічні варіанти зчеплення із поверхнею, зміни кутів дії реакції поверхні і ваги по відношенню до напрямку пересування. Актуальною проблемою є створення методологічного підходу, який враховує особливості класу мобільних роботів довільної орієнтації, та реалізація підходу в інженерних методиках і засобах автоматизованого проектування, що звужує сегмент пошукових розробок і ослаблює фактор людського впливу при проектуванні роботів відповідно до заданих виконуваних функцій, обмежень, умов і режимів експлуатації.

Дисертаційні дослідження присвячені вирішенню важливої науково-технічної проблеми створення інструментальних засобів синтезу мобільних роботів довільної орієнтації у технологічному просторі. Запропонований методологічний підхід синтезу мобільних РДО, заснований на трьох принципах: 1 - накопичення та перетворення енергії руху роботів, 2 - інтеграції їх приводів, 3 - застосування засобів компенсації гравітаційного навантаження. Реалізація зазначених принципів синтезу РДО надає можливість створення інструментальних засобів автоматизованого проектування означеного класу мобільних роботів, відповідно до необхідного спектру виконуваних функцій та заданих умов і режимів експлуатації в різноманітних галузях промисловості, що визначає актуальність проблеми.

Викладений в роботі аналіз імітаційних і експериментальних моделей РДО, а також їх технічних реалізацій на рівні дослідних зразків показує взаємозв'язок конструкцій мобільних роботів з параметрами топології об'єктів обслуговування. У той час як відсутність нового методологічного підходу автоматизованого синтезу мобільних роботів довільної орієнтації в частині синтезу підсистем зчеплення з поверхнею переміщення, трансмісії, мінімізації енергетичних витрат, перешкоджає створенню промислових зразків мобільних РДО і їх широкому використанні у різних галузях народного господарства і, зокрема, військово-оборонному комплексі.

Розробка систем автоматизованого синтезу та проектно-конструкторської документації промислових зразків зазначеного типу роботів з метою постановки серійного виробництва неможлива без методологічного забезпечення синтезу РДО, їхнього моделювання, так і робочого проектування нового технологічного обладнання, працюючого в екстремальних умовах. Вирішенню вказаної проблеми й присвячені дані дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана на кафедрі технічної кібернетики Національного технічного

університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» у рамках науково-дослідних тем: «Синтез технологічних роботів довільної орієнтації» (Д/р № 01117U004912, Державна реєстрація № 017u004912, терміни виконання: 01.03.2017р.–30.12.2019р.); «Антропоморфний роботизований транспортний засіб для розвантаження людини в умовах підвищеного ризику та невизначеності рельєфу місцевості» (Тема № 2023-п, терміни виконання: 01.03.2016р.–30.12.2018р.).

Мета роботи і задачі досліджень. Метою досліджень є створення інструментальних засобів автоматизованого синтезу мобільних РДО в технологічному просторі на основі принципів накопичення і перетворення енергії, інтеграції приводів руху і зміни орієнтації робота, компенсації гравітаційного навантаження.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Виконати порівняльний аналіз відомих методологічних підходів до синтезу мобільних РДО, а також відомих теоретичних і експериментальних моделей дослідних зразків мобільних РДО в технологічному просторі.
2. Визначити основоположні принципи автоматизованого синтезу і оптимізації параметрів мобільних РДО на базі структурно-системного підходу й методів: морфологічного аналізу, структурно-параметричного синтезу й динамічних моделей функціональних пристроїв мобільних РДО.
3. Провести теоретичні дослідження, розробити математичні моделі для пошуку технічних розв'язків параметричного синтезу мобільних РДО в частині визначення їх конструктивно-технологічних параметрів та режимів процесу функціонування.
4. Провести експериментальні дослідження, спрямовані на апробацію запропонованих принципів автоматизованого синтезу мобільних РДО на основі постановки повнофакторного експерименту для пошуку засобів і режимів ефективної компенсації гравітаційного навантаження мобільного робота.

5. Розробити інженерні методики розрахунків режимів функціонування й конструктивних параметрів мобільних РДО та реалізувати їх в засобах автоматизованого синтезу.

6. Розробити рекомендації для виконання синтезу технічних рішень і впровадження нових різновидів мобільних РДО в народне господарство і обороноздатність України.

Об'єкт досліджень. Методологічне забезпечення синтезу мобільних РДО в технологічному просторі із застосуванням основоположних принципів їх функціонування.

Предмет досліджень. Процес автоматизованого синтезу мобільних РДО в частині проектування їх функціональних вузлів і пристроїв зчеплення та переміщення по поверхнях довільної орієнтації.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження засновані на методах структурного морфологічного аналізу й параметричного синтезу нових технічних розв'язків, методів квазістатичного, кінематичного й динамічного аналізів технічних систем. Запропонована модифікація параметричного синтезу мобільних РДО, як багаторівневої технічної системи, на базі якої розроблені інженерні методики розрахунків квазіоптимальних режимів керування й конструктивно-технологічних параметрів мобільних РДО. Комп'ютерна реалізація математичних моделей проводилась за програмами MathCAD, MathLab/Simulink та за оригінальними програмами автора. Для синтезу 3D моделей мобільних РДО використовувались системи Kompas 3D, AutoCAD, SolidWorks, які інстальовані в середовищі Windows 10.

Експериментальні дослідження засновані на теорії повнофакторного екстремального експерименту, методики його постановки, вимірів екстремальних значень (min, max) режимів подолання гравітаційного навантаження генератором реактивної тяги мобільного робота й обробки результатів експерименту методами дисперсійного й регресійного аналізів,

включаючи перевірку отриманої регресійної моделі на адекватність реальному процесу із застосуванням критеріїв Кочрена, Стюдента та Фішера.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше запропоновано методологічний підхід до створення мобільних РДО на основі реалізації трьох принципів цілеспрямованого синтезу мобільних роботів, а саме:

Принцип 1. Упереджуюче накопичення потенціальної енергії на попередній ділянці (або кроці) переміщення мобільного РДО й перетворення її в енергію руху на наступних ділянках (або наступному кроці) руху.

Принцип 2. Зменшення ваги робота шляхом інтеграції приводів поздовжнього й вертикального переміщення, а також приводів зміни орієнтації робота по заданому маршруту.

Принцип 3. Застосування аеродинамічної піднімальної сили як засобу протидії гравітаційному навантаженню та забезпечення зчеплення робота з поверхнею переміщення.

2. Вперше здійснено структурно-параметричний синтез мобільних РДО як багаторівневої технічної системи із застосуванням модифікації параметричного синтезу мобільних роботів, відмітність якої полягає в перетворенні критеріїв оптимізації у фактори функціоналів на кожному наступному рівні оптимізації параметрів мобільних РДО як ієрархічної технічної системи (ТС).

3. Вперше використаний системно-морфологічний підхід для структурного синтезу мобільних РДО та формування масиву нових технічних рішень, який спрямовано на розробку раціональних конструкцій трансмісій і засобів зчеплення РДО з поверхнею переміщення.

4. Вперше розроблені динамічні моделі мобільних РДО, які враховують гравітаційне та технологічне навантаження (в частині виконання силових операцій) при формуванні технічних розв'язків та дозволяють автоматизувати

їх синтез і визначення конструктивно-технологічних параметрів мобільних РДО.

5. Вперше експериментально підтверджений принцип застосування аеродинамічної сили як засобу протидії гравітаційному навантаженню, що сприяє компенсації гравітаційного навантаження мобільних РДО і розширенню діапазону технологічних навантажень.

6. Отримано подальший розвиток параметричного синтезу режимів функціонування та конструктивно-технологічних параметрів мобільних РДО відповідно до запропонованих принципів автоматизованого синтезу технічних рішень.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Для ієрархічної технічної системи РДО на основі методології багатокритеріальної параметричної оптимізації створені інженерні методики, які дозволяють формувати раціональні технічні рішення:

Методика розрахунку параметрів підсистем зчеплення мобільних РДО, обчислення параметрів керування модулями накопичення потенціальної енергії і перетворення її в кінетичну енергію руху мобільних роботів.

Методика параметричного синтезу педіпуляторів мобільного робота з інтегрованими приводами для систем координат технологічного простору довільної орієнтації.

Методика розрахунку параметрів генератора реактивної тяги для мобільних роботів довільної орієнтації у просторі. як засобу протидії гравітаційного навантаження.

2. Створено автоматизовані модулі САЕ систем для параметричного синтезу мобільних РДО з газовими пристроями накопичення та перетворення енергії руху роботів, а також антропоморфних педіпуляторів роботів, використання яких дозволяє проектувальникам зменшити трудомісткість робіт на 20%...35%.

3. Отримано, в результаті експериментальних досліджень, емпіричний масив даних впливу режимів функціонування генератора пневматичної тяги, який засвідчив, що при максимальному тиску у соплах та при переході від мінімального значення їх кількості до середніх значень приріст сили аеродинамічної тяги досягає 77%, а при переході від мінімальних діаметрів сопів до середніх значень при їх максимальній кількості, приріст реактивної тяги не перевищує 63%.

4. Розроблено технічні рішення мобільних РДО для обслуговування висотних об'єктів промислового та комунального господарств із застосуванням компенсації гравітаційного навантаження та комбінуванням приводів переміщення і орієнтації.

5. Результати досліджень впроваджені в Київському спеціальному конструкторському бюро «СКБ – Перспектива» та на підприємстві «Стандарт-Техніка» у якості комплексу робочої проектно-конструкторської документації на зразки мобільних РДО для обслуговування висотних об'єктів промислового та господарського призначення. Це дозволило за рахунок зменшення трудомісткості проектних робіт досягти відповідно вказаних підприємств економічний ефект 657 тис. грн. та 252 тис. грн.

6. Розроблені програмні пакети й інструменти САЕ-систем використовуються в учбових курсах «Проектування робототехнічних систем (РТС-1)» та «CAD/CAM/CAE системи» Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». Використання САЕ систем, впроваджених в учбовий процес, надає можливість студентам виконувати параметричний синтез РДО.

Особистий внесок здобувача. Усі основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно й опубліковані в одноособових роботах [2, 11–13, 15–17, 19, 21–27, 29, 41, 42, 45, 46, 48, 49, 51, 53, 54, 58, 59, 65–67, 70–72, 74, 77, 81, 82]. Здобувач особисто розробив методологію синтезу мобільних РДО на основі реалізації трьох основоположних принципів

цілеспрямованого керування їх синтезом, отримав результати експериментальних досліджень апробації принципу застосування аеродинамічної піднімальної сили, як засобу протидії гравітаційному навантаженню мобільних роботів, розробив інженерні методики параметричного синтезу режимів керування та конструктивно-технологічних параметрів мобільних РДО, а також запропонував принципово нові технічні розв'язки крокуючих РДО, світова новизна яких доведена результатами кваліфікаційної експертизи Державного підприємства «Український інститут інтелектуальної власності». У публікаціях [1, 3–8, 10, 14, 20, 28, 30–40, 43–44, 47, 48, 50, 52, 56, 55–57, 60–64, 68, 69, 73, 75, 76, 78–80, 83, 84] у співавторстві дисертанту належить планування роботи, аналіз, моделювання і узагальнення результатів досліджень. Постановка завдань і обговорення наукових результатів дисертаційної роботи виконані разом з науковим консультантом.

Апробація матеріалів дисертації. Отримані результати й наукові положення дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися на наступних Міжнародних і Всеукраїнських конференціях: Conference Proceedings «The development of technical sciences: problems and solutions» (April 27–28, 2018. Czech Republic, Brno); International Multi disciplinary Conference: Key issues of education and sciences: development prospects for Ukraine and Poland. Stalowa Wola, Republic of Poland 20–21 July. 2018; Безопасность жизнедеятельности: проблемы и решения – 2018: (Курган, 4 октября 2018г); IV Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології промислового комплексу: базові процесні інновації» (Херсон, Вересень 12–16 вересня 2018р.); The 2nd International Conference on Computer Science, Engineering and Education Applications (ICCSEEA 2019). 18–20 January 2019, Kiev, Ukraine; XII міжнародна науково-практична конференція: Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси (ІРТК-2019), 21–22 травня 2019р. Київ, МОН України. 2019; XLIX Международная научная конференция «Актуальные

научные исследования в современном мире» (Переяслав-Хмельницький, 26–27 травня 2019р.); I Міжнародна наукова конференція: Актуальні наукові дослідження в сучасному світі (Переяслав-Хмельницький, червень 2019); XII международная научно-практическая конференция «Технические науки: проблемы и решения» (М.: Интернаука, июнь, 2018); Сб.: 6(11) С.50–54. XII Международная научно-техническая конференция: Современные проблемы машиноведения (Гомель, 22–23 ноября 2018 года); XIX міжнародна наукова конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (Київ, 17–19 жовтня 2018); VII Міжнародна науково-технічна конференція «Датчики, прилади та системи – 2018» (Черкаси, вересень, 2018); VI Міжнародна науково-практична конференція: Зброя та безпека Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку. (Київ, 11–12 жовтня 2018); Науково-практична конференція: Застосування сухопутних військ збройних сил України у конфліктах сучасності (Львов, 15 листопада 2018); International Scientific Conference UNITECH (03.12.2019, Gabrovo, Bulgaria); XX міжнародна науково-практична конференція «Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси» (ІРТК-2019, 21–22 травня 2019р. Київ, Україна); I міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні моделюючі технології, системи та комплекси. ІМТСК 2019». (29–31 травня 2019 р., Черкаси, Україна). Міжнародна науково-практична конференція «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» – 2021 (м. Чернігів, Чернігівська політехніка, 26–27 травня 2021 р).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 83 наукові праці, у тому числі 2 монографії, 34 статті у наукових фахових виданнях (з них 8 статей у виданнях іноземних держав, що включені до міжнародних наукометричних баз); 11 патентів на винахід, 3 патенти на корисну модель, 16 тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій, 17 статей в інших виданнях.

Структура й обсяг дисертаційної роботи. Дисертація складається із вступу, семи розділів, висновку й 16 додатків. Загальний обсяг роботи становить 377 сторінок (15,7 друк. арк.), у тому числі 357 основного тексту, містить 134 ілюстрації, 17 таблиць, список літератури зі 158 найменувань.

РОЗДІЛ 1

НАПРЯМКИ Й ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ

МОБІЛЬНОЇ РОБОТОТЕХНІКИ ДОВІЛЬНОЇ ОРІЄНТАЦІЇ

У ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ПРОСТОРІ

Головною проблемою створення мобільних роботів довільної орієнтації (РДО) у просторі є необхідність подолання дестабілізуючої гравітаційної складовій у сукупності робочих динамічних навантажень транспортних і технологічних операцій у таких областях виробничої діяльності як моніторинг промислових об'єктів, монтаж і демонтаж будівельних конструкцій, ремонт їх компонентів, профілактичне обслуговування висотних об'єктів промислового та господарського призначення [1].

Одним із шляхів вирішення означеної проблеми є створення методології синтезу мобільних роботів довільної орієнтації у технологічному просторі, спрямованої на розробку теоретичних засад структурно-параметричного синтезу, як автоматизованого процесу, для подальшого відтворення промислових зразків технологічних РДО.

У даному розділі спочатку розглянуті перспективні сфери експлуатації мобільних роботів довільної орієнтації, потім викладений рівень технічних підсистем даного класу роботів, виконаний аналіз теоретичних і експериментальних досліджень і запропоновані напрямки методологічних підходів до побудови технологічних роботів довільної орієнтації.

1.1. Сфери експлуатації мобільних роботів

У таблиці 1.1 відображені області перспективного застосування мобільних роботів довільної орієнтації. Кожна зі сфер застосування таких роботів визначає не тільки їх технічні характеристики, але головним чином, системи зчеплення з поверхнею переміщення, по-перше, і тип трансмісії робота, по-друге. Порівнюючи в першому наближенні об'єкти обслуговування, зазначені в таблиці, легко переконатися у взаємозв'язку характеристик об'єктів,

у частині їх топології, фізико-механічних властивостей поверхні переміщення й гіпотетичних передбачуваних до виконання технологічних операцій з характеристиками самих роботів, а саме вибору підсистем протидії гравітаційному навантаженню в сукупності динамічних навантажень, обумовлених технологічним призначенням роботів [6].

Таблиця 1.1

Галузі перспективного застосування мобільних роботів довільної орієнтації

№№	Область застосування	Об'єкт обслуговування	Рекомендовані системи зчеплення	Припустима трансмісія
1	Обслуговування висотних будинків		Вакуумні	Колісна, крокуюча
2	Ремонт високовольтних ЛЕП		Механічні	Крокуюча
3	Демонтаж або відновлення мостів, віадуків і діагностика подібних споруджень		Механічні	Крокуюча
4	Діагностика промислових трубопроводів, чищення, нанесення покриттів		Вакуумні, електромагнітні, на основі адгезії	Колісна, гусенична, крокуюча, черв'ячна
5	Технічне обслуговування міських, паркових і лісових деревних масивів		Механічні	Крокуюча
6	Деактивація об'єктів техногенних катастроф		Механічні	Колісна, гусенична, крокуюча

Спрямованість і зміст технологічних операцій можуть мати принципові відмінності залежно від сфери експлуатації РДО. Точніше, якщо при виконанні моніторингу об'єктів обслуговування гравітаційна протидія визначається тільки вагою робота, то при виконанні силових технологічних операцій, зазначена протидія доповнюється властиво зусиллям технологічного оснащення на об'єкт обслуговування. До змісту *моніторингу* об'єктів обслуговування можуть бути віднесені аналіз якості конструкцій промислових споруджень, відео зйомка, автоматичний контроль стану середовища й т.п. операції експлуатаційного характеру. *Силові контактні* впливи на об'єкт обслуговування передбачають виконання технологічних операцій виробничого призначення, наприклад, таких як монтаж і механічна обробка елементів конструкцій (різання, свердління й т.п.), клепка, установка монтажних дюбелів, зварювання, очищення поверхонь і нанесення спеціальних захисних покриттів об'єктів обслуговування в різних областях промисловості.

Також до перспективних сфер експлуатації РДО слід віднести й настільки різні за змістом технологічних операцій області, як сільське й міське комунальне господарство. Проблема роботизації сільського господарства здобуває особливу актуальність в умовах агропромислової революції, наслідком якої є зменшення чисельності зайнятого в ньому населення. Це притаманно не тільки умовам агропромислових комплексів, де має місце впровадження класичних засобів автоматизації, але й сільському господарству в цілому, коли гостроактуальна проблема заміни ручної праці, особливо в періоди сезонних робіт збору врожаю, наприклад, овочевих і плодово-ягідних культур, на сьогоднішній день практично нерозв'язна.

Стосовно до міських комунальних господарств перспективними сферами експлуатації РДО є технічна й профілактична обробка лісових і паркових масивів (обрізка дерев, видалення омели й т.п.), технічне обслуговування висотних будинків житлового й виробничого призначення, трубопроводів теплових і водних магістралей, висотних труб теплоелектростанцій, колон і

стовпів високовольтних ліній електропередач. РДО можуть мати й спеціальне застосування військово-тактичного призначення.

Відносно сфер застосування РДО особливої уваги заслуговують зауваження Дищенко В. С. [2], де відзначене, що умови функціонування роботів, обумовлені типом середовища експлуатації й змістом технологічного процесу, можна розділити на дві категорії: *детерміновані* й *не детерміновані*. Відповідно, детермінованим процесом є кожний процес, протікання якого повністю залежить від цілеспрямованої діяльності людини. Визначеність середовища обумовлена апіорним знанням точного положення всіх об'єктів, з якими може взаємодіяти робот. Так, для умов експлуатації традиційних промислових роботів характерно точне місце розташування й орієнтація об'єктів обслуговування, розташованих у їхній робочій зоні, принаймні, у заводських умовах або інших умовах, сформованих людиною.

У *не детермінованих* середовищах практично неможливо здійснити їхню організацію, і до них відносяться гіпотетично можливі зони експлуатації РДО, створювані аварійними ситуаціями, як у природних умовах, так і при руйнуванні промислових середовищ, тобто сфер, створених людиною, наприклад, зруйнованих будинків і споруджень. Тому, мобільні роботи і є новим видом техніки для провадження робіт у не детермінованих умовах, відмітною рисою яких є наявність здатності до просторових рухів системи.

Слід доповнити, що до не детермінованих сфер експлуатації мобільних роботів можуть бути віднесені й вище згадані області лісового, паркового й сільського господарства, де має місце організована діяльність людини, але довільна орієнтація власне об'єктів обслуговування, від дерев до плодово-ягідних культур, апіорі не визначена.

1.2. Структура, склад і рівень реалізації підсистем РДО

У загальному випадку структура мобільного робота (Рис. 1.1) містить у собі підсистему керування, підсистему втримання на поверхні й приводи переміщення, сенсори аналізу навколишнього середовища, систему живлення й

технологічне оснащення. Сенсорна підсистема здійснює зв'язок робота з топологією технологічного простору. Останнє може бути презентовано у прямокутній Декартові X, Y, Z або сферичній R, β, γ системах координат, точки яких досяжні виконавчими органами робота радіусом R при кутах їх вигину β, γ в зоні сервісу, обумовленої кутом α . Апаратною реалізацією системи керування може бути спеціалізований контролер або бортова ЕОМ.

Розглянемо структуру РДО з погляду впливу домінуючих підсистем на енергетичне споживання, оскільки саме цей фактор визначає потужність, а значить і масу робота, тобто силу його гравітаційного навантаження.

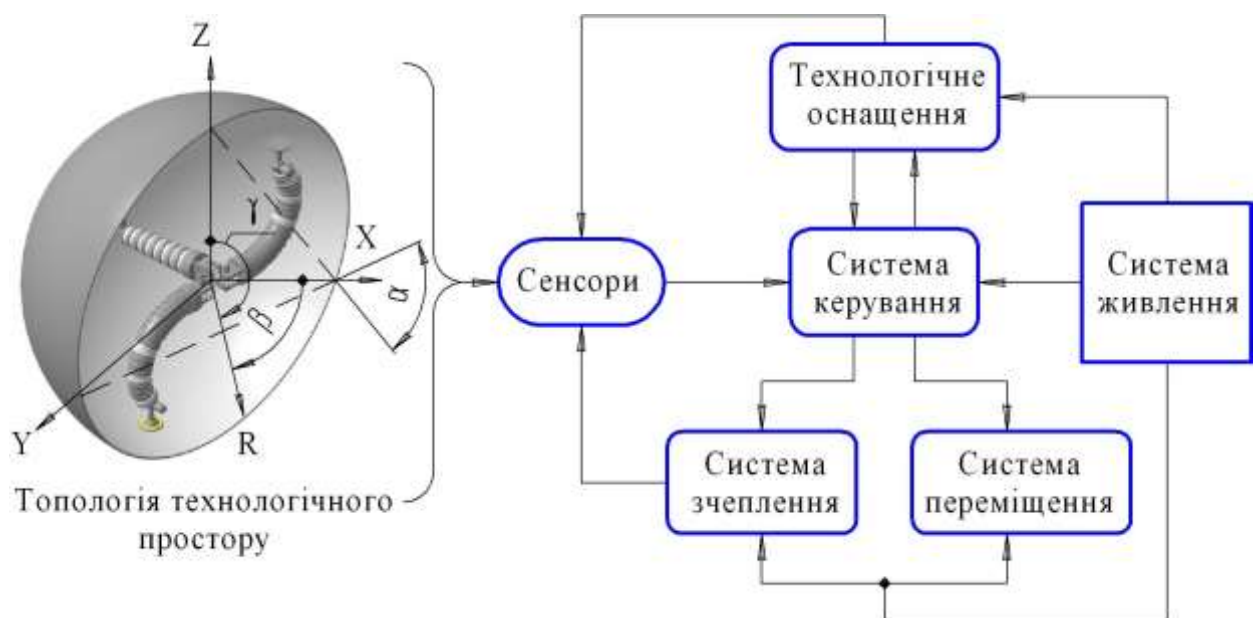


Рис 1.1. Загальна структура підсистем мобільних РДО

Відомо, що найменший рівень енергетичних витрат властивий системі керування (особливо, при використанні мікроконтролерів) і датчикам зовнішньої й внутрішньої інформації. Найбільших енергетичних витрат вимагає система втримання на поверхні й приводи переміщення, а також функціональні пристрої технологічного оснащення. Відмінність у витратах енергії між двома описаними групами може досягати декількох порядків. При цьому зі збільшенням загальної маси робота, виникає необхідність у підвищенні потужності приводів робота й потужності пристроїв, які втримують робота на

поверхні переміщення довільної орієнтації. Зміна загальної маси робота не має прямого впливу на енергетичні витрати системи керування, датчиків і функціональних пристроїв, але суттєво впливає на загальну потужність його приводів. Зниженню сумарної потужності приводної підсистеми руху сприяє використання комбінованих приводів [3, 4], що позитивно впливають на підвищення питомої потужності (кВт/кг) і енергозбереження робота. Оскільки саме мобільні роботи, як ніякий інший вид технологічного встаткування, характеризуються переважним використанням автономних джерел енергії від традиційних акумуляторів з їхнім обмеженим ресурсом ємності (А·годин) до сонячних батарей, що вимагають великої ефективної площі приймачів.

Важливо підкреслити й той факт, що функціональні пристрої визначаються технологічним призначенням робота, тобто є змінною його частиною, а виходить, що у випадках необхідності розширення технологічних можливостей, дана підсистема зажадає автоматичних стикувальних пристроїв і інструментальних накопичувачів [5]. Останнє стане фактором збільшення маси, а значить і гравітаційної сили, що впливає на роботу.

З метою встановлення пріоритетів впливу на енергетичні витрати, розглянемо в першому наближенні структуру підсистем руху робота і його зчеплення з поверхнею переміщення (Рис. 1.2). Більш детальний аналіз із установленням функціональних залежностей між компонентами структури виконаний нижче в підрозділах 1.3 і 1.4. Тут же обмежимося визначенням функцій і характеристикою впливу зазначених підсистем на енергоспоживання мобільних роботів довільної орієнтації.

Підсистема приводів забезпечує рух елементів конструкції робота в просторі й безпосередньо визначає вид трансмісії робота. Причому вибір сукупності зазначених приводів визначається видом системи координат: Декартові прямокутній, сферичній, ангулярній (що властива людині) і циліндричній, тобто системою координат технологічного простору [6].

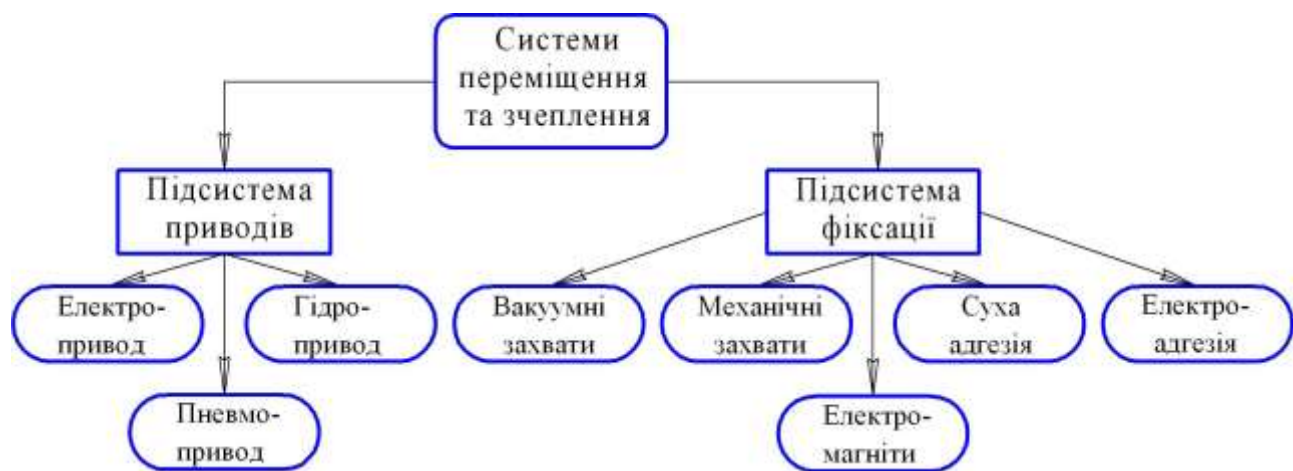


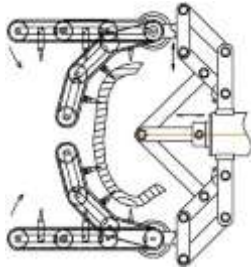
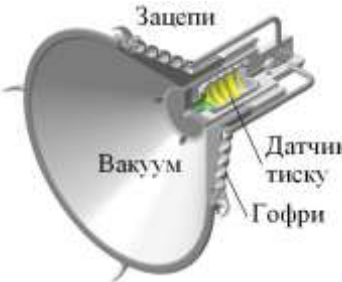
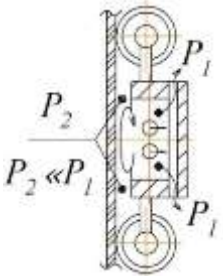
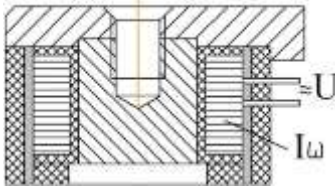
Рис. 1.2. Структура підсистем переміщення та зчеплення РДО

Як і в додатку до класичних промислових роботів (стаціонарних і транспортних) доцільно використовувати електроприводи, що володіють більшою здатністю до гнучкого програмування, ніж пневматичні приводи, і меншою масою, ніж гідроприводи, хоча й уступають останнім по показниках точності позиціонування й питомої потужності. Крім того, електроприводи можуть споживати енергію від одного джерела живлення, що й система керування, датчики й функціональні пристрої. Однотипність приводів суттєво підвищує енергетичну ефективність мобільних роботів, так само як і оптимізація траєкторії руху робота, при достатній потужності для підтримки заданої швидкості руху робота по поверхні переміщення довільної орієнтації. Зазначені методи досить відомі й реалізовані на основі цифрових приводів і систем керування зі зворотним зв'язком притаманних стаціонарним промисловим роботам різноманітних підприємств.

З метою встановлення додаткових резервів підвищення енергетичної ефективності РДО розглянемо детальніше структуру підсистеми зчеплення з поверхнею руху (табл. 1.2), оскільки дана підсистема визначає ступінь надійності втримання мобільного робота на поверхні переміщення. Підсистема зчеплення містить у собі пристрої й приводи втримання робота на поверхні руху, а саме: вакуумні, механічні, електромагнітні, ежкційні, на основі адгезії й інші типи захватів [5].

Таблиця 1.2

Типи підсистем утримання робота на поверхні переміщення

№№	Тип підсистеми		Зразок проектної реалізації	Переваги	Недоліки
1	Механічна			Висока надійність зчеплення с пористою поверхнею	Наявність редуції привода
2	Пневматичні підсистеми	Вакуумна		Індиферентність до матеріалу поверхні переміщення	Підтік повітря, неприпустимість різких перепадів топології
3		Вакуумно – механічна		Компенсація підтоку повітря, підвищена надійність утримання робота	Нестабільність роботи через високу чутливість системи керування
4		Ежекційна турбовіхрьова		Відсутність герметизації зони зниженого тиску	Неприпустимість різких перепадів топології
5	Електромагнітна			Стійкість системи керування, швидкодія	Тільки для феромагнітних поверхонь
6	Суха адгезія			Відсутність приводу зчеплення	Низька швидкість переміщення

зусилля яких повинне перевищувати гравітаційну й технологічну складові динамічних навантажень. Дана підсистема є однією із ключових елементів конструкції саме роботів довільної орієнтації в технологічному просторі. Від вибраного механізму утримання на поверхні переміщення залежить принципова конструкція мобільного робота, а зазначений вибір визначається типом і рельєфом поверхні довільної орієнтації, у т.ч. і вертикальної або стельової.

Конструктивні розв'язки підсистем зчеплення мобільних роботів з поверхнею переміщення передбачають також і технології, засновані на явищі, так званої, «сухої» або електричної адгезії. Однак сучасні реалізації даних технологій відрізняються крайньою повільністю процесу зчеплення, так само як і малим зусиллям відриву, що в остаточному підсумку, поки перешкоджає їхньому промисловому освоєнню. У той же час, підсистеми зчеплення на основі адгезії, можна рекомендувати для виконання операцій діагностики або відеоспостереження, тобто операцій, що не вимагають скільки-небудь значних технологічних зусиль, крім як протидії гравітаційному навантаженню від ваги самого мобільного робота довільної орієнтації в технологічному просторі.

Аналіз способів утримання робота на поверхнях довільної орієнтації [7, 8, 9] показує, що вибір типу фіксації на поверхні переміщення безпосередньо впливає й на енергетичну ефективність мобільного робота. Наприклад, механічні підсистеми [10, 11, 12, 13] найбільш ефективні при переміщенні робота по пористих поверхнях (грунт, грубий бетон, дерева), однак споживають значну потужність і внаслідок необхідності редукації приводів збільшують вагу робота, а значить і його гравітаційну силу ваги.

Найпоширенішою є підсистема з вакуумною фіксацією внаслідок своєї універсальності, що обумовлене індиферентністю до матеріалу поверхні переміщення пневматичних захватів. При цьому можливі два варіанти реалізації зазначеної підсистеми: безпосереднє використання вакуумних захватів [14, 15] і інший спосіб – утримання робота без присосів за рахунок створення зони зниженого тиску між корпусом робота й поверхнею його переміщення [16]. В обох випадках створення зони вакууму припускає

наявність або вакуумного насоса, або компресора із пневматичними ежекторами для створення області розрядження, що у свою чергу приводить до збільшення маси робота. Тут найбільш ефективним технічним розв'язком може бути комбінація механічної й вакуумної підсистем [17, 18], об'єднаних зворотним зв'язком по керуванню й засобами контролю глибини вакууму. Інтеграція зазначених підсистем особливо ефективна в умовах переміщення робота по складному рельєфу, коли виникає погроза позаштатної (аварійної) ситуації, а саме втрата в певні моменти часу тісного контакту з поверхнею руху.

Електромагнітна підсистема [19, 20] утримання РДО на поверхні переміщення відрізняється високою швидкістю, простотою конструкції й відносно низьким енергоспоживанням, але обмежена застосуванням матеріалу поверхні, а саме допускає переміщення робота тільки по поверхнях, що володіють феромагнітними властивостями. Дана підсистема може мати досить ефективне застосування при обслуговуванні металевих трубопроводів великого діаметра, наприклад газових і нафтових магістралей.

Так звана, «суха» адгезія [21], а також електрична адгезія [22; 23] є найбільш ефективними з погляду енергозбереження, але й одночасно новими й досить дорогими технологіями. Сучасні реалізації даного виду зчеплення з поверхнею переміщення характеризуються вкрай низькою швидкістю переміщення робота внаслідок повільності процесу адгезії, що поки перешкоджає їхньому промисловому використанню.

Викладений аналіз підсистем утримання робота на поверхні довільної орієнтації показує, що будь-якому раціональному технічному розв'язку об'єктивно властиві переваги й недоліки. Однак у жодній з розглянутих технічних реалізацій зазначених підсистем не запропоновані способи підвищення їх енергетичної ефективності, що для такого виду технологічного встаткування, як мобільні роботи, має принципове значення.

Таким чином, можна зробити попередній *висновок*: головним напрямком підвищення енергетичної ефективності існуючих дослідних зразків РДО є

зменшення потужності приводів переміщення й підсистеми втримання на поверхні для подолання протидії гравітаційної сили. Разом з тим, ці напрямки, не дивлячись на їхню раціональність, ще не дозволяють забезпечити радикальне підвищення надійності переміщення роботів довільної орієнтації.

1.3. Аналіз математичних моделей мобільних роботів

Як відзначено вище, створення й освоєння мобільних РДО перебуває на початковій стадії їх розвитку. Характерною проблемою промислового освоєння будь-якого нового виду техніки, у тому числі й створення роботів даного типу, є відсутність методології, як моделювання, так і наступного проектування зразків устаткування, прийнятних для промислової експлуатації.

Означена проблема у додатку до РДО полягає у відсутності методології керування синтезом підсистем мобільних роботів, що компенсують або долають гравітаційне навантаження для гарантованого втримання робота на довільно орієнтованій поверхні переміщення при виконанні технологічних операцій. Тому спочатку виконаємо аналіз досягнутого рівня моделювання РДО з наступною розробкою принципів синтезу мобільних роботів і реалізації їх сучасними засобами комп'ютерного моделювання для переходу до проектно-конструкторських розробок. Зазначеним переходом є підсумок моделювання, а саме створення *інженерних методик* розрахунків конструктивно-технологічних параметрів мобільних роботів, методик розрахунків параметрів підсистем РДО, які в цей час відсутні. Більш того, наявність різноманітних експериментальних зразків мобільних роботів вертикального переміщення (Climber Robot – альпіністський робот) не зменшує актуальність вказаних вище завдань. Це пояснюється тим, що кожне технічне рішення РДО є локальною їхньою реалізацією, тобто не є наслідком системного підходу на основі будь якої методології синтезу, що найменше квазіоптимальних рішень.

1.3.1. Статичний і кінетостатичний аналіз мобільних РДО

З ранніх досліджень моделювання роботів вертикального переміщення найбільший інтерес представляють роботи [24, 25], виконані в Інституті проблем механіки ім. А.Ю. Ішлинського РАН. У монографії проф. Градецького В.Г. [24] запропонована розрахункова математична модель робота на основі законів кінетостатики й матрична модель оптимізації стійкості робота. Перша із зазначених моделей дозволяє визначити умови рівноваги мобільного робота вертикального переміщення шляхом розв'язку систем рівнянь у проекціях сил і моментів на осі системи координат. Цей класичний метод силового моделювання машин, у тому числі й роботів, надає можливість визначати умови гарантованого втримання мобільного робота на поверхні переміщення при умовах статичної визначності, а також визначати вантажопідйомність робота, однак без обліку сил інерції в зіставленні із зусиллями зчеплення робота з поверхнею переміщення. В той же час відомо, що саме додаткові динамічні навантаження перехідних процесів при розгоні й гальмуванні робота можуть привести до аварійної ситуації, тобто зриву робота з поверхні переміщення. Тому дана модель цілком прийнятна для низьких швидкостей переміщення робота без обліку перехідних процесів його приводів. Викладене також ставиться й до методики розрахунків силових елементів транспортних переміщень, запропонованої в даній монографії. Діаграми розрахунків технологічного навантаження робота, отримані експериментальним шляхом, зокрема, для такої операції як свердління, при всій об'єктивності даних, в наслідок емпіричності носять приватний характер і не можуть бути узагальнені для інших конструкцій роботів довільної орієнтації.

Друга з відзначених вище моделей – оптимізації стійкості робота, заснована на матричному аналізі з виставою просторових еліпсоїдів швидкості ET і еліпсоїда сил і їх моментів ER у системі координат S_{xyz} (Рис. 1.3,а). Зазначені еліпсоїди пов'язані з матрицями перетворення кутових координат θ_{ij} .

Фізичний зміст запропонованої математичної моделі полягає в тому, що простір приєднаних швидкостей зчленувань робота перетвориться в простір координат швидкостей у точках контакту захватів з поверхнею переміщення робота. Точніше, швидкість корпусу робота може бути зв'язана зі швидкістю зчленування педіпулятора (крокуючого механізму). Обчислюючи параметри матричних показників T_q і R_q (Рис. 1.3,б) характеристики, що включають, твердості педіпулятора, можна скласти загальну функцію вимірів $PM = T_q^\gamma R_q^{1-\gamma}$, $\gamma \in (0,1)$ параметрів робота, що визначають стійкість робота, і одержувати відповідні результати моделювання.

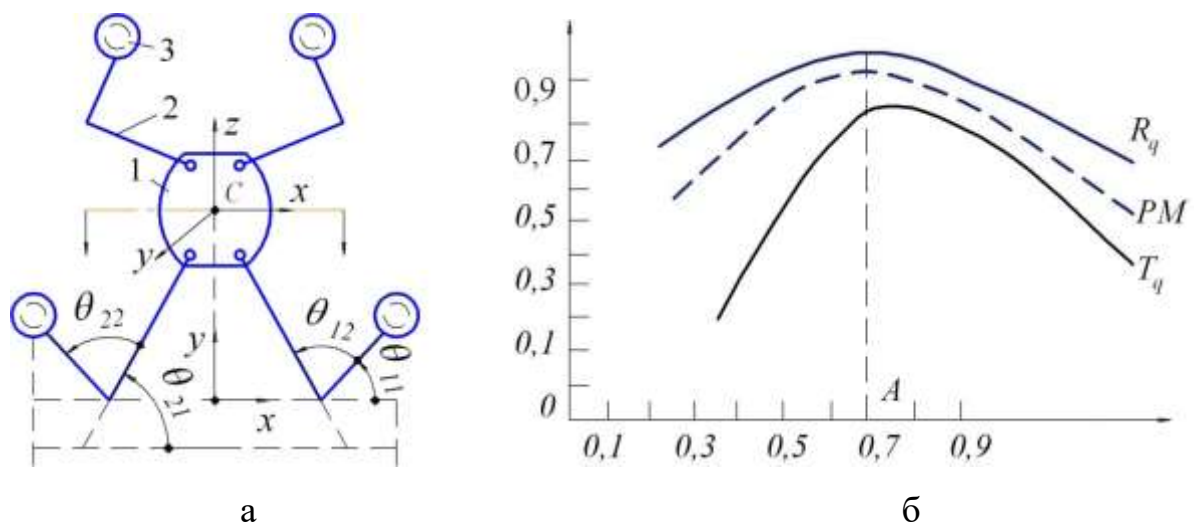


Рис. 1.3. Схема робота (а) і результати (б) моделювання [23]:
1 – корпус робота; 2 – педіпулятори; 3 – захвати

Віддаючи належне оригінальності й правомірності зазначеного формалізованого опису стану стійкості робота, слід однак помітити, що розглянута модель не включає показники енергетичного характеру, наприклад, зміна кінетичної енергії руху робота, що для мобільних роботів, які використовують автономні джерела енергії, має принципове значення.

Фундаментальні дослідження проф. Рачкова М.Ю. [25], присвячені розвитку теорії розрахунків систем приводів для технологічних роботів вертикального переміщення, містять математичні моделі зазначеного типу роботів для розрахунків системи приводів, у яких також певні умови рівноваги

робота на поверхні, що забезпечують відсутність відриву й проковзування захватів. Аналіз стійкості мобільних роботів здійснений на основі виміру лінійних і кутових швидкостей його елементів і діючих сил і моментів. Визначені системи приводів з оптимальним по швидкодії керуванням з урахуванням впливу пружної піддатливості у виконавчій ланці привода. На основі оптимального (точніше квазіоптимального) керування приводами суттєво підвищена точність позиціонування мобільного робота. Відзначаючи фундаментальність даних досліджень стосовно до приводів технологічних роботів вертикального переміщення, слід помітити, що в реальних технічних системах знаходження оптимальних розв'язків практичних неможливо, оскільки будь-яка технічна система, як правило, характеризується цільовими функціями із заданими обмеженнями. Тому тут коректно було б твердження про знаходження *квазіоптимальних* розв'язків, тобто близьких до оптимальних, які можуть використовуватися в практичних цілях.

Однак у даній роботі, також як і в попередній, математичні моделі приводів робота обмежені теорією кінетостатики, а методи розрахунків засновані переважно на емпіричних даних, відображених відповідними діаграмами. Слід зазначити, що дані підходи до побудови методологічного забезпечення синтезу роботів вертикального переміщення локалізують результати моделювання стосовно до конкретних технічних розв'язків, незважаючи на їхню ефективність.

Математична модель інспекційного робота у вигляді візка з колісною трансмісією для моніторингу стану тросів вантового мосту представлена в роботі [26]. На основі систем рівнянь рівноваги діючих на колісну базу робота (Рис. 1.4) сил F_2 , реакцій N_2 і тертя Ff_2 , кутів повороту підвіски θ_2 і β_2 колеса автори визначили співвідношення між результуючою силою N і прогином гумових коліс трансмісії робота.

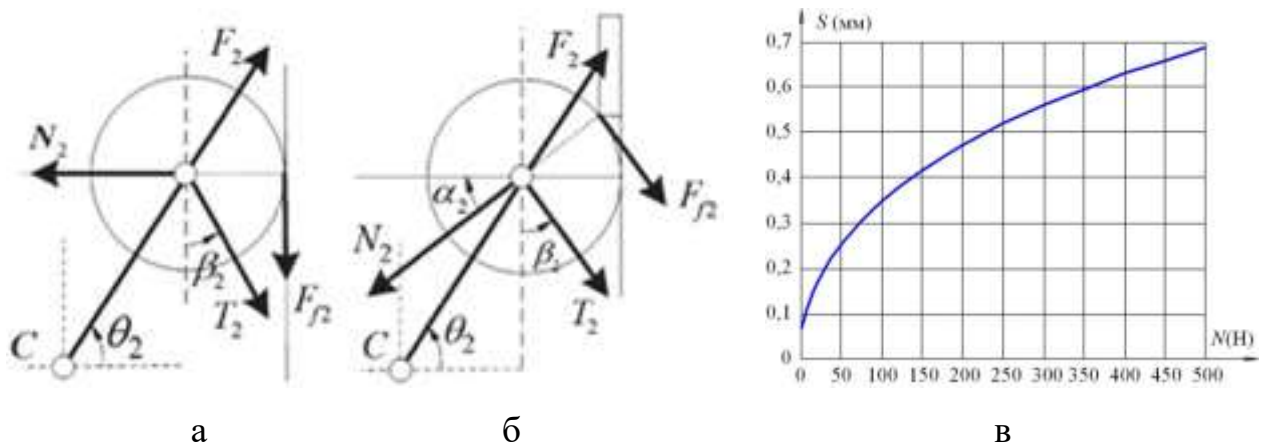


Рис. 1.4. Схеми розподілу сил руху робота (а) при подоланні перешкоди (б) і графік (в) прогину S пружного колеса робота [26]

Зазначені дослідження ілюструють практичну цінність статичного моделювання при низьких швидкостях переміщення роботів, у цьому випадку на основі принципу квазістатичної рівноваги, однак, як і в попередніх моделях, тут відсутні критерії й рекомендації із забезпечення енергетичної ефективності мобільних роботів, спрямованих на зниження гравітаційного навантаження.

Таким чином, розглянуті математичні моделі, засновані на методах статистики й кінетостатистики, що й ілюструють положення мобільних РДО стосовно до різних, хоча й досить ефективних технічних розв'язків, дозволяють робити обчислення силових навантажень мобільних роботів і визначати їхню стійкість на поверхнях довільної орієнтації. Однак викладені моделі, внаслідок класичного методу статистики й кінетостатистики, не враховують таких найважливіших енергетичних показників як *потенційна* й *кінетична* енергія механічного руху об'єкта, у цьому випадку мобільних роботів довільної орієнтації. Врахування процесів перетворення накопиченої, в наслідок постійної зміни положення у просторі, потенціальної енергії в кінетичну енергію руху мобільних РДО має принципове значення для керування таким відносно новим засобом виробництва як мобільні роботи у технологічному просторі довільної орієнтації.

1.3.2. Аналіз динамічних моделей мобільних роботів

Вибору раціональних конструктивних параметрів для проектування пневмомеханічних приводів мобільних роботів з урахуванням динаміки їх рухів присвячені дослідження Калиніченко С. В. [27]. Робота становить інтерес, насамперед, своєю методологічною спрямованістю. Як відзначено в ній: «Фантазію конструктора в області робототехніки повинні регулювати й направляти *методи розрахунків і проектування*, що дозволяють обґрунтовано вибирати основні параметри робототехнічних систем і зіставляти найважливіші якості різних їхніх конструкцій. Створення цих методів – одна із центральних завдань теорії роботів» [28]. Наведені в роботі дослідження засновані на системному підході, як загальному методі пізнання, використанні фізичного й математичного моделювання процесів, законів механіки, вакуумної техніки, гідравлічної й газової динаміки, динаміки електричних і пневматичних приводів. Головним аспектом досліджень з'явився взаємозв'язок параметрів вакуумних захватних пристроїв з, так званим, ущільненням ковзання на робочі характеристики робота. На відміну від попередніх робіт, у даних дослідження розглянуті динамічні процеси руху РДО.

Однак тут доречно відзначити, що крім необхідності обліку безлічі параметрів мобільного робота, як машини в цілому, головною вимогою методологічного забезпечення є інваріантність методик моделювання й робочого проектування стосовно приватних конструкторських реалізацій. Це пояснюється тим, що підсистеми виконавчих механізмів, трансмісій приводів і зчеплення мобільного робота з поверхнею довільної орієнтації аж ніяк не вичерпуються пневматичними й вакуумними пристроями.

Дослідженню динамічних параметрів мобільного робота для переміщення по вертикальних поверхнях присвячена робота Дищенко В. С. [29]. Запропонована автором математична модель динаміки руху робота включає опис механічної й електричної підсистем, дозволяє моделювати рух цілого ряду однотипних конструкцій на основі узагальненої й розширеної моделі. У даній

роботі, можливо вперше, розглянуте завдання нагромадження *потенціальної* енергії й перетворення її в *кінетичну* енергію руху робота. При цьому відзначена доцільність застосування акумуляторів механічної енергії, тобто пристроїв нагромадження потенційної енергії з наступним перетворенням її кінетичну енергію для здійснення корисної роботи. Технічна реалізація джерела енергії, як відзначено автором, визначається типом механічного накопичувача, з обліком того, що деяка частина накопиченої енергії витрачається на компенсацію втрат, що мають місце в процесі перетворення енергії, а в більшості випадках і в режимах зберігання. Викладена рекомендація має надзвичайне значення для мобільних роботів взагалі, і насамперед, роботів довільної орієнтації, що використовують автономні джерела живлення з обмеженим ресурсом.

Динамічна модель, побудована в роботі Черепанова А. А. [30], становить особливий інтерес, насамперед, описом гібридного способу переміщення – вібраційного керованого робота для руху по вертикальних феромагнітних поверхнях. Принциповою відмінністю математичного опису є облік *некулонової* моделі сили тертя, що діє на корпус робота з боку поверхні переміщення. У рамках даного дослідження як привода переміщення робота і його втримання на поверхні руху застосовані двох вальний дебалансний вібраційний збудник і керований електромагніт. Цей оригінальний розв'язок передбачає почергове зчеплення й переміщення робота, що є досить ефективним з погляду завдання енергозбереження роботів для переміщення по феромагнітних поверхнях, але все-таки, хоча й ефективним, але локальним розв'язком проблеми методологічного забезпечення проектування мобільних роботів.

Динамічна модель, так званого, робота-альпініста (Climbing Robot) для вертикального переміщення по панелях висотного будинку запропонована авторами роботи [31]. Математична модель робота відображає процеси його сходження й власне технологічної операції (очищення поверхні будинку), для чого застосовані рівняння Лагранжа II роду в узагальнених координатах

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = F_j, \quad j = 1, 2, 3, \quad (1.1)$$

$$L = T - V$$

де: L – функція Лагранжа; $q, \partial \dot{q}_j$ – узагальнені координати й швидкості, відповідно; F_j – узагальнені сили, що включають потенціальні F_j^p , і не потенціальні F_j^n сили тертя, $F_j = F_j^p + F_j^n$; T – кінетична енергія системи; V – потенціальна енергія.

Як показано на рис. 1.5 зазначений робот вертикального переміщення складається із двох платформ масою m_1 і m_2 лінійного переміщення, що здійснюють почергові переміщення $r_{1,2}$ під дією приводних сил $F_{1,2}$ і поворот на кут φ при нахилі осі опорної бази «А» робота до обрію на кут α .

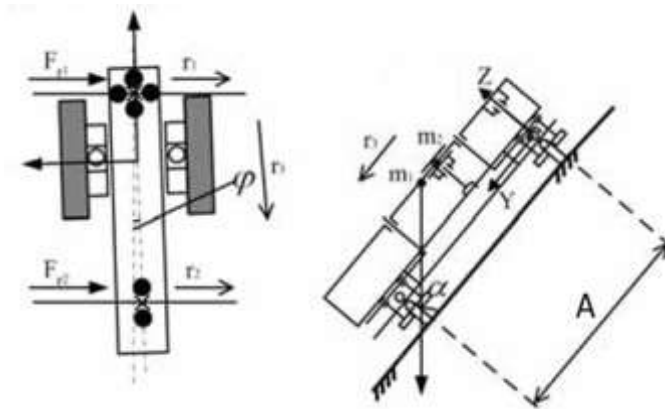


Рис. 1.5. Розрахункова схема робота для очищення складної криволінійної поверхні висотного будинку National Grand Theatre in China

Для обох платформ робота авторами [31] на основі рівнянь (1.1) отримані вирази кінетичної T_1 і потенціальної V_1 енергії першої з платформ:

$$T_1 = \frac{1}{2} m_1 v_{1c}^2 + \frac{1}{2} J_{1cz} \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} J_{1cx} \dot{\beta}^2 \quad (1.2)$$

$$V_1 = m_1 g R \sin(\alpha - \beta) + m_1 g r \cos(\alpha - \beta), \quad (1.3)$$

де: v_{1c} – лінійна швидкість центру мас першої платформи; J_{1cz} і J_{1cx} – моменти інерції щодо відповідних осей у системі координат $0xy$; $\dot{\varphi}$ і $\dot{\beta}$ – швидкості кутових переміщень φ і β приводів платформи; R і r – радіуси повороту

платформи; g – прискорення вільного падіння; α – кут нахилу осі робота до обрію.

Аналогічно обчислюється кінетична T_2 і потенційна V_2 енергії для другої платформи робота масою m_2 :

$$T_2 = \frac{1}{2} m_2 (R\dot{\beta})^2 + \frac{1}{2} J_{2cx} \dot{\beta}^2 \quad (1.4)$$

$$V_2 = m_2 g R \sin(\alpha - \beta) \quad (1.5)$$

Після підстановки виражень (1.2) – (1.5) у функції Лагранжа (1.1) отримані формули (які тут для стислості не приводимо) силового розподілу опорних механізмів зазначених платформ робота, що в підсумку забезпечує безпеку процесу переміщення робота по вертикальній поверхні.

Правомірність викладеної моделі підтверджена експериментально. Однак, як у самій конструкції робота, так і в його моделі, що описує процес руху, не відображені будь які або розв'язки, спрямовані на зменшення гравітаційного навантаження робота, а запропоновані тільки умови втримання робота на поверхні довільної орієнтації, що не зменшує цінності даних досліджень, але залишає завдання енергозбереження як і раніше актуальним.

Стосовно до мобільних роботів із крокуючою трансмісією становить інтерес динамічна модель, запропонована в роботі Ковальчука А.К. [32], у якій для побудови математичних моделей кінематики й динаміки деревоподібних виконавчих механізмів рекомендується застосовувати метод, заснований на модифікованій системі координат Денавіта–Хартенберга й принципу Д'Аламбера. Отримані блочно-матричні рівняння динаміки деревоподібного крокуючого робота, ураховують діючі на робот зовнішні сили й моменти, а також сили й моменти від накладених зовнішніх зв'язків у точках його контакту з опорною поверхнею. Запропонований модифікований метод може служити теоретичною базою для проектування виконавчих механізмів і розробки алгоритмів керування рухом крокуючих роботів. Однак дане дослідження, також як і в попереднє, не торкається проблеми енергетичної ефективності мобільних роботів довільної орієнтації, і застосовне до крокуючих роботів

класичного виконання, тобто до тих, що не передбачають необхідність подолання гравітаційної складовій динамічних навантажень при виконанні технологічних операцій.

На відміну від останніх досліджень в роботі [36] запропонована динамічна модель скелелазячого (climbing robot) мобільного робота з колісною трансмісією та вакуумною аеродинамічною системою утримання на вертикальній стіні. На основі, так званого, рівняння руху Udwadia – Kalaba розглянуто модифікований чисельний метод для зменшення похибок через числові результати обчислення траєкторії руху. Запропонована динамічна модель на відміну від моделей на основі класичних рівнянь Лагранжа, забезпечує підвищену точність обчислення координат траєкторії руху робота. Але при цьому введені суттєві обмеження, а саме: 1) Робот для сходження вважається єдиним твердим тілом; 2) Відсутнє ковзання руху на колесах; 3) Момент інерції коліс і тертя кочення між колесами і стінкою ігноруються; 4) Сила тертя між ущільнювальним кільцем (для забезпечення зони вакууму) і стінкою розподіляється по центру робота, є однорідною і симетричною. 5) Модель аналізу спрощена як двовимірна (2D) модель. Тут слід зауважити, що введені авторами обмеження 3 – 4 суттєво абстрагують модель, а обмеження 5 не дає можливості адекватно сприйняти енергетичне навантаження мобільного робота. Тому надалі приділимо більше уваги моделям РДО, що відображають саме енергетичні показники їх функціонування, оскільки для приводів мобільних роботів вкрай важливо забезпечити підвищення питомої потужності (кВт/кг), що безпосередньо сприяє зменшенню гравітаційного навантаження в сукупності з динамічними навантаженнями силових технологічних операцій, наприклад таких як свердління, клепка, різка, установка дюбелів тощо.

1.3.3. Аналіз моделей енергетичної ефективності РДО

Як зазначено вище (див. підрозділ 1.1) вирішення проблеми енергетичної ефективності мобільних роботів, що використовують автономні джерела живлення з обмеженим ресурсом, є ключовим завданням їх синтезу.

Моделювання енергетичної ефективності (Energy-Efficient Motion Planning) мобільних роботів викладене в роботі [33], де представлений новий підхід до побудови енергетично ефективних планів руху. Розроблена модель припускає обчислення енергетичних витрат при різних маршрутах, швидкостях, прискореннях і гальмуваннях на поворотах. Виконане порівняння для трьох типових траєкторій (Рис. 1.6): лінії сканування, архімедовій й квадратної спіралей.



Рис. 1.6. Траєкторії руху мобільного робота

У якості критерію ефективності обране відношення площі покриття до загальних витрат енергії руху робота. Наприклад, для маршруту (Рис. 1.5, а) це співвідношення виглядає так:

$$\frac{area}{energy} = \frac{(2nl + 2l)(h + 2l)}{E_1 + E_2 + E_3 + E_4}, \quad (1.6)$$

де: n – кількість поворотів робота; $E_{1,2,3,4}$ – витрати енергії на відповідних ділянках траєкторії. Під енергоспоживанням робота розуміється підлягаюча мінімізації сума потужностей усіх двигунів k мобільного робота

$$\sum_{i=1}^k P \left(\frac{v_i(t)}{r}, \frac{1}{r} \frac{dv_i(t)}{dt} \right) \rightarrow \min, \quad (1.7)$$

де: P – потужність привода; v – швидкість переміщення; r – радіус повороту мобільного робота.

Поряд із класичними моделями оптимізації траєкторії переміщення мобільних роботів (які тут у силу їх популярності для стислості викладу не приводимо) даний підхід відрізняється простотою й оригінальністю критерію, що дозволяє мінімізувати енергетичні витрати при покритті максимально можливої площі обслуговування роботом з колісною трансмісією. Однак у

даній роботі не запропоновані рекомендації із забезпечення енергетичної ефективності власне конструкцій мобільних роботів, у тому числі й роботів довільної орієнтації в технологічному просторі.

Як відзначено вище в підрозділі 1.2 підсистеми зчеплення з поверхнею руху поряд з підсистемами приводів, визначають енергетичну ефективність мобільних РДО. Тому становить інтерес інший методологічний підхід до моделювання умов зчеплення мобільного робота з поверхнею довільної орієнтації, запропонований у роботі [34]. Метод заснований на елементах міцності з теорії опору матеріалів, а саме: модель сил $F_{x,y,z}$ у системі координат XYZ ділянки контакту робота з поверхнею переміщення представлена системою рівнянь, що визначають нормальні σ_y й дотичні τ_x, τ_z напруги:

$$\begin{aligned}\sigma_y(x, z) &= \frac{F_y}{bh} + \frac{M_x z}{bh^3/12} + \frac{M_z x}{hb^3/12}; \\ \tau_x(z) &= \frac{F_x}{2(bh^3/12)} * \left(\frac{h^2}{4} - z^2\right); \\ \tau_z(x) &= \frac{F_z}{2(hb^3/12)} * \left(\frac{b^2}{4} - x^2\right),\end{aligned}\tag{1.8}$$

де: $M_{x,z}$ – моменти сил $F_{x,z}$, що діють у зоні контакту робота з поверхнею переміщення; b, h – відповідно ширина й висота контактуючої поверхні.

Для забезпечення гарантованого зчеплення робота з поверхнею переміщення обчислюється наведене значення нормальної напруги σ_M :

$\sigma_M = \frac{1}{2} \sqrt{2\sigma_y^2 + 6\tau_x^2 + 6\tau_z^2}$ у зоні контакту й рівняється із граничним значенням напруги σ_T : при розтяганні $\sigma_M (\sigma_y \geq 0) \geq \sigma_T$ й при стиску $\sigma_M \geq \mu\sigma_y + \sigma_T$ поверхні контакту (де μ – коефіцієнт тертя ковзання). Дана модель дозволяє контролювати міцність зчеплення педіпуляторів (крокуючих механізмів) робота з поверхнею переміщення, однак у ній не відображені ні динамічні, ні енергетичні критерії оцінки стійкості мобільного робота на поверхні довільної орієнтації, що має принципове значення для енергоефективності РДО.

У роботі [35] запропонований критерій енергетичної ефективності у вигляді показника питомої потужності мобільного робота. При цьому

відзначено, що прості математичні моделі або «шаблони» локомоції наближені до руху тварин. Інакше кажучи, запропоновані біотехнічні моделі для синтезу дизайну роботів. Дані дослідження описують запропонований біологічний шаблон для динамічного вертикального переміщення, і оцінюють можливість адаптації його до побудови вертикального «працюючого» робота. Дослідження надають результати моделювання, які припускають, що відповідні механічні й контрольні зміни положення робота приводять до швидкого стійкого положення при вертикальному переміщенні. При цьому зберігаються характерні рухи тіла й сили ніг, обумовлені шаблоном руху тварин. Ці зміни безпосередньо перенесені на конструкцію робота й дозволяють йому працювати з комерційно доступними сучасними приводами. Безумовно, створення біотехнічних конструкцій мобільних роботів наближає розв'язок завдання їх енергетичної ефективності. Однак у даній роботі, крім рекомендації синтезу біотехнічних механізмів, не запропоновані методики розрахунків або, принаймні, оцінки енергетичних витрат мобільних РДО.

1.4. Аналіз технічних розв'язків дослідних зразків РДО

Метою викладеного нижче аналізу є відокремлення найбільш перспективних експериментальних зразків мобільних роботів довільної орієнтації, здатних виконувати технологічні операції. Енергетична ефективність РДО, як було зазначено в підрозділі 1.1, суттєво залежить від типу трансмісії робота, а саме: крокуючої, колісної та інерційної. Не менший вплив на використання ресурсу автономних джерел живлення має й система зчеплення з поверхнею переміщення, якій притаманна різноманітна орієнтацію до обрїю технологічного простору.

Наявність експериментальних зразків мобільних роботів [7, с. 4–11], в яких застосовані різноманітні засоби зчеплення з поверхнею переміщення, не усуває проблему енергоефективності підсистем роботів, що компенсують або долають

гравітаційне навантаження для гарантованого втримання робота на довільно орієнтованій поверхні переміщення.

1.4.1. Дослідні зразки крокуючих мобільних РДО

Не дивлячись на суттєве сповільнення швидкості руху відносно колісної трансмісії, крокуючі мобільні роботи довільної орієнтації мають перевагу, яка полягає в можливості поєднання підсистеми переміщення з підсистемою зчеплення з поверхнею руху. Ця перевага сприяє зменшенню ваги робота, а значить і зменшенню гравітаційного навантаження, що має принципове значення для мобільних РДО.

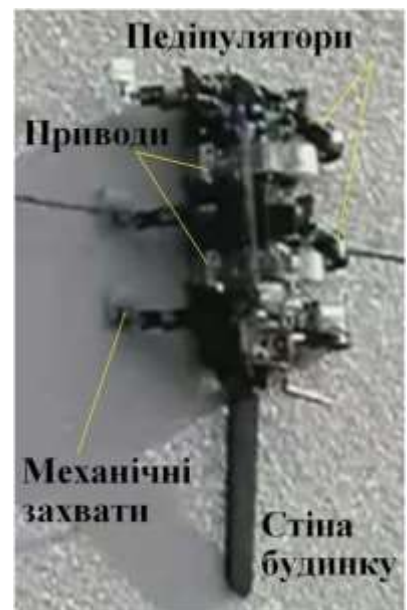
Мобільний робот [9, с. 67–78] з важільною трансмісією, на шарнірах котрої встановлено електроприводи, а у якості системи зчеплення застосовані вакуумні захвати (Рис. 1.7), дозволяє здійснювати ефективний перехід з горизонтальної на вертикальну поверхню переміщення. Однак трансмісії цього робота притаманна велика кількість двигунів, що на жаль не сприяє енергозбереженню його приводів. Суттєвою відзнакою мобільного робота «Boston Dynamics» (Рис. 1.8) є наявність пласко паралельних підпуляторів, оснащених голчастими механічними захватами [10, с. 2]. Ці властивості надають можливість переміщення робота як у циліндричній системі координат, притаманній таким об'єктам, як дерева (Рис. 1.8,а) чи стовпи ліній електропередач або трубопроводи, так і у прямокутній Декартові системі координат, що необхідно для обслуговування висотних будинків (Рис. 1.8,б).



Рис. 1.7. Мобільний робот ІПМ ім. О.Ю. Ішлінського (РАН)



а



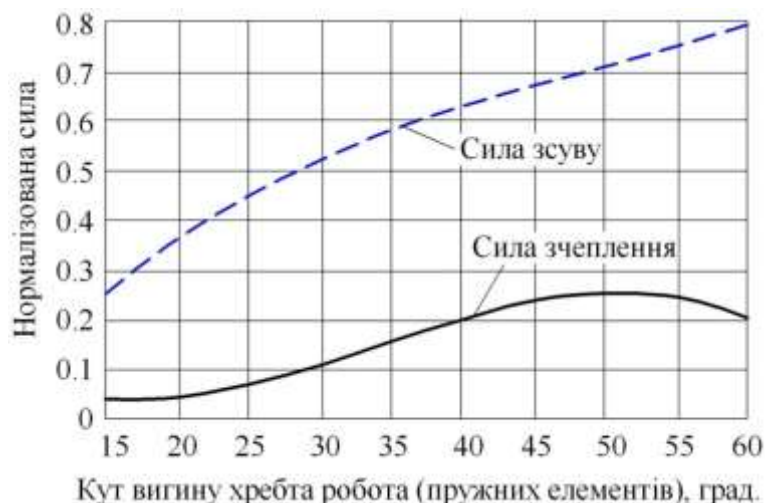
б

Рис. 1.8. The RiSE Climbing Robot (Boston Dynamics, Cambridge, USA) при переміщенні по дереву (а) і стіні (б)

Достатньо ефективній конструкції мобільного робота для обслуговування деревних масивів, в частці відеоспостереження та діагностики, присвячені дослідження, результати яких викладено в монографії [11, с. 39, 61]. Робот (Рис. 1.9,а) оснащений механічними захватами для зчеплення з поверхнею стовбура



а



б

Рис. 1.9. Мобільний робот [11] для обслуговування деревних масивів (а) та залежність між кутом вигину хребта робота (б), силою зчеплення та зусиллями зсуву [38].

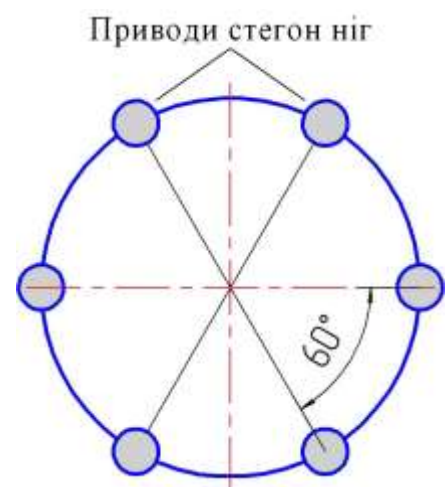
дерева та приводом повздовжнього руху у вигляді двигунів, що переміщують корпус робота та згинають пружні стержні для довільної орієнтації робота на гілках та стовбурі дерева. Як видно з графіків (рис. 1.9, б) залежності між кутом вигину хребта робота, силою зчеплення та зусиллями зсуву [38], приводи робота забезпечують надійне утримання його на поверхні переміщення при достатньо широкому діапазоні кута вигину $15^\circ \dots 60^\circ$ корпуса з пружних стержньових елементів. Наслідком чого є можливість довільної орієнтації робота виконанні таких не силових технологічних операцій, як відеоспостереження та діагностика стану дерев.

Відаючи належне оригінальності конструкцій наведених моделей, слід зауважити, що роботи з механічним зчепленням відрізняються підвищеною надійністю, але їх приводи вимагають застосування редукції, що збільшує вагу робота, а значить і його гравітаційне навантаження, для компенсації якого доцільне використання систем нагромадження й перетворення енергії руху [37], динамічна модель одної з котрих детально описана нижче в підрозділі 2.4.2.

На відміну від попередніх дослідних зразків РДО в крокуючому роботі, представленому на рис. 9.10, для зчеплення з поверхнею переміщення використовується ефект *адгезії*, а саме стопи робота оснащені липким матеріалом, який дозволяє роботу-павуку прилипати до вертикальної поверхні.



а



б

Рис. 1.10. Експериментальний зразок робота – гексапоїда (а) та схема його приводів (б)

Робот – гексапод був розроблений Yasong Li in Carlo Menon's laboratory at SFU [39]. Конструкція робота відображає біотехнічний напрямок побудови мобільних роботів довільної орієнтації. Віддаючи належне біотехнічним конструкціям, слід зауважити, що вони, як правило, мають низьку міцність конструкції, а тому мало придатні для виконання силових технологічних операцій, хіба що можуть бути застосовані для операцій моніторингу чи відеоспостереження. Крім того, використання адгезії для зчеплення з поверхнею переміщення досить суттєво уповільнює рух робота, що обмежує застосування подібних роботів в промислових цілях.

На відміну від попередніх експериментальних зразків РДО до виконання силових технологічних операцій найкращим чином адаптовані мобільні роботи зі спрощеною структурою. Наприклад, крокуючий мобільний робот з пневматичними мускулами (Рис.1.11) та кінематичною цепною передачею шарнірних суглобів припускає значні технологічні навантаження, утримуючись на поверхні довільної орієнтації потужними вакуумними присосами [40]. Аналогічну структуру має мобільний робот для обробки фюзеляжів літаків [41], з тією різницею, що замість пневматичних мускулів в кожному суглобі встановлено електромеханічний привід (Рис. 1.12). Але в обох випадках мають місце приводи для кожного окремого суглоба кінематичного ланцюга ніг роботів, що звісно збільшує гравітаційне навантаження на мобільний робот.



Рис. 1.11. Крокуючий мобільний робот з пневматичними мускулами [40]



Рис. 1.12. Мобільний робот для обробки фюзеляжу літака [41]

1.4.2. Дослідні зразки РДО з колісною трансмісією

Цей різновид мобільних роботів довільної орієнтації найкращим чином підходить до виконання транспортних операцій, чому сприяє підвищена швидкість їх переміщення. Але й одночасно їм притаманний такий недолік, як розподілення системи приводів руху та підсистеми утримання робота на поверхні переміщення, що також сприяє збільшенню гравітаційного навантаження. Так, наприклад, принципово інша система утримання робота на поверхні переміщення, а саме у якості генератора вакууму, запропонована в конструкції робота CCNY Robotics Lab City University New York (рис. 1.13), що відображена в дослідженнях [7, с. 35]. Автономним генератором вакууму створюється зона пониженого тиску між корпусом робота і поверхнею переміщення, за рахунок чого робот і утримується на вказаній поверхні, а трансмісія у вигляді колісної бази дозволяє роботу досягати досить високої швидкості руху.



Рис. 1.13. Робот CCNY Robotics Lab City University New York

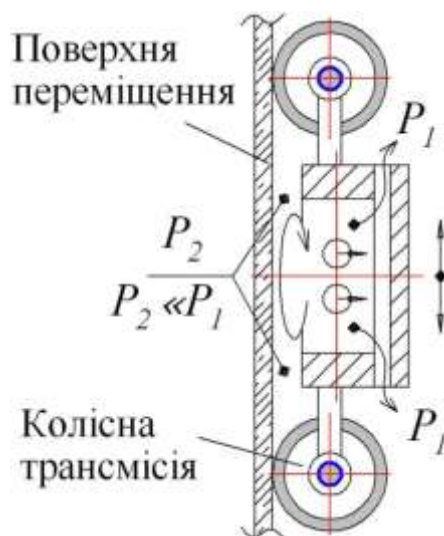


Рис. 1.14. Висхідний транспортний робот з турбогенератором вакууму

Аналогічний принцип застосування колісної трансмісії в сукупності з генератором вакууму закладено у висхідному транспортному роботі [42], кузов якого постачаний колесами та звернений до поверхні переміщення – стіни (Рис. 1.14), а також жорстко з'єднаний з усмоктувальним механізмом, що має

тангенціальні сопла і випускні канали. У результаті потоку газу високого тиску P_1 , що створюється двигуном між корпусом робота й поверхнею переміщення утворюється зона зниженого тиску P_2 (внаслідок відомого у техніці – ежекційного ефекту), що дозволяє роботів долати гравітаційну силу тяжіння. Однак, у випадку перешкоди у вигляді різкого перепаду топології поверхні переміщення (наприклад, при переході з вертикальної стіни на стелю) можливе виникнення турбулентності повітряного потоку, і як наслідок зрив робота з поверхні переміщення. Цей недолік знижує надійність утримання робота на поверхнях переміщення довільної орієнтації в просторі.

1.4.3. Технічні розв'язки магнітних імпульсних РДО

Цей різновид транспортних РДО приваблює такими показниками як швидкодія та простота конструкції, хоча й має суттєве обмеження – поверхня переміщення повинна мати феромагнітні властивості. До перспективних галузей застосування таких РДО відносяться металеві трубопроводи нафтових та газових мереж, а також металеві конструкції високовольтних ЛЕП.

Досить ефективним розв'язком є транспортний робот [43], що містить колісну трансмісію в сукупності з магнітними ланцюгами та пружними демперами (Рис. 1.15). Завдяки застосуванню магнітних ланцюгів робот має

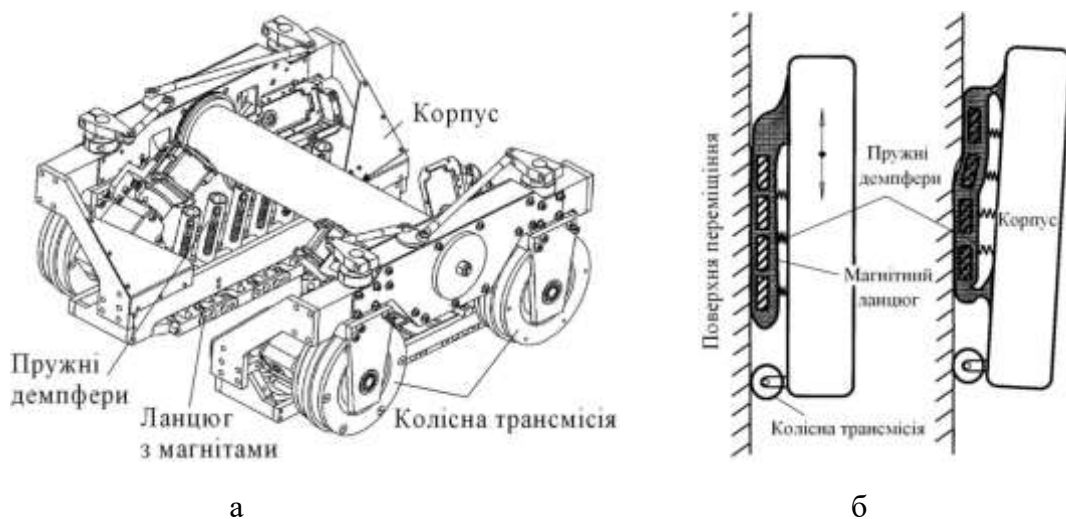


Рис. 1.15. Висхідний транспортний робот з магнітними ланцюгами (а) та схема його переміщення (б)

спроможність пересуватися на поверхнях з нерівностями, а наявність пружних демпферів сприяє гасінню енергії ударів, тобто зменшує динамічне навантаження, що є суттєвою ознакою для мобільних роботів, долаючих гравітаційне навантаження при пересування по поверхням довільної орієнтації.

Не менш ефективним технічним розв'язком є мобільний транспортний пристрій для руху по вертикальних металевих поверхнях [44]. При подачі напруги на приводи дебалансів (Рис. 1.16), вони приходять в обертовий рух і створюють вертикальне інерційне зусилля F . Це досягається синфазним обертанням дебалансів ω у протилежних напрямках. На електромагніт подається синусоїдальна напруга із частотою рівній частоті обертання ω дебалансів. Між гармонійною інерційною силою й синусоїдальною живлячою напругою може існувати різниця фаз. При умові періодичної подачі на електромагніт напруги корпус пристрою так само періодично притискається до поверхні переміщення.

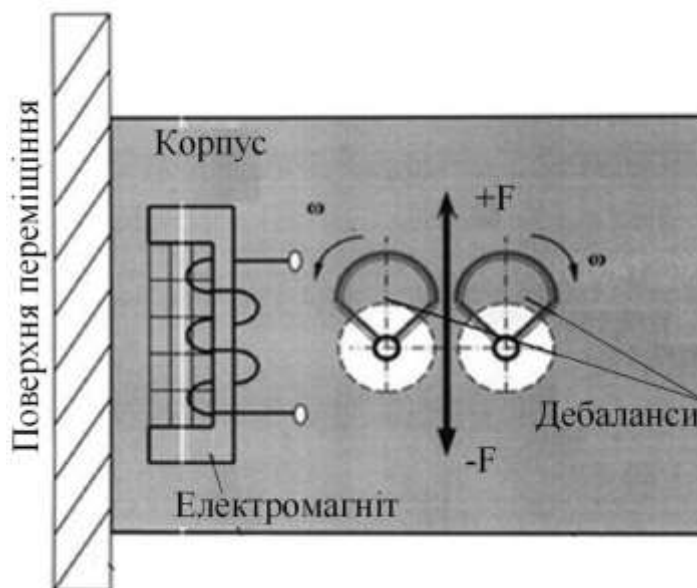


Рис. 1.16. Мобільний транспортний пристрій для руху по вертикальних металевих поверхнях

Під час, коли електромагніт не притискає корпус, сила тертя мінімальна й інерційне зусилля F спрямоване нагору. Коли ж інерційне зусилля спрямоване вниз, на електромагніт подається напруга, корпус притискається до поверхні

переміщення, внаслідок цього сила тертя не дає пристрою впасти вниз. Даний технічний розв'язок дозволяє підвищити мобільність транспортного пристрою.

Віддаючи належне таким показниками як швидкодія та простота конструкції останніх технічних розв'язків мобільних РДО, слід зауважити, що сфера їх застосування обмежена поверхнями переміщення з феромагнітними властивостями. Крім того, в розглянутих вище технічних рішеннях не запропоновані конструкції, які б забезпечували підвищення енергетичної ефективності мобільних РДО та зменшення гравітаційного навантаження.

1.5. Мобільні РДО як багаторівнева технічна система

Віддаючи належне перспективності використання розглянутих вище експериментальних зразків мобільних РДО, слід констатувати, що всі вони являють собою, нехай і ефективні, але розрізнені технічні розв'язки, спрямовані на досягнення того або іншого ефекту. Інакше кажучи, розглянуті конструкції не об'єднані єдиним системним підходом до їхнього синтезу, що у свою чергу, перешкоджає їхній промисловій реалізації, хоча б на серійному рівні виробництва.

У першому наближенні дане завдання може бути вирішене представленням мобільних РДО багаторівневою технічною системою (ТС) з відображенням на першому етапі структурних, а потім і функціональних зв'язків усіх підсистем мобільних роботів. Представлення мобільних РДО у вигляді багаторівневої ТС виконане вперше відносно раніше проведених досліджень. Даний підхід дозволить спочатку розв'язати завдання керування структурним синтезом РДО, а потім і параметричним синтезом, що вкрай важливо для створення інженерних методик їх проектування, як предтечу промислового освоєння мобільних роботів довільної орієнтації в технологічному просторі. Більше того, така постановка завдання керування синтезом РДО дозволяє застосувати класичні методи структурно-параметричного аналізу й наступного синтезу, що досить добре

зарекомендували себе в інших інженерних дослідженнях. Власне метод морфологічного аналізу, що передує структурному синтезу ТС, був уперше запропонований Ф. Цвіккі [45]. Далі методи структурно-параметричного аналізу й синтезу були розвинені в роботах Дитріха Я. [46], Джонса Дж.К. [47] і модифіковані в роботах Одріна В.М., Картавова С.С. [48, 49]. Прикладами практичного застосування зазначених методів можуть служити роботи Кузнєцова Ю.Н. [50], Капустяна В. М., Махотенко Ю. А. [51].

Вказаний морфологічний метод заснований на комбінаториці технічних розв'язків [52]. Суть його полягає в тому, що в об'єкті, який підлягає дослідженню, виділяють групу основних конструктивних або інших ознак. Для кожної ознаки вибирають альтернативні варіанти, тобто можливі варіанти його виконання або практичної реалізації. Комбінуючи їх між собою, можна одержати безліч різних розв'язків, у тому числі, що представляють промисловий інтерес. Суть методу полягає в побудові морфологічної таблиці й заповненні її припустимими альтернативними ознаками, після чого вибирають найбільш ефективні розв'язки виходячи із призначених технічних умов. У доповненні вибирають критерій якості, що найкраще відповідає технічному завданню.

Вибір найбільш ефективних технічних розв'язків передбачає два основні етапи: 1) *Визначення числа можливих* технічних розв'язків. На даному етапі з морфологічної таблиці вибирають найбільш прийнятні або ефективні комбінації технічних розв'язків з великої кількості комбінацій шляхом розрахунків числа можливих варіантів, які можна синтезувати на основі морфологічної таблиці. 2) *Скорочення числа альтернативних варіантів*. Найбільш ефективні технічні розв'язки з безлічі всіх можливих варіантів можна вибрати шляхом послідовного скорочення цієї безлічі за рахунок виключення найменш ефективних і найменш перспективних технічних розв'язків.

Розв'язок завдання структурно-параметричного синтезу відносно мобільних роботів виконане нижче в Розділі 2. Там же доречно помітити, що розв'язок завдань параметричного синтезу багаторівневих ТС, як правило,

закінчується відшукуванням *квазіоптимальних* значень критеріїв оптимізації, інакше кажучи, визначенням локальних екстремумів цільових функцій. Це пояснюється не тільки тим, що будь-яка технічна система, а тим більше багаторівнева, характеризується початковими умовами й діапазоном варіювання незалежних змінних, а також і тим, що рівні синтезу ТС включають різні по своєму призначенню й складу підсистеми функціональних пристроїв. Причому, слід ураховувати й те, що діапазони варіювання незалежних змінних, а це не що інше, як технічні характеристики зазначених підсистем, що попередньо визначаються технічним завданням, заснованим на промисловій доцільності й відповідним як сфері експлуатації РДО, так і режимам їх функціонування при виконанні різноманітних технологічних операцій.

1.6. Аналіз методів оптимізації багаторівневих ТС, як засобів параметричного синтезу РДО

Представлення мобільних РДО у вигляді багаторівневої технічної системи й подальший розв'язок завдань структурного аналізу й синтезу їх підсистем не вичерпує проблеми керування синтезом мобільних РДО, оскільки неминуче приводить до необхідності вирішення задач *параметричного* синтезу РДО на основі розв'язку *багатокритеріальних* завдань прийняття рішень. Застосування методів рішення саме багатокритеріальних задач для здійснення параметричного синтезу мобільних РДО пояснюється тим, що кожному рівню такої ТС як мобільні РДО притаманна наявність різноманітних функціональних пристроїв з різними критеріями оцінювання їх функціонування.

Тому тут буде доречним і корисним надалі, перед постановкою завдання параметричного синтезу РДО, спочатку виконати аналіз існуючих методів оптимізації багаторівневих ТС іншого призначення й змісту, однак тих, що досить добре зарекомендували себе в області моделювання й керування.

У класичній інтерпретації теорія *багатокритеріальної* оптимізації передбачає розв'язок завдання прийняття рішень одночасно по

декільком критеріях [53, 54]. У загальному виді математична модель багатокритеріальної оптимізації виглядає в такий спосіб: потрібно знайти числа $x_1, x_2, \dots, x_n$, що задовольняють системі обмежень $g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq b_i$ $i=1, 2, \dots, m$, для яких функції $z_k = f_k(x_1, x_2, \dots, x_n)$, $k=1, 2, \dots, K$ досягають максимального значення. Множина точок $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, що задовольняють зазначеній системі, утворює припустиму область $D \subset R^n$. Елементи множини D називаються припустимими розв'язками або альтернативами, а числові функції f_k , $k=1, 2, \dots, K$ – цільовими функціями або критеріями, заданими на множині D . У зазначеному формулюванні задачі присутня K цільових функцій. Ці функції відображають множину $D \subset R^n$ у множині $F \subset R^k$, яка називається *множиною досяжності*. У векторній формі наведену математичну модель можна записати в такий спосіб: $f(X) = (f_1(X)) \rightarrow \max$ при $X \in D$. Тут $f(x)$ – вектор-функція аргументу $X \in D$.

Уперше проблема багатокритеріальної оптимізації виникла в італійського економіста В.Парето в 1904 р. при математичному дослідженні товарного обміну. Надалі інтерес до проблеми багатокритеріальної оптимізації зріс у міру розробки й використання обчислювальної техніки, і вже пізніше стало ясно, що багатокритеріальні задачі виникають також і в техніці, наприклад, при проектуванні складних *технічних систем* [53]. На відміну від завдань оптимізації з одним критерієм, багатокритеріальної оптимізації властива невизначеність цілей, що пояснюється рідкістю розв'язків, коли кілька цільових функцій досягають максимуму, тому з математичної точки зору задачі багатокритеріальної оптимізації є невизначеними й рішенням може бути тільки компромісний розв'язок. Тому надалі, при вирішенні завдань параметричного синтезу мобільних РДО, доцільно використовувати визначення: квазіоптимальний розв'язок.

Основою побудови багаторівневої ТС є знаходження екстремальних значень критеріїв оптимальності кожного рівня системи в технологічно обґрунтованих межах області варіювання факторів [55]. Такі обмеження

суттєво зменшують розміри області, в якій проводиться пошук оптимуму. Проте зменшення розмірів допустимої області не спрощує процедуру пошуку оптимуму, а навпаки, ускладнює її, оскільки ряд методів оптимізації не можна використовувати при наявності обмежень. При цьому, може порушуватися основна умова, згідно з якою оптимум повинен досягатись в стаціонарній точці, що характеризується нульовим градієнтом.

Таким чином, клас досліджуваних методів повинен бути спрямований на знаходження умовного (як правило спостережуваного) екстремуму. Крім того, оскільки ієрархічна система є складною, часто, цільові функції є нелінійними і багатофакторними, це, в свою чергу, ускладнює вибір методу оптимізації

Очевидно, що багаторівневої ТС притаманно й наявність ієрархії, а значить обов'язкова наявність декількох цільових функцій, що характеризують рівні технічної системи. Інакше кажучи, завжди буде мати місце завдання багатоцільової оптимізації. Уперше ієрархічна оптимізація була визначена Брекеном і МакГиллом (США) [56, 57] як узагальнення математичного програмування. У цьому контексті область обмежень визначається серією завдань оптимізації, які повинні бути вирішені згідно із заздалегідь певним алгоритмом. Власне завдання полягає в тому, щоб знайти вектори $x, y^i \ (i = 1, 2, \dots, n)$, коли $f(x)_{x \in X} \rightarrow \min$ за умови $h_i(x) = \min_{v^i \in V^i} g^i_{v^i \in V^i}(x, v^i) \geq 0, \ i = 1, \dots, n$. Різновидами цього завдання є пошук декількох векторів, що залежать від множини факторів, що характеризують ТС.

Відомо, що завдання багатоцільової оптимізації передбачає облік множини характеристик ТС, наприклад, таких як продуктивність, точність, ефективність роботи, виробничі витрати й споживання енергії під час експлуатації системи й т.п. В ієрархічній структурі оптимізації ознаки, що існують на більш низьких рівнях, групуються в об'єкти оптимізації на основі вхідних і вихідних відносин між ознаками. Завдання оптимізації обробляються послідовно від нижнього ієрархічного рівня до більш високих рівнів, і на кожному рівні результати оптимальних (коректніше: квазіоптимальних) розв'язків переносяться на

наступний найвищий рівень, поки не досягається оптимальний по Парето розв'язок [58], установлений для робочих характеристик ТС на найвищому рівні. Цей метод дозволяє одержувати ефективні розв'язки із глобальної точки зору для конструкцій виробів, що мають складні оцінні характеристики. В остаточному підсумку досягається реалізація поліпшених проектних розв'язків, заснована на детальному аналізі ієрархічних структур оптимізації. В даній роботі запропонована концептуальна схема (Рис. 1.18) взаємозв'язку між основною характеристикою продуктивності, для якої потрібне більше значення одночасно з вимогою більш низької вартості виробництва. Затінена область відповідає припустимій області, утвореній проектними розв'язками, які можуть бути реалізовані з використанням існуючих технологій і знань. Лінія PQ відповідає набору оптимальних розв'язків Парето, тобто глобальних оптимальних розв'язків, що досягаються шляхом одночасної оптимізації всіх зв'язаних характеристик. Так конструктори ТС звичайно шукають практичні розв'язки на лінії оптимальних розв'язків Парето. Однак, якщо набір параметрів оптимального розв'язку по Парето, представлений PQ, не може бути отриманий, то можливі розв'язки в межах припустимої області обкресленою лінією P^1Q^1 , але вони далекі від глобальної лінії оптимального розв'язку по Парето, й тому мають сумнівну корисність.

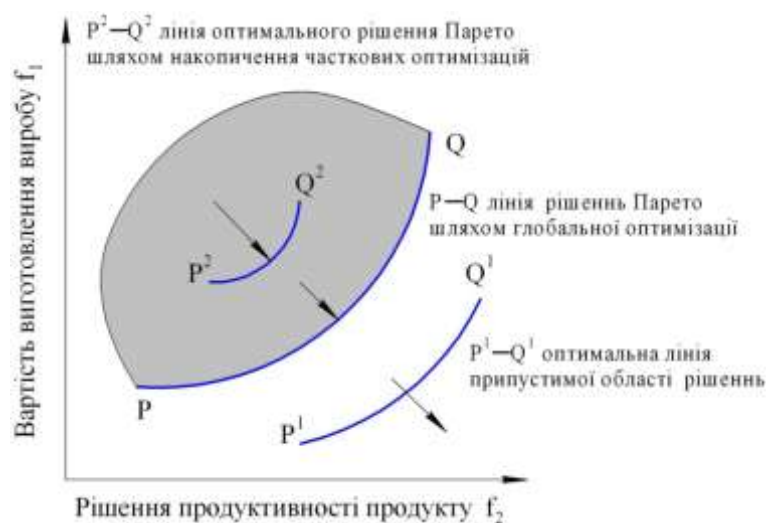


Рис.1.18. Концептуальна схема взаємозв'язку між продуктивністю й вартістю виробництва продукту [56]

Якщо цільові функції є нелінійними і багатofакторними, а це притаманно такій ТС як РДО, то серед класичних методів нелінійної умовної оптимізації можна виділити метод множників Лагранжа з використанням умови Каруша – Куна – Таккера [59]. В даному методі необхідною умовою знаходження екстремуму є наступний вираз:

$$(\partial f / \partial x_j)_{x^o_j} - \sum_{i=1}^m \lambda_i^o (\partial g_i / \partial x_j)_{x^o_j} \leq 0 \quad (1.9)$$

де $z = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ – цільова функція, а $g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq b_i$ ($i = \overline{1, u}$) – функція обмежень. Застосування даного методу для знаходження екстремумів цільових функцій, описаної вище РДО як технічної системи, можливе якщо досліджувані функція, що характеризує певний рівень ТС, є неперервною диференційованою. Слід зауважити, що метод оптимізації повинен приводити до кінцевого результату з найменшими витратами на обчислення і давати можливість отримати найбільший об’єм інформації про шукане рішення.

Вище в підрозділі 1.1 було зазначено, що умови функціонування робіт довільної орієнтації, обумовлені типом середовища експлуатації й змістом технологічного процесу, котрі можна розділити на дві категорії: детерміновані й не детерміновані. Відповідно, детермінованим процесом є кожний процес, протікання якого повністю залежить від цілеспрямованої діяльності людини. Визначеність середовища обумовлена апріорним знанням точного положення всіх об’єктів, з якими може взаємодіяти робот. У не детермінованих середовищах практично неможливо здійснити їхню організацію, і до них відносяться гіпотетично можливі зони експлуатації РДО, створювані аварійними ситуаціями, як у природних умовах, так і при руйнуванні промислових середовищ, наприклад, зруйнованих будинків і споруджень. Саме тому, мобільні роботи і є новим видом техніки для провадження робіт у не детермінованих умовах.

Таким чином, можна звернутися до методів пошуку екстремуму в умовах невизначеності. Ці методи застосовуються, в основному для класу наступних задач: 1) цільова функція не має аналітичного виразу; 2) максимальне або

мінімальне значення цільової функції і відповідній точці X^* можуть бути отримані шляхом проведення ряду однорідних експериментів, число яких обмежене. Звісно, застосування даних методів можливе і в тих випадках, коли вид залежності $z = f(X)$ відомий, але аналітичні методи рішення задачі по тим чи інших причинах не вдається застосувати. Одним з таких методів є метод Фібоначчі для пошуку екстремуму функції. Реалізація даного методу пов'язана з використанням послідовності цілих чисел, відкритої італійським математиком Фібоначчі [60]. Послідовність визначається формою:

$$F_1 = 1, F_2 = 1, F_{n+1} = F_n + F_{n-1} \quad n \in N \quad (1.10)$$

Основне відношення, яке характеризує досліджуваний метод, має вигляд:

$$L_{q-1} = L_q + L_{q+1} \quad (q = \overline{2, N-1}) \quad (1.11)$$

Його аналіз зручно почати з конкретизації виразів $L_q (q = N, N-1, \dots)$, звівши їх в таблицю 1.2. Коефіцієнти при L_N і ε в формулах таблиці утворюють послідовність чисел Фібоначчі. Використовуючи цю обставину, можна дати загальний запис виразу L_q , наведену в нижньому рядку таблиці 1.2, звідки слідує $L_N = \Phi_N L_N - \varepsilon \Phi_{N-2}$. Але L_1 є вихідним одиничним інтервалом невизначеності ($L_1 = 1$), тому $L_N = (1 + \varepsilon \Phi_{N-2}) / \Phi_N$.

Таблиця 1.3

q	Вирази L_q
N	$L_N = L_N$
$N-1$	$L_{N-1} = 2L_{N-\varepsilon}$
$N-2$	$L_{N-2} = 3L_{N-\varepsilon}$
...	...
	$L_q = \Phi_{N-q+1} L_N - \Phi_{N-q-1} \varepsilon$

Останнє співвідношення дозволяє оцінити ефективність методу чисел Фібоначчі, яка пов'язана з тим, що скорочення довжини чергового інтервалу L_q вимагає проведення одного нового експерименту. Можливість реалізації

методу пов'язана з вибором точки x_1 . Із попереднього аналізу слідує $x_1 = 1 - L_2$; але $L_2 = \Phi_{N-1}L_N - \varepsilon\Phi_{N-3}$ або з останнім співвідношенням $L_2 = \Phi_{N-1}[\Phi_{N-1} + \varepsilon(\Phi_{N-1}\Phi_{N-2} - \Phi_N\Phi_{N-3})]$. Звідси виходить, що зробити перший крок тут можна лиш тоді, коли назначено число N , тобто $x_1 = x_1(N)$. Це є недоліком, ускладнюючим для ряду випадків рішення задачі через неможливість змінити N після початку експериментів.

Оптимізації ієрархічних систем присвячена робота [61], у якій запропонована модель багаторівневого математичного програмування в наступній постановці завдання: на основі *послідовної* оптимізації визначити змінні деякого простору (системи) $R^n \in x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, розділеного на r рівнів, $R^n \in x^k = (x_1^k, x_2^k, \dots, x_{n_k}^k)$ $k=1, 2, \dots, r$, де: $\sum_{k=1}^r n_k = n$ і максимізувати функцію $f(x)$, варіюючи тільки $x^k \in R^{n_k}$ при фіксації значень $x^{k+1}, x^{k+2}, \dots, x^r$ у просторі $R^{n_{k+1}} \times R^{n_{k+2}} \times \dots \times R^{n_r}$, тобто:

$$\max \{ f(x) : (x^k, x^{k+1}, x^{k+2}, \dots, x^r) \}. \quad (1.12)$$

Тоді завдання оптимізації першого рівня пропонується записати як:

$$(P^1) \left\{ \begin{array}{l} \max f_1(x) : \{ (x^1, x^2, \dots, x^r) \} \\ x \in S^1 = S \end{array} \right\} \quad (1.13)$$

Можлива область $S = S^1$ значень змінних визначається на першому рівні системи, тоді для розв'язку P^1 в P_1^n при фіксованих $x^2, x^3, \dots, x^r$ утворюють множину значень змінних:

$$S^2 = \left\{ \hat{x} \in S^1 : f_1(\hat{x}) = \max \left\{ f_1(x) : (x^1, \hat{x}^2, \dots, \hat{x}^3) \right\} \right\} \quad (1.14)$$

Потім відшукується максимум функції $f_2(x)$ шляхом варіювання $x^2 \rightarrow Var$ при фіксованих значеннях $x^3, x^4, \dots, x^r$. Таким чином, формується завдання для 2-го рівня технічної системи:

$$(P^2) \left\{ \max_{x \in S^2} f_1(x) : \{(x^2, x^3, x^4, \dots, x^r)\} \right\} \quad (1.15)$$

У загальному випадку для кожного рівня k системи область пошуку оптимальних рішень визначиться як:

$$S^k = \left\{ \hat{x} \in S^{k-1} : f_{k-1}(\hat{x}) = \max \left\{ f_{k-1}(x) : (x^{k-1}, \hat{x}^k, \dots, \hat{x}^r) \right\} \right\} \quad (1.16)$$

Тоді завдання оптимізації для кожного рівня k системи можна записати так

$$(P^k) \left\{ \max_{x \in S^k} f_k(x) : \{(x^k, x^{k+1}, \dots, x^r)\} \right\} \quad (1.17)$$

Виразення (1.17) є функцією змінних $x^{k+1}, \dots, x^r$, що характеризують багаторівневу ТС, наприклад, технічні характеристики пристроїв, що входять у систему, або режими їх функціонування. У загальному випадку завдання послідовної оптимізації параметрів при варіюванні попередніх змінних і фіксації їх наступних значень, можна записати узагальнюючим вираженням:

$$(P^r) : \max_{x \in S^r} f_r(x). \quad (1.18)$$

Інакше кажучи, таким чином, створюється, так звана, колекція вкладених математичних задач оптимізації взаємозалежних рівнів технічної системи. Аналоги даного підходу досить докладно викладені також і в роботах [62, 63].

Відаючи належне ефективності й практичній доцільності розглянутих методів багатокритеріальної оптимізації ієрархічних ТС для параметричного синтезу такої технічної системи як мобільні РДО, слід однак помітити, що у всіх підходах ураховується вплив незалежних факторів для кожного рівня ТС, але не вплив власне *критеріїв* оптимізації попереднього рівня на цільову функцію кожного наступного рівня ієрархії ТС. Означена властивість залишає задачу параметричного синтезу, заснованому на багатокритеріальній оптимізації, такої багаторівневої системи як мобільні РДО актуальною.

1.7. Постановка завдання активного синтезу мобільних РДО

Під синтезом будь-якої багаторівневої технічної системи з автоматизованим керуванням, в тому числі й мобільних РДО, розуміється цілеспрямоване керування параметрами структурно-параметричного синтезу як автоматизованого процесу. В даній роботі цілеспрямованість керування полягає в тому, що всі підсистеми (див. п. 1.2, Розділ 1) мобільного РДО, в тому числі й підсистеми переміщення та зчеплення, представлені як взаємопов'язані рівні структури РДО, що відображені формалізованим описом у вигляді динамічних моделей та функціоналів оптимізації технологічних режимів чи конструктивних параметрів, що в свою чергу, характеризують кожен рівень мобільного РДО як багаторівневої технічної системи (див. п. 1.5, Розділ 1).

Точніше, функціонали підсистеми переміщення (тобто приводи й трансмісії) мають за критерій оптимізації енергетичні показники (потужність приводу, ємність автономних джерел живлення), а для підсистем зчеплення робота з поверхнею переміщення у якості критеріїв оптимізації обрані такі показники як сила зчеплення, що протидіє гравітаційному навантаженню на робот, потужність чи крутний момент приводу зчеплення та ін. Таким чином, саме взаємопов'язаність функціоналів рівнів структури РДО (тобто коли критерій оптимізації попереднього рівня входить у функціонал наступного за ієрархією рівня у якості фактора цільової функції) забезпечує цілеспрямоване керування синтезом мобільних РДО (власне алгоритми цілеспрямованого керування надані стор. 77, 109–110, 112, 115, 120–121).

Тому доцільно, поки що на попередньому етапі досліджень, констатувати необхідність розробки **стратегії синтезу** такого нового класу роботів як мобільні РДО, заснованому на певних принципах, що викладені надалі в розділах 3, 4, 5. Стратегію активного синтезу слід тлумачити як категорію керування послідовністю кроків із прийняттям вирішальних правил керування процесом синтезу ТС, взагалі, та мобільних роботів, зокрема, наприклад, за методами дослідницьких робіт [64, 65, 66, 67].

1.8. Висновки до розділу

1. Зіставлення сфер експлуатації мобільних роботів довільної орієнтації (РДО) у технологічному просторі, як перспективного засобу виробництва, з їхньою структурою, складом і рівнем реалізації вказує на необхідність створення методологічного підходу до автоматизованого керування синтезом технологічних РДО, як одного зі шляхів їх промислового освоєння.

2. Аналіз статичних, кинетостатических і динамічних моделей мобільних РДО підтверджує раціональність їх використання як предтечу для розробки інженерних методик синтезу РДО. На відміну від зазначених моделей, моделі енергетичної ефективності мобільних роботів містять критерії оцінки енергоефективності мобільних роботів, однак відсутність в останніх будь яких методичних рекомендацій, або, принаймні, схемотехнічних розв'язків, спрямованих на зниження гравітаційного навантаження, що має принципове значення саме для мобільних роботів, залишає проблему керування синтезом РДО актуальною.

3. Розглянуті технічні розв'язки найбільш перспективних дослідних зразків мобільних РДО не містять проектно-конструкторських рішень, що сприяють подоланню дестабілізуючої гравітаційної складовій у сукупності робочих динамічних навантажень технологічних і транспортних операцій й спрямованими на підвищення надійності втримання мобільних роботів на поверхні довільної орієнтації при виконанні різноманітних виробничих операцій.

4. Представлення мобільних РДО у вигляді багаторівневої технічної системи (ТС), що запропоновано вперше, указує на актуальність розв'язку завдань керування структурно-параметричним їхнім синтезом. Однак розглянуті методики багатокритеріальної оптимізації багаторівневих ТС, не дивлячись на їхню ефективну апробацію завдяки взаємозв'язку факторів, що

характеризують ТС, не відображають взаємозв'язки власне критеріїв оптимальності кожного рівня такої ієрархічної системи як РДО.

5. Викладені висновки вказують на необхідність створення єдиного методологічного підходу до керування синтезом мобільних РДО, що включає не тільки досягнуті раніше результати досліджень, але, і насамперед, заснованого на основоположних принципах керування їх синтезом. Ці принципи повинні бути спрямовані на підвищення надійності експлуатації РДО шляхом зниження гравітаційного та технологічного навантаження.

6. У наступних розділах запропоновано три інноваційні принципи створення новітніх моделей РДО у якості основоположних засад їх активного синтезу. Представлена їхня реалізація на основі методів морфологічного аналізу, структурно-параметричного синтезу, квазістатичного й динамічного моделювання, багатокритеріальної оптимізації із залученням модифікованої методики параметричного синтезу РДО.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧНОГО СИНТЕЗУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РДО НА ОСНОВІ ТРЬОХ ОСНОВОПОЛОЖНИХ ПРИНЦИПІВ

На відміну від викладеного вище, запропонуємо тут і розів'ємо надалі новий напрямок синтезу мобільних роботів довільної орієнтації (РДО) спочатку на основі аксіоми: зменшення енергетичних витрат підсистем мобільних роботів приводить до зниження їх гравітаційного навантаження в сукупності динамічних навантажень, як технологічних так і транспортних. В остаточному підсумку реалізація даного підходу забезпечує надійність втримання РДО в технологічному просторі довільної орієнтації незалежно від топології поверхні переміщення й виду технологічних операцій, параметри яких, однак, домінують у загальній динаміці мобільного робота.

У якості основи викладеної нижче методології створення мобільних РДО пропонується реалізація трьох основоположних принципів цілеспрямованого керування їх параметрами та технологічними режимами функціонування [76]:

Принцип 1. Нагромадження потенціальної енергії на кожній попередній ділянці (або кроці) переміщення й перетворення її в кінетичну енергію руху на наступній ділянці (або наступному кроці) руху. Ефект, що досягається: економія ресурсів автономних джерел живлення за рахунок руху мобільного робота в наслідок перетворення накопиченої енергії в кінетичну енергію на кожній наступній ділянці переміщення.

Принцип 2. Інтеграції приводів робота для руху по заданому маршруту. Ефект, що досягається: зменшення кількості приводів для зниження ваги робота, і як наслідок, зменшення гравітаційного навантаження, що має принципове значення для мобільних роботів саме довільної орієнтації.

Принцип 3. Застосування аеродинамічної піднімальної сили (на основі генераторів тяги) як засобу протидії гравітаційному навантаженню з метою

збільшення технологічного навантаження при одночасному зменшенні потужності приводів руху й зчеплення робота з поверхнею переміщення.

Зазначені напрямки у світовій теорії й практиці експериментальної побудови мобільних роботів дотепер не були досліджені. У якості інструментального забезпечення реалізації викладених принципів синтезу мобільних РДО будемо застосовувати класичні методи дослідження, що досить добре зарекомендували себе в інших областях технічних наук. Серед методологічних підходів віддамо перевагу методам структурно-параметричного синтезу на основі морфологічного аналізу [68, 69, 70], побудови квазістатичних і динамічних моделей [71], координатної оптимізації [72], спрямованої на одержання квазіоптимальних технічних розв'язків, а також удосконаленого автором методу оптимізації багаторівневих ієрархічних систем [73].

2.1. Морфологічний аналіз мобільних РДО на рівні інтеграції

Створення морфологічної моделі РДО є предтечею реалізації декларованих вище принципів керування синтезом мобільних роботів як класу робототехнічних систем технологічного призначення. Метою й нагальною потребою побудови зазначеної моделі є синтез придатних для експлуатації в промислових умовах проектно-конструкторських розв'язків мобільних роботів довільної орієнтації у технологічному просторі.

Для моделювання процесів функціонування й параметрів такої предметної області, як технологічні РДО, морфологічні методи повинні бути доповнені методами *математичного* моделювання, що виконане нижче в розділах 3, 4 і 5. Тут же виконаємо побудову морфологічної моделі мобільних РДО на рівні інтеграції їх підсистем і відповідних їм областей експлуатації (див. вище табл. 1.1 і рис. 1.2 і рис. 1.17). Щодо структури слід зазначити, що блоки живлення є невід'ємними підсистемами мобільних РДО та *інваріантні* до виконавчих підсистем, які підлягають морфологічному аналізу та подальшому синтезу їх конструкцій. Це пояснюється тим, що автономні джерела живлення, будь те

літієві, кислотні або навіть сонячні батареї, ні в якій мірі не визначають конструкцію трансмісії або привода. Те ж стосується й систем навігації – дистанційного радіоуправління або GPS (*Global Positioning System* – система глобального позиціонування, супутникова система навігації), що є також інваріантними по своєму виконанню не тільки до виконавчих органів РДО, а й до галузей експлуатації мобільних РДО. Що ж стосується підсистем сенсорної інформації аналізу навколишнього технологічного середовища (у тому числі й довільної орієнтації) на апаратному рівні, то їх дослідження відноситься до теорії приладобудування. Тому буде правомірним морфологічний аналіз зазначених підсистем винести за рамки цих досліджень.

Модифікація методу морфологічного аналізу згідно з рекомендаціями Акімова С.В. [74] полягає в наступному: спочатку в результаті морфологічного аналізу визначають простір пошуку, називаний морфологічною множиною, яка обов'язково повинна містити в собі шуканий розв'язок (структуру об'єкта), а потім звужують цей простір, здійснюючи пошук того рішення, яке є елементом морфологічної множини. Для моделювання знань предметної області використовуються моделі чотирьох рівнів M1–M4, відповідних до рівнів ідентифікації, специфікації, симуляції й інтеграції. Модель M1, або модель морфологічної множини рівня ідентифікації – це модель, яка однозначно ідентифікує пристрій *без його специфікації*. Вона відповідає морфологічному І/АБО-дереву для випадку морфологічної множини й морфологічному І-дереву з виродженими вершинами «АБО» для елементів морфологічної множини технічної системи – це модель рівня *ідентифікації*. Модель M2, або модель морфологічної множини – це модель, яка дозволяє одержати *специфікацію*, що однозначно описує будь-який пристрій розглянутого класу, тому й модель буде рівня специфікації. Модель M3, модель класу пристроїв або універсальна модель – модель усього класу пристроїв, що дозволяє аналізувати будь-який конкретно взятий пристрій класу розглянутої технічної системи. Модель M4 – інтегрує знання розглянутої предметної області. Вона є моделлю класу пристроїв M3, але вже доповненою експертними знаннями із предметної

області, що дозволяють проводити синтез. Таким чином, якщо моделі М1 – М3 за класифікацією [74] є моделями рівня аналізу, то М4 є моделлю рівня синтезу, тобто моделлю рівня інтеграції.

2.2. Моделювання морфологічної множини й класу об'єктів мобільних РДО

Спочатку дана процедура в її класичній реалізації передбачає побудову морфологічного І/АБО-дерева об'єкта аналізу, який описує всю морфологічну множину, що підлягає розгляду. Але оскільки в цьому випадку необхідно представити конкретні об'єкти множини РДО у вигляді їх елементів, то згідно з вище вказаними рекомендаціями визначимо ребра (гілки), відповідні до значень класифікаційних ознак мобільних РДО. Тоді після вибору значень класифікаційних ознак з АБО-вершин буде виходити всього лише по одному ребру (однієї галузі) для кожного обраного значення ознак системи, а сама вершина виявиться виродженою. Виконавши таку операцію для всіх необхідних АБО-вершин, одержимо морфологічне І-дерево з виродженими АБО-вершинами, яке однозначно ідентифікує наш об'єкт дослідження – РДО як технічну систему, що підлягає аналізу. Відносно І-вершин помітимо, що вони як і у випадку І/АБО-дерева будуть персоніфікувати *агрегацію* об'єктів. Тому інформацію про морфологічну множину компонентів РДО доцільно представити не у вигляді дерева, а у вигляді морфологічного графа (рис. 2.1).

Залучення рекомендацій [100, 101] надає можливість коректного відображення на графу співвідношення впливу морфологічних ознак відносно одна одної. Це ще раз підтверджує вище обґрунтовану правомірність винесення за межі морфологічного графу підсистем живлення, навігації, та сенсорів в наслідок їх інваріантності щодо виконавчих органів мобільних РДО. Тим більше, що в даному випадку морфологічний аналіз, як такий, використано тільки у якості предтечі морфологічного та параметричного синтезу конструкцій виконавчих підсистем, наданого у подальшому. Представлений у

вигляді графу рис. 2.1 склад морфологічних ознак продиктований ще й наступною методологічною послідовністю управління синтезом: морфологічний аналіз → структурний → і параметричний синтез.

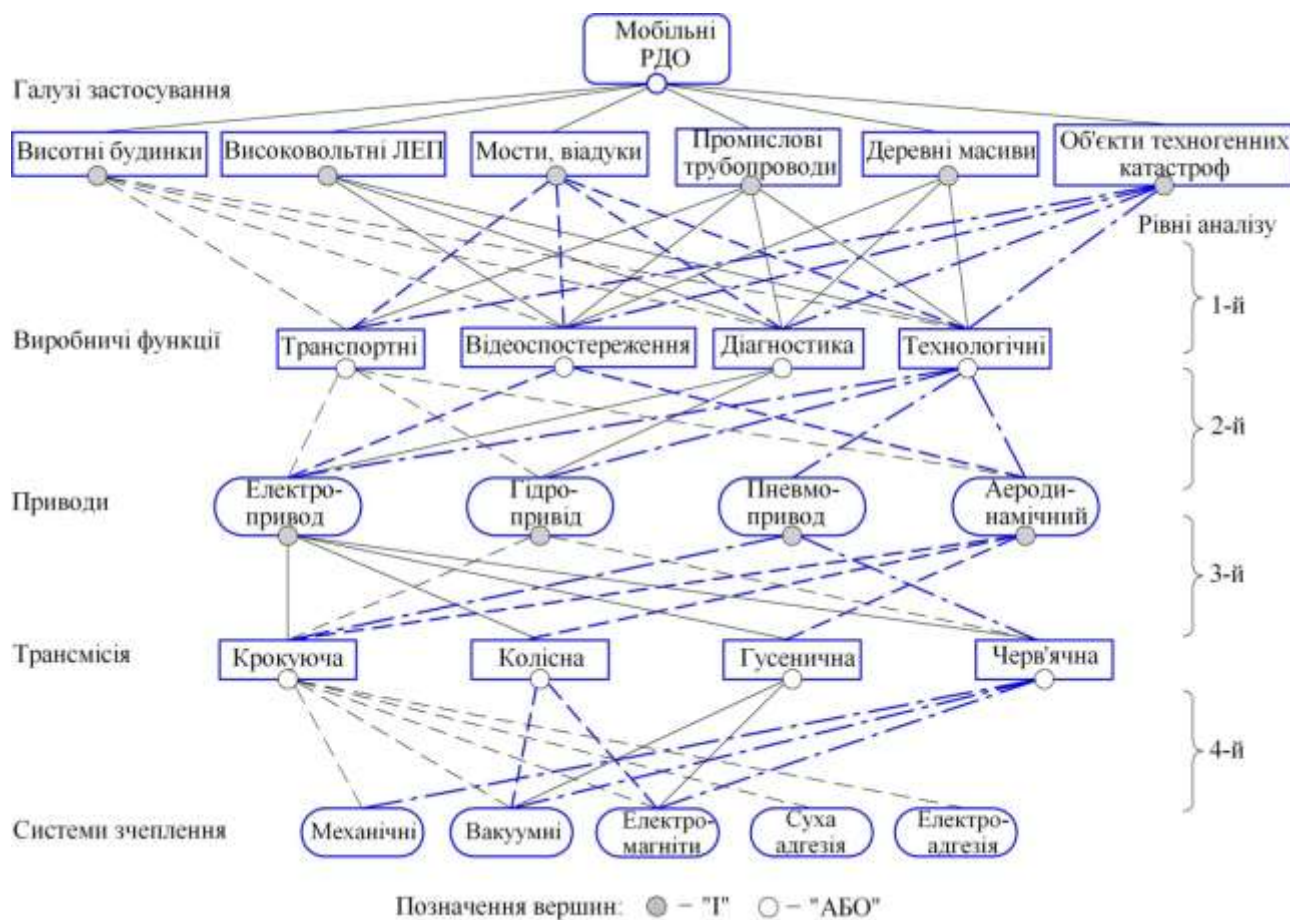


Рис. 2.1. Морфологічний граф керування синтезом мобільних РДО

Далі на основі отриманого графа розробимо багаторівневі морфологічні таблиці, відповідні до класів галузей застосування РДО, їхнім виробничим функціям, а також таким компонентам, як приводи, трансмісія й системи зчеплення мобільних роботів довільної орієнтації з поверхнею їх переміщення. Морфологічна таблиця, що включає характеристики галузей застосування роботів і властивості виконуваних ними виробничих операцій представлена у вигляді табл. 2.1. Слід зауважити, що власне *технологічні функції*, що об'єднанні тут під однією назвою можуть бути розкриті ширше і конкретніше. Наприклад, вказані функції можуть передбачати виконання таких операцій як технологічне обслуговування хмарочосів (дахів, стін та вікон), тушіння пожеж, ремонт високовольтних ЛЕП, чистка чи нанесення покриттів промислових

трубопроводів, а відносно деревних лісових і паркових масивів – обрізка гілок, сучків чи наростів дерев та т.п. Однак перелічені функції можуть складати окремий підрівень рівня «Технологічні операції», що не змінює сутність цього морфологічного аналізу, а тільки сприятиме його розширенню та деталізації.

Таблиця 2.1

Морфологічна таблиця 1-го рівня аналізу класу
«Галузі застосування – Виробничі функції»

Галузі застосування		Виробничі функції			
		1	2	3	4
A	Висотні будинки	Транспортні	Відеоспостереження	Діагностика	Технологічні
B	Високовольтні ЛЕП	0	Відеоспостереження	Діагностика	Технологічні
C	Мости, віадуки	Транспортні	Відеоспостереження	Діагностика	Технологічні
D	Промислові трубопроводи	Транспортні	Відеоспостереження	Діагностика	Технологічні
E	Деревні масиви	0	Відеоспостереження	Діагностика	Технологічні
F	Об'єкти техногенних катастроф	Транспортні	Відеоспостереження	Діагностика	Технологічні

Тут і далі значення «0» ознаки ілюструє апріорі не прийнятні комбінації відзначених морфологічних ознак, у протилежному випадку їх відображення в морфологічній таблиці приведе тільки до викривлення інформаційного масиву можливих технічних розв'язків.

У матричному вираженні (морфологічному ящику) фіксуємо параметри, що наведені в табл. 2.1 у вигляді наступної матриці:

$$\begin{array}{cccc}
 A1 & A2 & A3 & A4 \\
 0 & B2 & B3 & B4 \\
 C1 & C2 & C3 & C4 \\
 D1 & D2 & D3 & D4 \\
 0 & E2 & E3 & E4 \\
 F1 & F2 & F3 & F4
 \end{array} \quad (2.1)$$

Отримана матрична структурна модель визначається формулою

$$S_1 = A4 \cdot B3 \cdot C4 \cdot D4 \cdot E3 \cdot F4 \quad (2.2)$$

Виходячи з формули (2.2) загальна кількість комбінацій можливих розв'язків складе наступну величину:

$$N_1 = \prod_{i=1}^n K_i = 4 \times 3 \times 4 \times 4 \times 3 \times 4 = 3^2 \times 4^4 = 265 \text{ (варіантів)} \quad (2.3)$$

Визначена кількість варіантів є поки що гіпотетично припустимою і підлягає експертизі *доцільності* реалізації комбінацій ознак, відображених у табл. 1. Відомо, що істотний недолік морфологічних таблиць полягає в тому, що крім можливих структурних розв'язків, у них можуть бути присутні дублюючі комбінації або принаймні не коректні. Згідно з теорією морфологічного аналізу, що відноситься до евристичних методів і споконвічно заснованого на, так званому, морфологічному ящику швейцарського астронома Фріца Цвіккі (F. Zwicky) [75], виключення непродуктивних комбінацій досягається їхньою експертною оцінкою, яку застосуємо тільки для загально технічних ознак на 1-му й 2-му рівнях аналізу. А для відбору варіантів конструкцій роботів на 3-му та 4-му рівнях аналізу застосуємо більш жорсткий критерій, заснований на порівнянні конструкцій з базами даних аналогів і прототипів технічних розв'язків міжнародних патентів, що набагато достовірніше ніж експертні оцінки.

На 1-му рівні аналізу класу «Галузі застосування – Виробничі функції», на відміну від наступних рівнів, що містять вже конструктивні ознаки, досить виключити дублюючі комбінації ознак. Так аналіз комбінацій табл. 2.1 дозволяє затверджувати, що транспортні функції A1, відеоспостереження A2 і операції діагностики A3 відносно таких об'єктів обслуговування, як висотні будинки зайві, оскільки будь-яке висотне спорудження оснащене підйомно-транспортною технікою (ліфти, вантажні підйомники). Аналогічно можна виключити комбінації C1 і C2 (транспортні і відеоспостереження) відносно мостів і віадуків, що традиційно обслуговуються крановим устаткуванням, а також D1 (транспортні) для промислових трубопроводів, які самі по собі

виконують транспортні функції. Крім того діагностика Е3 стосовно до деревних масивів дублює відеоспостереження Е2, за допомогою якого й здійснюють аналіз стану лісових і паркових насаджень, використовуючи при цьому літальні апарати. Тоді матриця (2.1) прийме змінений вид

$$\begin{array}{cccc} 0 & 0 & 0 & A4 \\ 0 & B2 & B3 & B4 \\ 0 & 0 & C3 & C4 \\ 0 & D2 & D3 & D4 \\ 0 & E2 & 0 & E4 \\ F1 & F2 & F3 & F4 \end{array} \quad (2.4),$$

а нова матрична модель визначиться формулою

$$S = A1 \cdot B3 \cdot C2 \cdot D3 \cdot E2 \cdot F4 \quad (2.5)$$

Отже, з формули (2.5) загальна кількість практично корисних комбінацій застосування РДО складе наступну величину:

$$N_{01} = \prod_{i=1}^n K_i = 1 \times 3 \times 2 \times 3 \times 2 \times 4 = 3^2 \times 2^4 = 25 \text{ (варіантів)} \quad (2.6),$$

що цілком достатньо для їх промислово ефективної експлуатації.

На 2-му рівні аналізу класу «Виробничі функції – Приводи» зіставимо можливі комбінації приводів мобільних РДО відносно до виконуваних ними виробничих функцій. Цей клас визначає не тільки приводи трансмісії мобільного робота, а й приводи технологічного оснащення при виконанні різноманітних технологічних операцій, в т.ч. і силових, наприклад таких, як різка металоконструкцій, свердління, клепка, встановлення кріпильних дюбелів, демонтаж елементів будівельних конструкцій тощо.

Згідно із графом рис. 2.1 морфологічна таблиця можливих комбінацій зазначених ознак має наступний вид.

Таблиця 2.2

Морфологічна таблиця 2-го рівня класу «Виробничі функції – Приводи»

Виробничі функції		Тип приводу			
		1	2	3	4
G	Транспортні	Електро-привод	Гідропривід	0	Аеродинамічний

Н	Відеоспостереження	Електропривод	0	0	Аеродинамічний
Ј	Діагностика	Електропривод	Гідропривід	0	0
К	Технологічні	Електропривод	Гідропривід	Пневмопривод	Аеродинамічний

Матриця значень показників, наведених у табл. 2.2, має вигляд:

$$\begin{array}{cccc}
 G1 & G2 & 0 & G4 \\
 H1 & 0 & 0 & H4 \\
 J1 & J2 & 0 & 0 \\
 K1 & K2 & K3 & K4
 \end{array} \quad (2.7)$$

Матрична структурна даної моделі визначається формулою

$$S_2 = G3 \cdot H2 \cdot J2 \cdot K4 \quad (2.8)$$

Виходячи з формули (2.8) загальна кількість комбінацій гіпотетично *припустимих* розв'язків складе наступну величину:

$$N_2 = \prod_{i=1}^n K_i = 3 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 4 = 3 \cdot 2^4 = 48 \text{ (варіантів)} \quad (2.9)$$

Як і на попередньому рівні аналізу, отримана кількість варіантів є тільки гіпотетично можливою, тобто поки що без доказу інженерної доцільності. Однак якщо взяти до уваги, що для виконання транспортних функцій гідравлічний привід G2, хоча й має більшу питому потужність, суттєво поступається електроприводу по швидкодії. Також немає необхідності в настільки ефективній якості як висока питома потужність і при виконанні ненавантажених операцій діагностики J2 (наприклад, ультразвуковими або оптичними методами). Тому виключення зазначених ознак з інженерної точки зору слід визнати правомірним. Тоді з урахуванням даних оцінок доцільності застосування того або іншого типу приводів матриця значень параметрів перетвориться у наступний вид:

$$\begin{array}{cccc}
G1 & 0 & 0 & G4 \\
H1 & 0 & 0 & H4 \\
J1 & 0 & 0 & 0 \\
K1 & K2 & K3 & K4
\end{array} \quad (2.10)$$

Змінена матрична структурна модель (2.10) визначається формулою

$$S_2 = G2 \cdot H2 \cdot J1 \cdot K4 \quad (2.11),$$

виходячи з якої, загальна кількість комбінацій доцільних варіантів розв'язків складе практичну величину:

$$N_{02} = \prod_{i=1}^n K_i = 2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 4 = 2^2 \cdot 4 = 16 \text{ (варіантів)} \quad (2.12)$$

Істотне обмеження морфологічних ознак на 1-му і 2-му рівнях аналізу, дозволяє запобігти ускладнених конструкторських рішень (нехай навіть гіпотетично припустимих) на подальших 3-му та 4-му рівнях морфологічного аналізу технічної системи у вигляді мобільних РДО. Ці рівні аналізу є найбільш відповідальними, оскільки вони визначають проектно-конструкторські розв'язки, від яких безпосередньо залежать виробничо-економічні показники експлуатації мобільних РДО.

Тому на 3-му рівні аналізу класу «Приводи – Трансмісії» зіставимо можливі комбінації типів приводів РДО стосовно до видів трансмісії мобільних роботів. На відміну від двох попередніх класів структури РДО, цей клас містить конструктивні ознаки, що безпосередньо впливають на ефективність експлуатації мобільних роботів, тому що трансмісія як така, виконує функцію не тільки передачі потужності двигуна, а інколи й перетворення руху, наприклад, з обертового на поступальний і навпаки. Більш того, трансмісія характеризується ще й такою конструктивною ознакою, як передаточне відношення, а значить безпосередньо впливає на питому потужність робота.

Згідно із графом рис. 2.1 морфологічна таблиця можливих комбінацій зазначених ознак прийме нижче наступний вид.

Морфологічна таблиця 3-го рівня класу «Приводи – Трансмісії»

Приводи		Вид трансмісії			
		1	2	3	4
L	Електропривод	Крокуюча	Колісна	Гусенична	Черв'ячна
M	Гідропривід	Крокуюча	0	0	Черв'ячна
N	Пневмопривод	Крокуюча	0	0	Черв'ячна
P	Аеродинамічний	Крокуюча	Колісна	Гусенична	0

Аналогічна матриця значень показників, наведених у табл. 2.3:

$$\begin{array}{cccc}
 L1 & L2 & L3 & L4 \\
 M1 & 0 & 0 & M4 \\
 N1 & 0 & 0 & N4 \\
 P1 & P2 & P3 & 0
 \end{array} \quad (2.13)$$

Ця матрична структурна модель визначиться наступною формулою

$$S_3 = L4 \cdot M2 \cdot N2 \cdot P3 \quad (2.14)$$

Отже, виходячи з формули (2.14), загальна кількість комбінацій варіантів гіпотетично можливих розв'язків складе наступну величину:

$$N_3 = \prod_{i=1}^n K_i = 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 = 2^4 \cdot 3 = 48 \text{ (варіантів)} \quad (2.15)$$

Але на цьому 3-му рівні аналізу, беручи до уваги надзвичайно високу відповідальність виключення морфологічних ознак, обумовлену впливом конструкторських розв'язків на економічні показники експлуатації мобільних РДО, не досить обмежитися тільки експертними оцінками, заснованими на попередньому досвіді проектування й інженерної логіки, а необхідно застосувати більш жорсткі критерії відсівання гіпотетично можливих варіантів.

У якості таких критеріїв застосуємо, по-перше, *принципи синтезу* [76] мобільних роботів довільної орієнтації, і, по-друге, існуючі бази даних технічних рішень зі світовою новизною, а саме, *бази патентів* США, Німеччини, Росії й України [77 – 80]. Аналоги й прототипи технічних розв'язків, що відображені в патентах зазначених країн, будемо

використовувати як доказ інженерної *правомірності* варіантів морфологічних ознак.

Спочатку в якості критеріїв відбору варіантів використовуємо зазначені вище принципи синтезу мобільних РДО, параметрична реалізація яких представлена нижче в розділах 3, 4 і 5. Тут же відзначимо застосовність цих принципів для формування структури мобільного робота довільної орієнтації (табл. 2.3) при наступному тлумаченні їх змісту, а саме:

Принцип 1. Нагромадження потенціальної енергії на кожному попередньому кроці й перетворення її в кінетичну енергію руху на наступному кроці руху – очевидно, що найбільш ефективною в цьому випадку буде крокуюча трансмісія, оскільки колісна й гусенична трансмісії є безперервними й вимагають більших шляхових дистанцій для нагромадження енергії, що знижує ефективність даного принципу. А оскільки типи приводів і трансмісії взаємозалежні з видом виробничих операцій, як це видно з морфологічного графа рис. 2.1, то варіанти комбінацій ознак, що не задовольняють даному принципу, повинні бути виключені.

Принцип 2. Інтеграція приводів поздовжнього й вертикального переміщення, а також приводів зміни орієнтації робота – має на меті зменшення кількості приводів для зниження ваги робота. Точніше, гравітаційного навантаження, що має принципове значення для мобільних роботів саме довільної орієнтації. Однак при цьому не допускається зменшення необхідного числа ступенів свободи роботів, що обслуговують об'єкти у відповідній їм системі координат: прямокутної Декартові, циліндричній або сферичній, а ще краще ангулярній, тобто кутовій системі без поступальних кінематичних пар механізмів, що притаманна антропоморфним конструкціям. Використання цього принципу як критерію відбору варіантів дозволяє виключити ті з них, які вимагають додаткових перетворюючих механізмів і тому не можуть забезпечити мінімізацію ваги робота.

Принцип 3. Застосування аеродинамічної піднімальної сили (на основі генераторів тяги) – цей принцип декларує (його параметричний доказ

викладено в розділі 5) протидію гравітаційному навантаженню з метою збільшення технологічного силового впливу при одночасному зменшенні потужності приводів руху й зчеплення робота з поверхнею переміщення. Отже, застосовуючи даний принцип як критерій відбору варіантів і з урахуванням структурних зв'язків морфологічного графа рис. 2.1 на третьому рівні аналізу, доцільно виключити ті варіанти комбінацій ознак, які не дозволяють досягати зменшення гравітаційного навантаження за допомогою застосування генераторів аеродинамічної піднімальної сили. Точніше, якщо реалізація прототипу варіанта вимагає підвищення сумарної потужності приводів, то даний варіант повинен бути виключений.

Послідовно виконуючи проекцію викладених принципів на морфологічні ознаки табл. 2.3 у якості критеріїв їх відсівання, приходимо до наступних висновків. Електропривод, хоча й поступається гідроприводу по потужності, а пневматичному приводу по швидкодії, маючи компактні автономні (для забезпечення мобільності робота) джерела живлення, є універсальним для всіх видів трансмісії. Ці якості дозволяють електроприводу задовольняти вимоги 2-го із зазначених вище принципів, а саме принципу інтеграції приводів з можливістю працювати в будь-яких системах координат. Тому комбінації електроприводу L1 (з крокуючою трансмісією) – L3 (колісною) повинні бути залишені.

Більше того, зроблений висновок підтверджується аналогами технічних розв'язків *патентних* баз даних, а саме патентами на мобільні роботи з електроприводом і трансмісіями: США [81] – крокуючої L1; Росії [82] – колісної L2; США [83] – гусеничної L2. І навпаки, сукупність електроприводу із черв'ячною трансмісією L4 не підтверджується якими-небудь патентами, а тому виключається. Далі, застосування гідроприводу M1 і пневматичного приводу N1 із крокуючою трансмісією відображене в патентах Німеччини [84], України [85] і [86], а також Росії [87]. Доцільність використання *аеродинамічного* приводу із крокуючої P1, колісної P2 і гусеничної P3 трансмісіями підтверджується відповідними патентами США [88] і [89], а

також Росії [90] і [91], тому ці морфологічні комбінації ознак залишаються в таблиці 2.3. Тим більше, що ефективність зазначених комбінацій повністю відповідає викладеному вище *принципу 3* – застосування аеродинамічної тяги як засобу протидії гравітаційному навантаженню. Комбінація пневматичного привода із черв'ячною трансмісією N4 підтверджується патентом Росії [92], і навпаки, не властиво комбінації ознак M4 (гідропривід – черв'ячна трансмісія), що підлягає виключенню.

У результаті виконаного аналізу матриця (2.13) гіпотетичних комбінацій ознак, наведених у табл. 2.3, перетворюється на вид практично доцільних технічних розв'язків, що підтвердженні міжнародними базами даних патентів:

$$\begin{array}{cccc}
 L1 & L2 & L3 & 0 \\
 M1 & 0 & 0 & 0 \\
 N1 & 0 & 0 & N4 \\
 P1 & P2 & P3 & 0
 \end{array} \quad (2.16)$$

Тоді нова матрична структурна модель визначиться наступною формулою

$$S_3 = L3 \cdot M1 \cdot N2 \cdot P3. \quad (2.17)$$

Отже, виходячи з цієї формули, загальна кількість комбінацій варіантів розв'язків на 3-му рівні морфологічного аналізу складе наступну величину:

$$N_{03} = \prod_{i=1}^n K_i = 3 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 3 = 3^2 \cdot 2 = 18 \text{ (варіантів)}. \quad (2.18)$$

Таким чином, варіанти морфологічних ознак (2.18) являють собою саме ті технічні розв'язки, які не тільки відповідають викладеним вище трьом принципам синтезу мобільних РДО, але й підтверджені аналогами з наведених міжнародних баз даних патентів, що в сукупності є доказом їх інженерної доцільності.

І нарешті, закінчимо морфологічний аналіз на 4-му рівні можливих комбінацій ознак «Трансмісії – Системи зчеплення», представлених у табл. 2.4. Також як і в попередньому випадку (на відміну від перших двох рівнів), таблиця відображає суцільно конструктивні ознаки, що домінують у впливі на техніко-економічні показники експлуатації мобільних РДО. Однак, даний рівень аналізу особливо важливий ще й тому, що включає ознаки *систем*

зчеплення робота з поверхнею переміщення, що принципово відрізняє мобільні РДО від звичайних мобільних роботів *наземного* базування, оскільки саме від виду зчеплення залежить надійність утримання робота на поверхні довільної орієнтації.

Таблиця 2.4

Морфологічна таблиця 4-го рівня класу «Трансмісії – Системи зчеплення»

Вид трансмісії		Системи зчеплення				
		1	2	3	4	5
Q	Крокуюча	Механічні	Вакуумні	Електро-магніти	Суша адгезія	Електро-адгезія
R	Колісна	0	Вакуумні	Електро-магніти	0	0
S	Гусенична	0	Вакуумні	Електро-магніти	0	0
T	Черв'ячна	Механічні	Вакуумні	Електро-магніти	0	0

Матриця значень показників, наведених у табл. 2.4, буде мати вигляд:

$$\begin{array}{ccccc}
 Q1 & Q2 & Q3 & Q4 & Q5 \\
 0 & R2 & R3 & 0 & 0 \\
 0 & S2 & S3 & 0 & 0 \\
 T1 & T2 & T3 & 0 & 0
 \end{array} \quad (2.19)$$

Ця матрична структурна модель визначиться наступною формулою

$$S_4 = Q5 \cdot R2 \cdot S2 \cdot T3 \quad (2.20)$$

Отже, виходячи з формули (2.20), загальна кількість комбінацій варіантів гіпотетично можливих розв'язків складе наступну величину:

$$N_4 = \prod_{i=1}^n K_i = 5 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 = 5 \cdot 2^2 \cdot 3 = 60 \text{ (варіантів)} \quad (2.21)$$

Однак, як і в попередніх випадках, тут немає впевненості, що всі отримані варіанти комбінацій морфологічних ознак можуть бути реалізовані на практиці, навіть із залученням сучасних матеріалів і технологій. Щоб відібрати варіанти

технічних розв'язків, сумісних із сучасним рівнем техніки, піддамо їхньому аналізу способом, аналогічним попередньому рівню, а саме перевіримо відповідність гіпотетичних розв'язків трьом принципам синтезу мобільних РДО, викладеним вище, а також зіставимо ці варіанти з аналогами й прототипами міжнародних патентних баз.

Так, наприклад трансмісія, що крокує, внаслідок не високої швидкості переміщення в порівнянні з колісною, дозволить реалізувати комбінації Q1, Q2 і Q3 (табл. 2.4), тобто відповідно механічні, вакуумні й електромагнітні системи зчеплення. Ця ж властивість сприяє реалізації й повільних систем сухої Q4 й електричної адгезії Q5. Тим більше що крокуюча трансмісія в комбінації із зазначеними способами зчеплення повністю задовольняє першим двом із зазначених вище принципів синтезу РДО, оскільки дозволяє накопичувати потенційну енергію на кожному попередньому кроці й перетворювати її в кінетичну енергію на кожному наступному кроці переміщення мобільного РДО. Крім того, дана трансмісія дозволяє інтегрувати приводи руху робота, що підтверджується технічними розв'язками, відображеними в патентах України [85] і [86]. Тому дані комбінації морфологічних ознак повинні бути залишені.

Доцільність комбінацій морфологічних ознак R2 (вакуумні) і R3 (електромагнітні) для колісної трансмісії підтверджується патентами США [93], України [94] і Росії [95]. Комбінація S2 (гусенична трансмісія з вакуумним зчепленням) має реалізацію в мобільній роботизованій системі Gekko швейцарської фірми Serbot AG [96] для очищення похилих поверхонь сонячних панелей, а S3 (гусенична з магнітним зчепленням) підтверджується патентом США [83]. Комбінація T1 черв'ячної трансмісії й механічного зчеплення ілюструє технічний розв'язок [97]. Ознаки T2 (черв'ячна з вакуумною трансмісією) і T3 (з електромагнітною) поки що не мають підтвердження, тому повинні бути виключені.

Таким чином, матриця (2.19) перетвориться в наступний вид:

Q1	Q2	Q3	Q4	Q5	
0	R2	R3	0	0	
0	S2	S3	0	0	
T1	0	0	0	0	(2.22)

Очевидно, що ця матрична модель визначиться наступною формулою

$$S_4 = Q5 \cdot R2 \cdot S2 \cdot T1 \quad (2.23)$$

Згідно з даною формулою кількість практично придатних варіантів класу «Трансмісії – Системи зчеплення» складе наступну величину:

$$N_{04} = \prod_{i=1}^n K_i = 5 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 1 = 5 \cdot 2^2 = 20 \text{ (варіантів)} \quad (2.24)$$

У підсумку виконаного морфологічного аналізу отримані технічні розв'язки, що підтверджені міжнародними базами *патентів* і які задовольняють трьом викладеним вище *принципам синтезу*, а значить є практично доцільними варіантами виконань мобільних РДО. Так на 1-му рівні аналізу згідно (2.6) число варіантів склало $N_1 = 25$; на 2-му рівні за виразом (2.12) – $N_2 = 16$; на 3-му рівні по (2.18) – $N_2 = 18$ і на 4-му рівні (2.24) – $N_4 = 20$ варіантів виконань структур мобільних РДО. Тоді первісний морфологічний граф рис. 2.1 з урахуванням матричних образів (2.4), (2.10), (2.16) і (2.22) перетворюється на *модифікований* вид, наданий на рис. 2.2.

Досягнена модифікація морфологічного графа мобільних РДО надає, в свою чергу, здійснювати цілеспрямоване керування синтезом мобільних робіт довільної орієнтації у технологічному просторі, не марнуючи кошти на апробацію недоцільних з інженерної точки зору (хоча й гіпотетично можливих, але з далеко не завжди вдосконаленої людської логіки) варіантів виконань РДО.

Слід особливо помітити, що підтвердження тієї або іншої морфологічної структури мобільних РДО аналогами або прототипами міжнародних баз даних патентів зовсім не означає повтор технічних розв'язків, а навпроти – продукування інноваційних конструкцій, здатних бути винаходами в даній області.

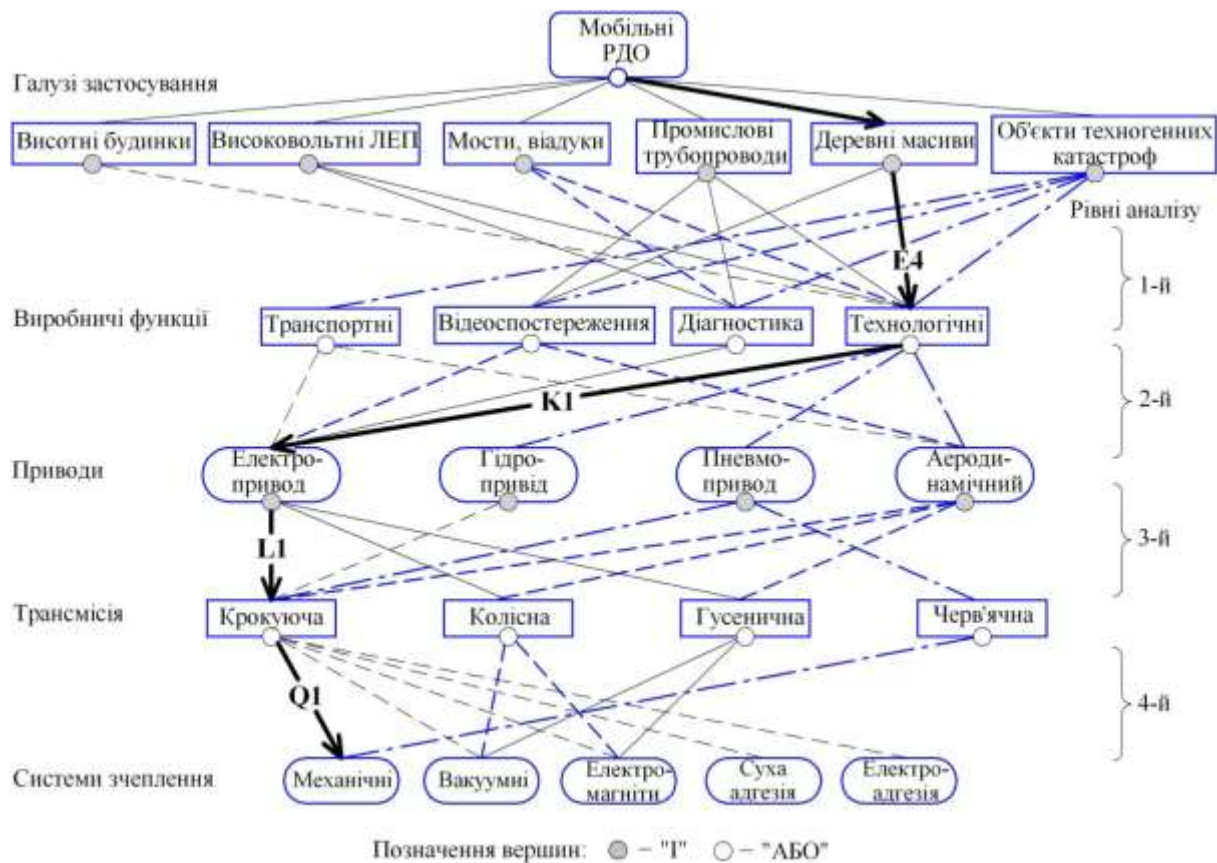


Рис. 2.2. Модифікований морфологічний граф синтезу мобільних РДО

Застосований критерій у вигляді патентованих технічних розв'язків підтверджує тільки відповідність обраних структур сучасному рівню матеріалів і технологій для їхнього виготовлення, що є неодмінною вимогою патентного відомства будь-якої країни. Більше того, інший критерій відбору варіантів – проектування на морфологічні структури трьох принципів наступного синтезу мобільних РДО, указує напрямок удосконалювання конструкцій мобільних роботів довільної орієнтації.

2.3. Морфологічний структурний синтез мобільних РДО

Тепер, коли отримані доцільні, з обліком викладених вище критеріїв відбору, варіанти виконань мобільних РДО, можна приступитися до морфологічного синтезу конкретних моделей роботів і їх конструкцій, застосувавши згодом методи параметричного синтезу.

У роботі Акімова С.В. [74] запропонована вдосконалена класифікація методів морфологічного синтезу, що раніш розроблена Одріним В.М. [98]. Згідно з модифікованою класифікацією методи морфологічного синтезу діляться на методи *генерації* структур і їх *трансформації*. Генерація структури здійснюється при відсутності прототипу, а для трансформації структури, навпаки, необхідна структура, яка підлягає послідовному вдосконалюванню. У свою чергу, методи генерації структур діляться на методи *зондування* морфологічної множини й методи морфологічного *конструювання*. У першому випадку вибирається вся технічна система або окремий пристрій, хоча б, на рівні її підсистем. У другому випадку, морфологічного конструювання – об'єкт створюється поступово. Методи трансформації структури діляться на методи випадкового блукання й методи цілеспрямованого вдосконалювання прототипу. Слід зазначити, що методи генерації структури орієнтовані на пошук глобального екстремуму, трансформації структури – локального. Як на нашу думку, локальні екстремуми більш притаманні рішенням задач оптимізації параметрів конкретних технологій та пристроїв, оскільки як правило, мають технічні обмеження незалежних змінних цільових функцій.

Стосовно до мобільних роботів, генерація множини структур як технічної системи уже виконана раніше (див. модифікований граф структурних зв'язків на рис. 2.2), то ж перейдемо до трансформації структур на основі морфологічного *конструювання*, тобто коли об'єкт створюється поступово.

Виходячи з технічного завдання, що надається до кожного проекту, та керуючись вище означеними принципами синтезу мобільних РДО, а також на основі їх ідентифікації з аналогами чи прототипами міжнародних патентних баз даних, методом морфологічного *конструювання* створюються окремі морфологічні структури РДО цільового технічного призначення відповідно до графу рис. 2.2. Приклади конструювання мобільних РДО цільового призначення наведені на рис. 2.3, де також відображена відповідність структур аналогам патентів.

генератора аеродинамічної тяги. На графах рис. 2.3 (б, в) синтезовано морфологічні структури за 2-м принципом синтезу мобільних РДО – інтеграції приводів руху роботів. При чому всі структури підтверджені аналогами міжнародних патентних баз даних технічних рішень, що доводить їх практичну, тобто інженерну доцільність.

2.4. Параметричний синтез мобільних РДО

Задачі моделювання та оптимізації параметрів технічних систем та окремих пристроїв розглядалися в роботах Козлякова В.В., Ракова Д.Л. [68] та Одріна В. М. [69], що можуть бути застосовані відносно виробничих систем, в яких експлуатуються традиційні промислові роботи. Для окремих рівнів такої технічної системи, як роботи вертикального переміщення, можуть бути застосовані різноманітні методи [70] без зв'язку між параметрами різних рівнів. В роботі Кононюка А. Е. [71] розглянуті методи моделювання ієрархічних багаторівневих системи, де які з них можливо пристосувати для вирішення задачі оптимізації, в тому числі, і параметрів мобільних роботів. Але розглянуті методи носять загальний характер, що ускладнює їх застосування безпосередньо у якості інженерних методик проектування. Тому слід вважати актуальними дослідження, що спрямовані на створення методу оптимізації параметрів такої ієрархічної системи, як мобільний робот довільної орієнтації.

2.4.1. Модифікація методу параметричного синтезу багаторівневої технічної системи РДО

Сутність запропонованої модифікації методу параметричного синтезу полягає в наступному [6]:

1. Технічна система, в даній галузі – мобільний РДО, розбиваються на кілька рівнів, наприклад на три умовних рівні. Під рівнями маються на увазі

функціонально пов'язані технологічні режими процесу чи параметри виконавчих пристроїв мобільного робота довільної орієнтації.

2. Для кожного рівня записується цільова функція, яка відображає критерій оптимальності, функціонал і його змінні. На змінні накладаються обмеження згідно умов експлуатації технічної системи та її призначення.

3. Відзнака методу полягає в тому, що при запису цільових функцій кожного рівня системи, критерій оптимальності попереднього рівня входить у цільову функцію наступного рівня у вигляді змінної або константи.

У загальному виді для будь-якої технічної системи, розбитої на три рівні, викладене вище виглядає наступним чином. Цільова функція 1-го рівня у загальному вигляді:

$$F_1(\bar{X}_i) = f_1(\bar{X}_i) \rightarrow opt, \quad (2.25)$$

де $\bar{X}_i$ – змінні параметри 1-го рівня, тобто режими функціонування процесу або технічні параметри пристрою, що реалізує даний процес.

Цільова функція 2-го рівня:

$$F_2(\bar{X}_2, \bar{f}_1) = f_2(\bar{X}_2, \bar{f}_1) \rightarrow opt \quad (2.26)$$

де: $\bar{X}_2$ – змінні параметри 2-го рівня; $\bar{f}_1$ – критерій оптимальності попереднього, тобто 1-го рівня, який тепер використовується як змінний параметр на другому рівні системи. Цільова функція 3-го рівня:

$$F_3(\bar{X}_3, \bar{f}_2) = f_3(\bar{X}_3, \bar{f}_2) \rightarrow opt \quad (2.27)$$

де: $\bar{X}_3$ – змінні параметри 3-го рівня; $\bar{f}_2$ – критерій оптимальності попереднього 2-го рівня, який використовується як змінний параметр на 3-му рівні системи.

Таким чином, вираження (2.25), (2.26) і (2.27) зв'язують змінні параметри кожного рівня із критеріями оптимальності попереднього рівня технічної системи. Запропонована модифікація методу параметричного синтезу дозволяє погодити технічні параметри різних пристроїв, що входять у технічну систему, і знайти принаймні квазіоптимальні значення їх параметрів.

У якості ієрархічної багаторівневої системи розглянемо крокуючий робот вертикального переміщення, який містить підсистему утримання на поверхні

переміщення, механічну трансмісію, а також приводи педіпуляторів, тобто крокуючих механізмів [99]. Для оптимізації цільових функцій кожного окремого рівня застосовуємо класичні методи, а відмінність запропонованого методу проявляється у взаємному зв'язку між критеріями та параметрами, що характеризують кожний наступний рівень системи.

Для вирішення цієї задачі застосовуємо метод трансформації структури на основі *цілеспрямованого вдосконалювання* прототипів, тим більше, що останній метод припускає пошук не глобального, а локального екстремуму.

Виходячи з багаторічного досвіду проектування таких машин як верстатне й конвеєрне встаткування, промислові роботи й маніпулятори, а також створених на їхній основі роботизованих технологічних комплексів, можна стверджувати наступне: будь-яка машина (одиниця промислового встаткування) розробляється на основі Технічного завдання – ТЗ, що диктує конкретні чисельні значення параметрів. А останнє означає, що їх оптимізація завжди буде закінчуватися знаходженням локальних екстремумів цільових функцій, оскільки апріорі задаються інтервали варіювання незалежних змінних, що входять у цільові функції. Інакше кажучи, при зміні границь поля пошуку оптимального розв'язку будуть змінюватися й координати локальних екстремумів, точніше будуть мати місце знаходження квазіоптимальних (тобто найкращих або майже оптимальних) розв'язків задач. Більше того, через відсутність реальної можливості в процесі моделювання будь якої технічної системи врахувати, навіть із залученням сучасних засобів обчислювальної техніки, усі фактори впливу на об'єкт у вигляді незалежних змінних про глобальні екстремуми не доводиться й говорити.

У якості прикладу синтез мобільного РДО, виконаємо на основі окремо обраної морфологічної структури. Припустимо, що згідно з технічним завданням потрібно розробити конструкцію мобільного робота для обслуговування паркових деревних масивів, зокрема для обрізки наростів, сучків і віток на деревах. На основі методу морфологічного *конструювання* виконаємо синтез необхідної структури, а саме, послідовно рухаючись по

ребрах (гілках) графа рис. 2.2, створимо необхідну структуру робота. Шукана структура виділена на морфологічному графові рис. 2.2 стовщеними лініями зі стрілками й позначеннями морфологічних ознак E4, K1 L1 і Q1 комбінацій, що відображають: деревні масиви → технологічні операції → електропривод → із крокуючою трансмісією й механічними захватами для зчеплення зі стовбуром дерева. Витягнута структура показана на рис. 2.3 з відображенням цільових функцій для оптимізації її параметрів.

Нехай, наприклад, згідно з технічним завданням мобільний робот 1 (рис. 2.4, а), оснащений крокуючою трансмісією 2 з електроприводами 3 (L1) і механічними Q1 захватами 4, повинен переміщатися по стовбуру дерева 5 у системі координат XYZ на величину ΔZ і виконувати технологічну операцію E4. І нехай остання полягає в тому, щоб дисковою фрезою 6 зрізати деревні нарости 7. Тоді, відповідно до обраної з морфологічного графа рис. 2.2 структури на рис. 2.4(б), оптимізації підлягають наступні параметри: режими технологічної операції – різання наростів; характеристики електропривода із крокуючою трансмісією й конструктивні параметри механічного захвата.

Оскільки функціонали цільових функцій, що зв'язують критерій оптимізації з незалежними факторами, можуть бути різноманітні й визначаються рівнем кваліфікації конструктора чи математика, то тут для стислості обмежимося відображенням цільових функцій у загальному виді, що поки достатньо для викладання застосованої методології параметричного синтезу (параметричний синтез із застосуванням функцій у явному вигляді див. нижче у підрозділі 2.4.2). Таке обмеження виправдане ще й тим, що власне процедура обчислення оптимальних або, скоріше, квазіоптимальних значень параметрів може здійснюватися як аналітичними, так і чисельними методами, що й застосовано в наступних розділах.

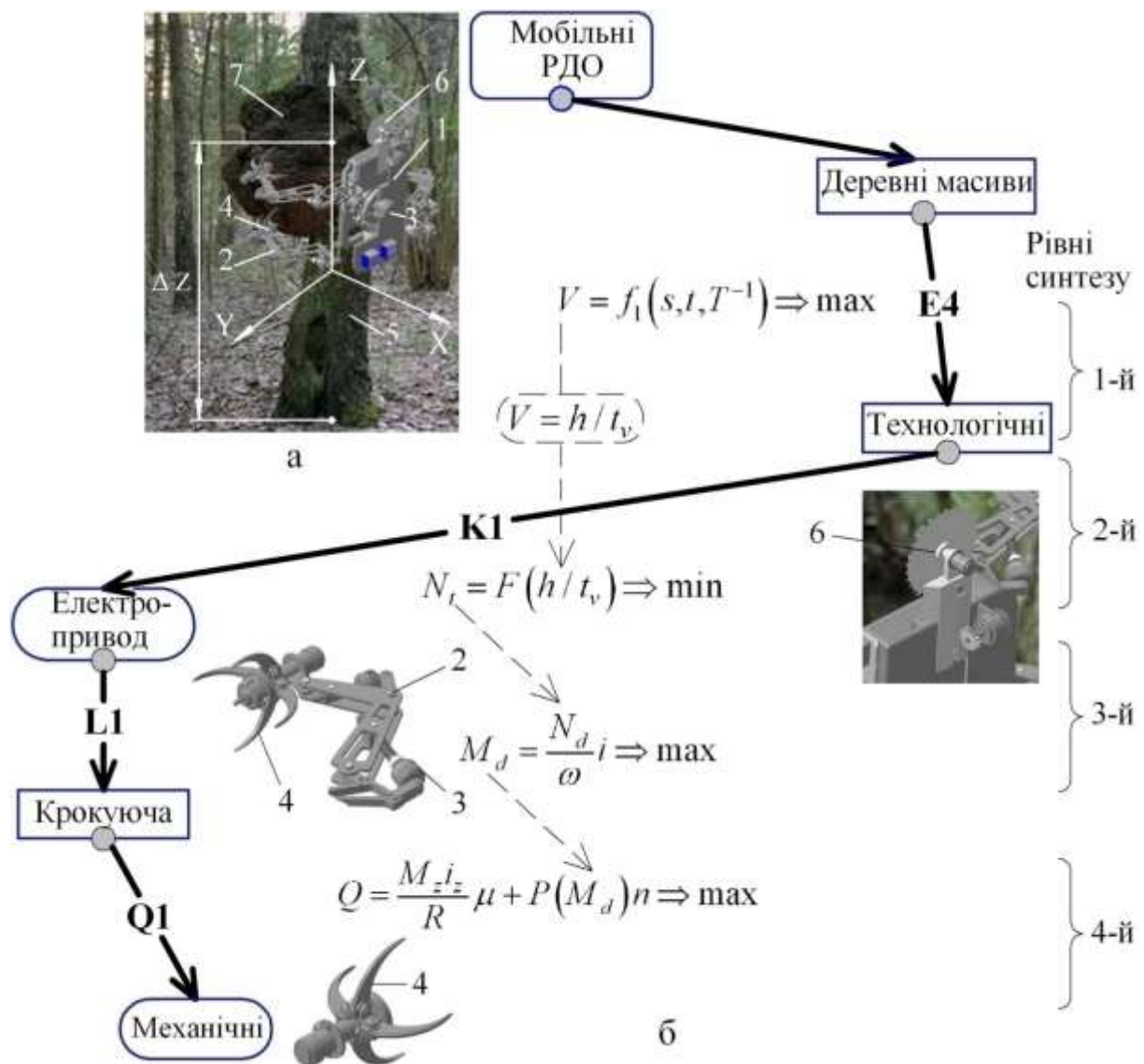


Рис. 2.4. Структурно-параметрична модель мобільного робота для обрізки дерев

Тут відобразимо важливіше – запропоновану модифікацію методу параметричного синтезу такої багаторівневої ієрархічної структури, як мобільний РДО. Пропонована модифікація полягає в наступному: відобразимо не тільки наявність зв'язку критеріїв оптимізації з незалежними змінними в межах цільових функцій, що вже відомо та істотно (тобто тривіально), але ще й зв'язок самих цільових функцій на різних рівнях технічної системи [див. позначення штриховими стрілками на рис. 2.4(б)], в даному випадку структури мобільного РДО.

Отже, на 1-му рівні параметричного синтезу для морфологічної комбінації E4 цільова функція, що включає режими технологічної операції,

може бути представлена в загальному виді як функція швидкості різання деревини дисковою фрезою:

$$V = f_1(s, t, T^{-1}) \Rightarrow \max, \quad (2.28)$$

при обмеженнях: $s = f_{11}(\sigma)$; $t_1 \leq t_i \leq t_n$, де: s – величина подачі на зуб дискової фрези; σ – межа міцності деревини певної породи; t – глибина різання в межах діапазону значень $t_1 \dots t_n$; T – період стійкості інструмента.

На 2-му рівні синтезу для морфологічної комбінації ознак K1 (технологічна функція – привод) цільову функцію можна записати як функцію потужності N_t (kW) виконувannya операції (у цьому випадку різання):

$$N_t = F(h / t_v) \Rightarrow \min, \quad (2.29)$$

де: F – зусилля різання деревини; h – товщина або діаметр об'єкта різання (вітки, сука, наросту); t_v – час різання; оскільки $(h / t_v) = V$, те можна записати $N_t = FV \Rightarrow \min$, відобразивши тим самим *взаємозв'язок* 1-го й 2-го рівнів синтезу.

Для морфологічної комбінації ознак L1 (привод – трансмісія) 3-го рівня синтезу цільову функцію можна представити у вигляді крутного моменту M_d електропривода:

$$M_d = \frac{N_d}{\omega} i \Rightarrow \max; \text{ при } N_d = M_d \omega \geq N_t, \quad (2.30)$$

де: N_d і ω – потужність і кутова швидкість двигуна; i – передатне відношення підсилювально-передатної ланки (редуктора).

На 4-му рівні параметричного синтезу для комбінації Q1 (привод – система зчеплення з поверхнею переміщення робота) цільову функцію також бажане зв'язати з попереднім функціоналом. Це можна виконати, записавши у вигляді цільової функції вираження для сили зчеплення Q механічного захвата з поверхнею переміщення мобільного РДО:

$$Q = \frac{M_z i_z}{R} \mu + P(M_d) n \Rightarrow \max; \quad Q \geq (F + mg) K, \quad (2.31)$$

де: M_z і i_z – крутний момент і передатне відношення приводу захвата; R – виліт (довжина) пазурів захвата; μ – коефіцієнт тертя ковзання між матеріалом пазурів захвата й поверхнею дерева; P – зусилля однієї ноги із числа n ланок крокуючої трансмісії, як функція моменту двигуна M_d у вираженні (2.26); m – маса робота; g – прискорення вільного падіння; K – коефіцієнт запасу (1,5...2). Показаний на рис. 2.5 алгоритм керування мобільним РДО відображає цільові функції керування відповідно до структурно-параметричної моделі рис. 2.4.

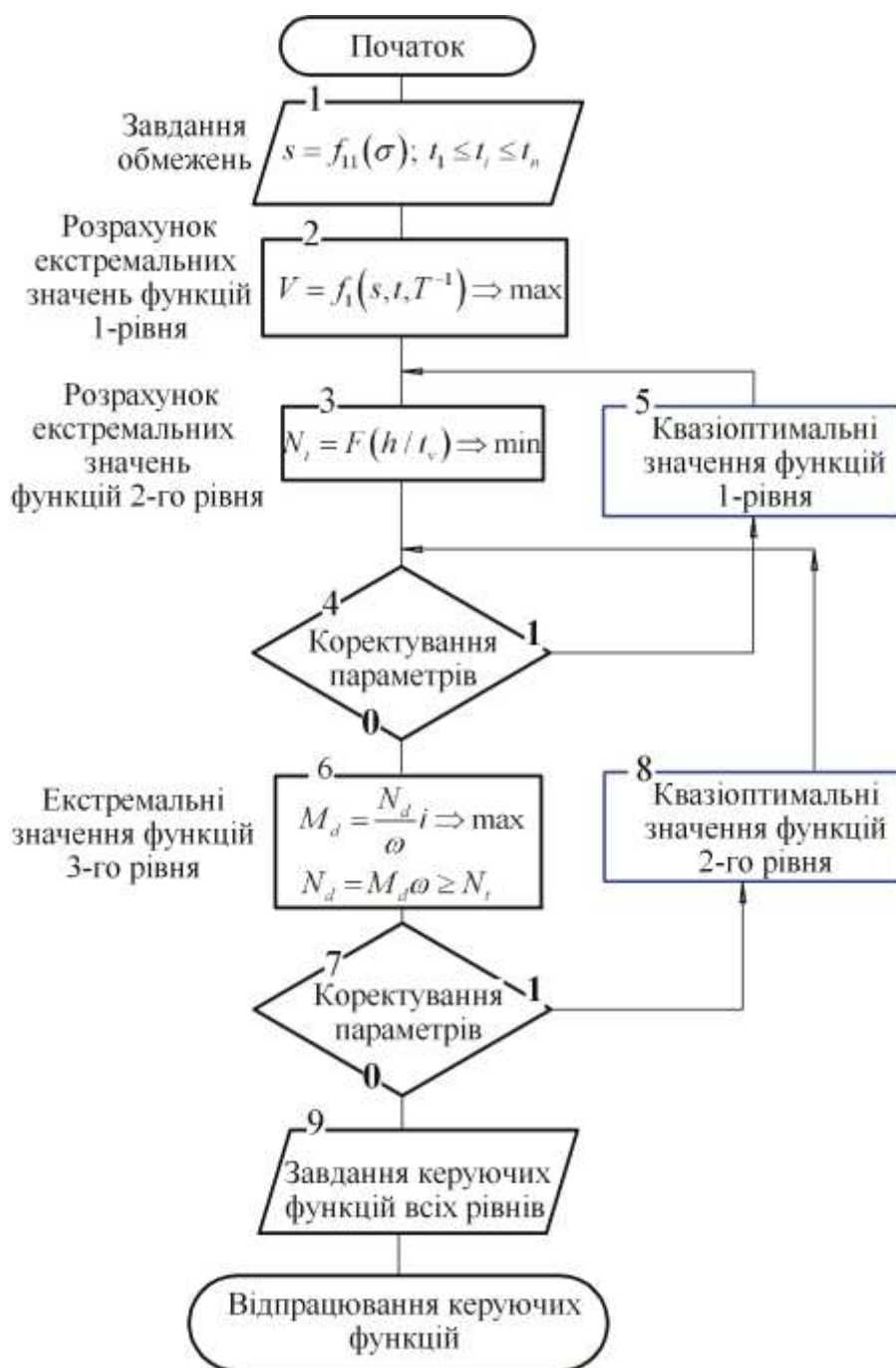


Рис. 2.5. Алгоритм автоматизованого керування мобільним РДО для технічного обслуговування паркових дерев

Зазначені цільові функції параметричного синтезу аж ніяк не є вичерпними, вони можуть бути доповнені й змінені, тим більше, коли буде поставлено аналогічне завдання оптимізації для інших гілок морфологічного графа рис. 2.2. На даному етапі не має потреби в аналітичному явному вигляді цільових функцій (це здійснено нижче, зокрема, у підрозділі 2.4.2 і надалі), оскільки поки ілюструється власне модифікація методу параметричного синтезу ієрархічної структури мобільного робота цільового технологічного призначення. Але надзвичайно важливий параметричний *взаємозв'язок* цільових функцій оптимізації компонентів структури, як ієрархічної багаторівневої технічної системи, показаної на прикладі мобільного робота, зокрема, для обрізки дерев. Більше того, украй бажаний не тільки взаємозв'язок функціоналів на різних рівнях системи, але й функціональний зв'язок між їхніми незалежними змінними й накладеними на них обмеженнями. Створення подібних формалізованих моделей дозволить максимально підвищити їхню адекватність реальним умовам експлуатації мобільних РДО.

На жаль, сьогоденний досвід створення експериментальних зразків мобільних роботів свідчить про відсутність застосування параметричного синтезу, як засобу вдосконалення оригінальних конструкцій на стадії робочих проектів. Що ж стосується власне методів розв'язку задачі, спрямованої на відшукування локальних екстремумів критеріїв оптимізації на кожному з рівнів, то вони досить відомі й можуть включати як аналітичні, так і чисельні методи. У всякому разі знаходження квазіоптимальних розв'язків, безумовно, сприяє ефективності проектування, а значить і експлуатації мобільних роботів довірливої орієнтації в технологічному просторі, як нового виду засобів виробництва.

2.4.2. Параметричний синтез мобільного робота з пружним накопичувачем енергії (за 1-м принципом керування синтезом)

У якості ілюстрації застосування модифікації методу параметричного синтезу багаторівневої технічної системи РДО, виконаємо параметричний

синтез мобільного робота для обслуговування висотних будівель. Більш того, оберемо з морфологічного графу рис. 2.2 структуру робота, що відповідає першому з наведених вище принципів синтезу РДО, а саме принципу нагромадження потенціальної енергії на кожному попередньому кроці й перетворення її в кінетичну енергію руху на кожному наступному кроці руху мобільного робота (докладніше опис і доказ доцільності цього принципу див. Розділ 3).

На відміну від вище викладеного першого приклада – робота для обслуговування лісових і паркових масивів, на цей раз будемо використовувати аналітичний вигляд цільових функцій для мобільного робота [85], який містить підсистему утримання на поверхні переміщення у вигляді вакуумних захватів, трансмісію з накопичувачами потенціальної енергії та перетворення її у кінетичну енергію руху, а також приводи педіпуляторів, тобто крокуючих механізмів. Витягнута з графу рис. 2.2 шукана морфологічна структура показана на рис. 2.6 із відображенням цільових функцій для оптимізації її параметрів. Нехай згідно з технічним завданням мобільний робот повинен виконувати технологічну операцію А4 очищення вікон хмарочоса 1 (рис. 2.6,а), а конструктивне виконання такого робота 2 містить пневматичний привід 3 із морфологічною ознакою КЗ, крокуючу N1 трансмісією 4 із пружними накопичувачами 5 потенціальної енергії і перетворення її в кінетичну енергію руху, а також у якості пристроїв зчеплення з поверхнею переміщення – вакуумні Q1 захвати 6. Тоді, відповідно до обраної з морфологічного графу рис. 2.2 структури на рис. 2.6(б), оптимізації підлягають наступні параметри: конструктивні параметри вакуумного захвату → характеристики пневматичного приводу → та крокуючої трансмісії. Власне режими технологічної операції А4 – очищення вікон хмарочоса, в даному випадку не представляють суттєвого впливу на динаміку робота в наслідок незначних зусиль, на відміну вище вказаних домінуючих морфологічних ознак його конструкції.

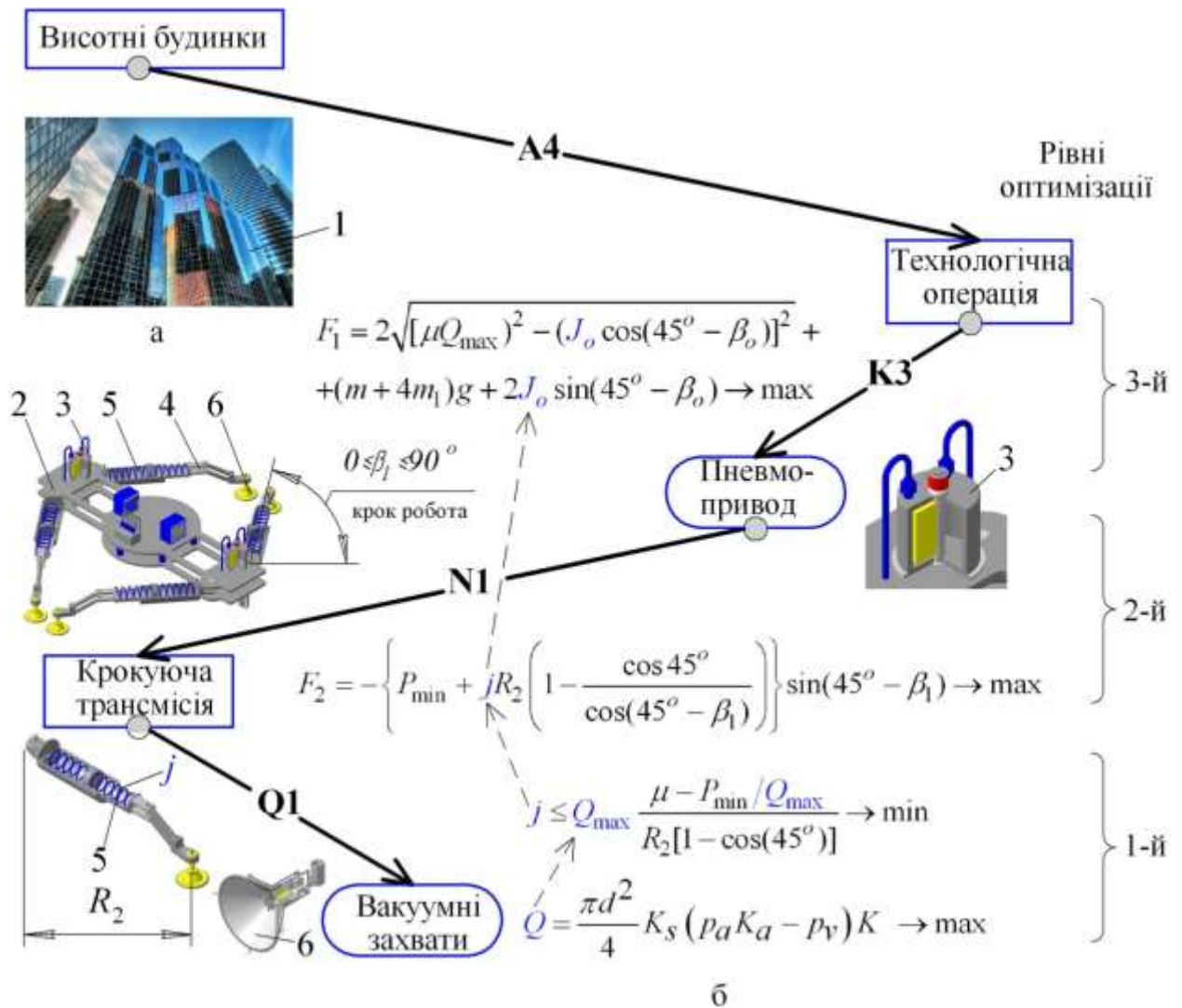


Рис. 2.6. Структурно-параметрична модель мобільного робота для обслуговування поверхонь висотних будинків

Для зручності сприйняття взаємозв'язку між критеріями оптимізації на різних рівнях, тут і надалі будемо виділяти пов'язані параметри **синім** кольором.

За критерій оптимізації 1-го рівня параметричного синтезу приймемо силу Q – зчеплення вакуумного присосу з поверхнею переміщення мобільного робота, яку обчислюємо за цільовою функцією

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} K_s (p_a K_a - p_v) K \rightarrow \max \quad (2.32)$$

при промислово доцільних обмеженнях:

$$\begin{aligned}
(25 \leq d \leq 100) 10^{-3} \\
0,9 \leq K_s \leq 1 \\
(50 \leq p_v \leq 80) \times 10^3 \\
0,65 \leq K \leq 0,85
\end{aligned}
\tag{2.33}$$

де: d – діаметр зони вакуумування під присосом, (м); $\pi d^2/4$ – площа, обмежена внутрішнім контуром присосу (м^2); K_s – коефіцієнт зменшення площі присосу внаслідок деформації ущільнення; $p_a = 101 \times 10^3$ (Па) – атмосферний тиск; p_v (Па) – глибина вакууму всередині камери присосу; K_a – коефіцієнт, яким ураховують зміни атмосферного тиску ($K_a = 0,9$); K – коефіцієнт, яким ураховують приплив повітря в місці контакту ущільнення камери (присосу) з поверхнею переміщення робота.

Оскільки накладаються обмеження окремо на кожну незалежну змінну і відсутні умови, які б пов'язували параметри між собою, то для знаходження оптимального значення цільової функції використаємо класичний підхід. Знайдемо частинні похідні по кожній незалежній змінній

$$\begin{aligned}
\frac{\partial Q}{\partial K} &= \frac{\pi d^2}{2} K_s (p_a K_a - p_v); \quad \frac{\partial Q}{\partial d} = \frac{\pi d}{2} K_s (p_a K_a - p_v) K; \\
\frac{\partial Q}{\partial K_s} &= \frac{\pi d^2}{2} (p_a K_a - p_v) K; \quad \frac{\partial Q}{\partial K_a} = \frac{\pi d^2}{2} K_s (p_a - p_v) K; \\
\frac{\partial Q}{\partial p_v} &= -\frac{\pi d^2}{2} K_s (p_a K_a) K.
\end{aligned}
\tag{2.34}$$

Жодна з похідних не дорівнює нулю ні в середині області значень змінних параметрів, ні на границі області, а тому цільова функція Q досягає екстремальних значень на границі області зміни параметрів. Перші чотири похідних додатні, а тому цільова функція Q зростає при зростанні відповідних змінних. Остання похідна від'ємна і функція Q зростає при зменшенні глибини вакууму всередині камери присосу. Отже максимальне і мінімальне значення цільової функції дорівнюють:

$$\begin{aligned}
Q_{\max} &= \frac{\pi d_{\max}^2}{4} K_S^{\max} (p_a K_a^{\max} - p_v^{\min}) K_{\max}; \\
Q_{\min} &= \frac{\pi d_{\min}^2}{4} K_S^{\min} (p_a K_a^{\min} - p_v^{\max}) K_{\min}; \\
Q_{\min} &\leq Q \leq Q_{\max}.
\end{aligned} \tag{2.35}$$

Отже, максимально можлива зсувна сила F_T зчеплення з поверхнею переміщення дорівнює

$$F_T = \mu Q_{\max}, \tag{2.36}$$

де μ – коефіцієнт зчеплення (коефіцієнт тертя ковзання) присоса з поверхнею переміщення.

Від зсувної сили F_T залежить максимальна загальна маса m_2 робота, тому що

$$F_T > \frac{1}{2} m_2 g \cos(45^\circ) \Rightarrow m_2 < \frac{2\sqrt{2}\mu Q_{\max}}{g}. \tag{2.37}$$

Сила зчеплення впливає також на допустиме значення жорсткості j пружного елемента, що служить для накопичення енергії руху згідно першому принципу синтезу (див. поз. 5 на рис. 2.6), тому повинна виконуватись нерівність

$$F_T > J_{\max} \Rightarrow \mu Q_{\max} > P_{\min} + jR_2(1 - \cos 45^\circ), \tag{2.38}$$

де: $J_{\max}$ та j , відповідно сила пружності та жорсткість пружного елемента; R_2 – довжина ноги крокуючого мобільного робота у вільному стані; $P_{\min}$ – попередня мінімальна сила стиску пружного елемента.

Звідси знаходимо значення необхідної жорсткості j (з відповідним модулем Юнга залежно від матеріалу для виготовлення):

$$j < \frac{\mu Q_{\max} - P_{\min}}{R_2(1 - \cos 45^\circ)}, \tag{2.39}$$

Оскільки згідно вище викладеному морфологічного аналізу обрано крокуючу трансмісію з поворотом ніг робота на кут $0 \leq \beta_1 \leq 90^\circ$, що є його кроком, то на ділянці повороту ніг $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$ – ноги робота накопичують потенціальну енергію в наслідок стиску пружного елемента, а на другій ділянці $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ – робот рухається за рахунок перетворення накопиченої енергії в кінетичну енергію руху внаслідок розтискування пружних елементів.

Отже на 2-му рівні параметричного синтезу при переміщенні робота на першому кроці $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$ однією з цільових функцій є сила опору рухові від пружного елемента (бо ще працює привід, на відміну від кроку $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$):

$$f = J \sin(45^\circ - \beta_1) = P_{\min} \sin(45^\circ - \beta_1) + jR_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right) \sin(45^\circ - \beta_1) \rightarrow \min \quad (2.40)$$

Очевидно, що при зростанні жорсткості пружини цільова функція також зростає. Щоб оцінити поведінку цільової функції при зміні кута β_1 знайдемо похідну

$$\frac{df}{d\beta_1} = -(P_{\min} + jR_2) \cos(45^\circ - \beta_1) + jR_2 \left(\frac{\cos 45^\circ}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \right). \quad (2.41)$$

Легко оцінити, що похідна від'ємна при $\beta_1=45^\circ$ і додатна при $\beta_1=0$, тобто всередині області зміни кута β_1 цільова функція досягає максимуму, а мінімальне значення функція приймає на кінцях проміжку зміни кута ($\beta_1=45^\circ$) $f=0$.

На цьому ж етапі руху робота розглянемо ще одну цільову функцію, що характеризує співвідношення сил зчеплення робота з поверхнею переміщення (перший член) і рушійних сил привода робота (другий член) у формулі:

$$W = \mu Q - \sqrt{(F_1 / 2 - J \sin(45^\circ - \beta_1) - (m + 4m_1)g / 2)^2 + (J \cos(45^\circ - \beta_1))^2} \geq 0 \rightarrow \min \quad (2.42)$$

де: μ – коефіцієнт тертя ковзання присоса ноги об поверхню переміщення робота; F_1 – сила привода ноги робота, $F_1 = \frac{2M_1 i}{nz}$, де: M_1 – крутний момент поворотного пневматичного привода; i , n , z – відповідно передаточне відношення, модуль та число зубів приводного колеса зубчатої передачі привода крокуючої трансмісії; J – сила пружності елемента накопичення енергії:

$$J = P_{\min} + jx = P_{\min} + jR_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right);$$

при обмеженнях: $5 \leq M_1 \leq 10$; $1 \leq i \leq 3$; $0,001 \leq n \leq 0,002$; $20 \leq z \leq 40$;

$0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$;

$$F_1 L_1 \geq (m + 3m_1)gL; \quad (2.43)$$

$$F_1 L_1 \geq (m + 3m_1)g \frac{L}{2} + 2[P_{\min} x_{\max} + \frac{1}{2} j(x_{\max})^2], \quad (2.44)$$

де $x_{\max}$ – максимальне стиснення пружного накопичувача енергії, що дорівнює:

$$x_{\max} = R_2(1 - \cos 45^\circ) = R_2(1 - \frac{\sqrt{2}}{2}).$$

Нерівність (2.40) вказує, що енергії, яку отримала механічна система внаслідок виконання роботи сили F_1 на відрізку L_1 – попереднього кроку, досить для переміщення робота на відстань L – наступного кроку. Нерівність (2.41) вказує, що роботи, яку виконала сила F_1 на відрізку L_1 , досить і для переміщення робота на відстань $L/2$ і для нагромадження максимальної потенційної енергії у пружному елементі. Звичайно, залежно від значення жорсткості j пружного елемента достатньо виконання однієї з умов, а інша буде виконана автоматично. При значеннях

$$j < \frac{(m + 2m_1)gL - 2P_{\min} x_{\max}}{2x_{\max}^2}, \quad (2.45)$$

досить, щоб виконувалась умова (2.40), а при жорсткості j більшого значення досить виконання нерівності (2.41).

Для оцінки поведінки цільової функції (2.39) при зміні кута β_1 кроку ніг робота знайдемо похідну:

$$\frac{\partial W}{\partial \beta_1} = \frac{u(jR_2 \left(\frac{\cos(45^\circ)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} - \cos(45^\circ - \beta_1) \right) - P_{\min} \cos(45^\circ - \beta_1)) - (P_{\min} + jR_2) \sin(45^\circ - \beta_1)}{\sqrt{u^2 + (J \cos(45^\circ - \beta_1))^2}},$$

де позначено: $u = (F_1 / 2 - J \sin(45^\circ - \beta_1) - (m + 4m_1)g / 2)$.

Легко переконатись, що ця похідна від'ємна при усіх значеннях кута $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$, а тому мінімальне значення цільова функція W досягає при куті $\beta_1 = \beta_o$ (β_o – крайнє значення кута β_1 , при якому ще діє рушійна сила F_1 приводу трансмісії крокуючого механізму). Підставивши $Q=Q_{\max}$ і $W=0$, одержуємо формулу для знаходження максимального значення сили приводу залежно від значень жорсткості j і кута β_o :

$$F_1^{\max} = 2\sqrt{(\mu Q_{\max})^2 - (J_o \cos(45^\circ - \beta_o))^2} + (m + 4m_1)g + 2J_o \sin(45^\circ - \beta_o), \quad (2.46)$$

де сила J_0 пружності елемента накопичення енергії:

$$J_o = P_{\min} + jR_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_o)} \right).$$

Формулу максимально можливої сили F_1 (2.43) приводу робота для практичного застосування краще виразити через безрозмірні величини і записати у вигляді

$$y = 2\sqrt{(q_o)^2 - (J_1 \cos(45^\circ - \beta_o))^2} + 1 + 2J_1 \sin(45^\circ - \beta_o), \quad (2.47)$$

де позначено: $G_2 = m_2 g$ – вага робота; $y = \frac{F_1^{\max}}{G_2}$; $q_o = \frac{\mu Q_{\max}}{G_2}$; $P_o = \frac{P_{\min}}{G_2}$; $j = kj_o$;

$$h_o = \frac{j_o R_2}{G_2}; \quad J_1 = P_o + kh_o \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_o)} \right),$$

де: $j_o = 100(\text{Н/м})$; k – коефіцієнт пропорційності. З формули (2.40) маємо:

$$y_1 \geq \frac{F_1}{G_2} \geq \frac{2}{1 - \tan(45^\circ - \beta_o)}. \quad (2.48)$$

Згідно викладеної вище методики оптимізації параметрів мобільного РДО на рис. 2.7 надано алгоритм автоматизованого керування режимами функціонування мобільного робота (модель якого показана на рис. 2.6) для технічного обслуговування висотних будинків.

За результатами моделювання на графіку рис. 2.8 показано як змінюється значення y (криві лінії) залежно від жорсткості $j = kj_o$ пружного елемента та y_1 (прямі лінії) при різних значеннях кута β_o кроку (повороту) ноги робота. Допустимі значення сили $F_1 = yG_2$ і жорсткості $j = kj_o$ знаходяться в області, яка розміщена між прямою і відповідною кривою. Дотримання цих значень при проектуванні приводу та крокуючої трансмісії мобільного робота забезпечують квазіоптимальних режим їх функціонування. Цього достатньо для забезпечення ефективного керування мобільними РДО. Що ж стосується можливості знаходження абсолютних екстремумів цільових функцій, то вони апіорі не досяжні, оскільки, як зазначено вище, інтервали варіацій конструктивно-технологічних параметрів РДО визначаються технічним завданням відповідно

як до області експлуатації РДО, так і до режимів їх функціонування, що в свою чергу, залежить від змісту технологічних операцій.

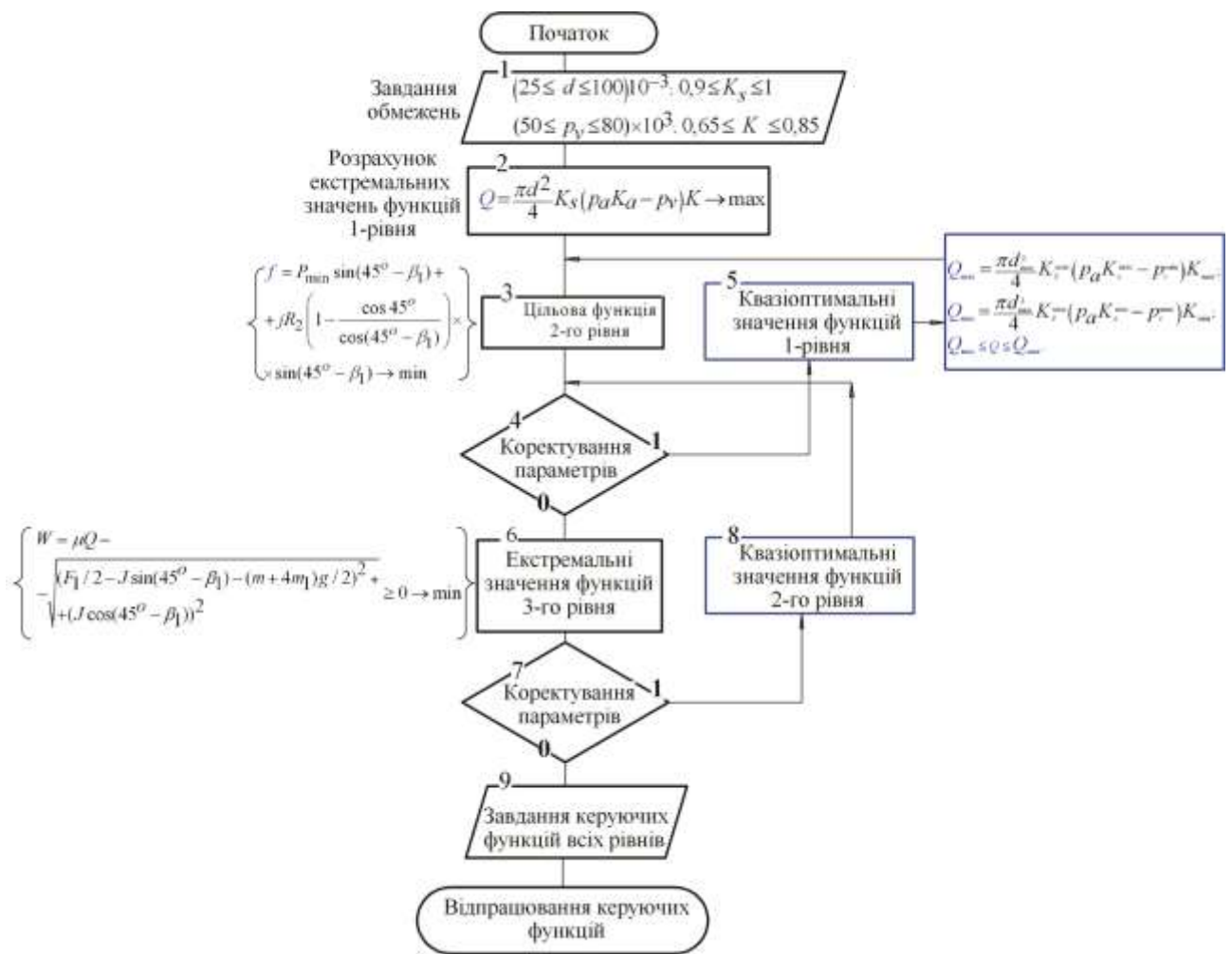


Рис. 2.7. Алгоритм автоматизованого синтезу мобільного РДО для обслуговування хмарочосів з відображенням цільових функцій

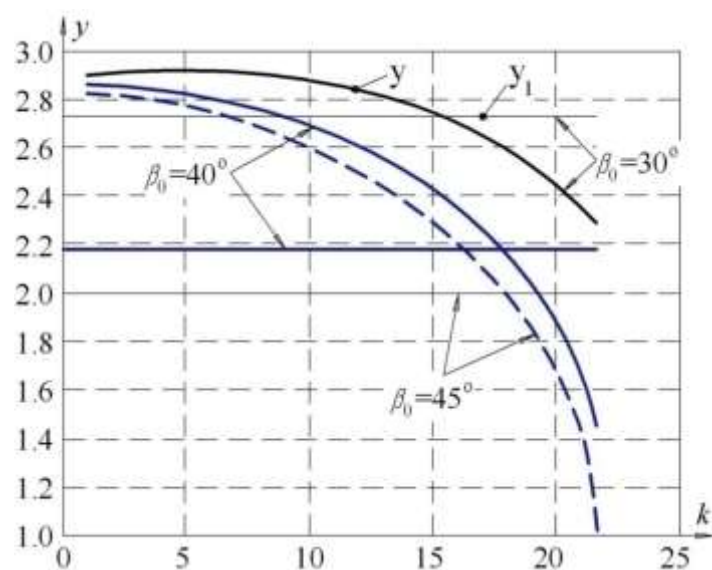


Рис. 2.8. Допустимі значення сили приводу $F_1 = yG_2$ і жорсткості $j = kj_0$ пружного накопичувача енергії мобільного робота

На другому етапі руху робота, коли його ноги (педипулятори) повертаються в межах кута $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$, за цільову функцію приймемо рушійну силу F_2 , яка діє на механічну систему з боку пружного елемента при вимкненому приводі, тобто робот рухається тільки за рахунок накопиченої енергії на попередньому кроці.

$$F_2 = - \left\{ P_{\min} + jR_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right) \right\} \sin(45^\circ - \beta_1) \rightarrow \max. \quad (2.49)$$

Знайдемо екстремальні значення функції рушійної сили F_2 пружного елемента. Для цього обчислимо похідну і прирівняємо її до нуля

$$\frac{\partial F_2}{\partial \beta_1} = \left(P_{\min} \cos(45^\circ - \beta_1) + jR_2 \left(\cos(45^\circ - \beta_1) - \frac{\cos 45^\circ}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \right) \right) = 0. \quad (2.50)$$

З цього рівняння знаходимо

$$\cos(45^\circ - \beta_1) = \sqrt[3]{\frac{jR_2 \cos 45^\circ}{P_{\min} + jR_2}} \Rightarrow \beta_1 = 45^\circ + \arccos \left(\sqrt[3]{\frac{jR_2 \cos 45^\circ}{P_{\min} + jR_2}} \right). \quad (2.51)$$

Оскільки похідна при переході через критичну точку змінює знак з плюса на мінус, то у цій точці функція досягає максимуму

$$F_2^{\max} = \left(P_{\min} + jR_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ \sqrt[3]{P_{\min} + jR_2}}{\sqrt[3]{jR_2 \cos 45^\circ}} \right) \right) \left(\sqrt{1 - \sqrt[3]{\frac{(jR_2 \cos 45^\circ)^2}{(P_{\min} + jR_2)^2}}} \right). \quad (2.52)$$

За результатами моделювання на графіку рис. 2.9 показана залежність рушійної сили $F_2^{\max}$ накопичувача енергій від його жорсткості, яка визначається не тільки модулем Юнга матеріалу для виготовлення, а й конструкцією пружного елемента накопичення та перетворення в кінетичну енергію руху робота.

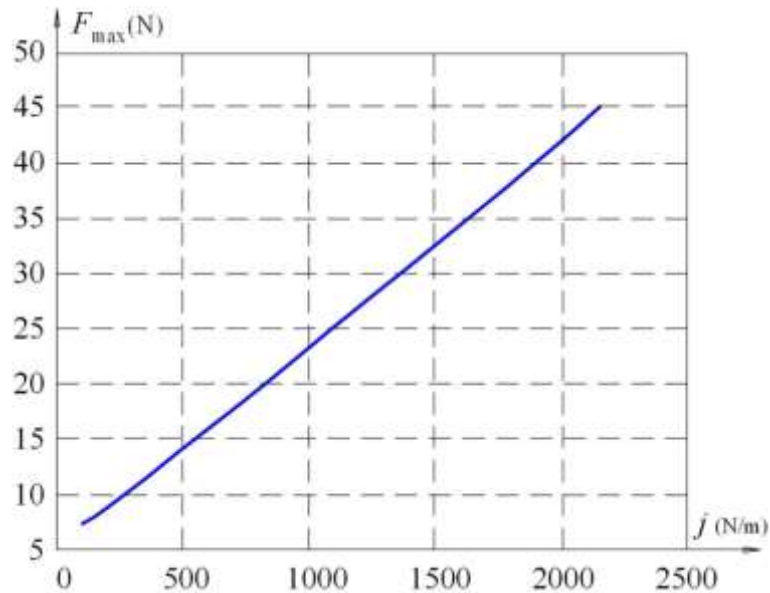


Рис. 2.9. Графік зміни максимального значення рушійної сили $F_2^{\max}$ залежно від жорсткості j пружного елемента накопичувача енергії

І нарешті, наприкінці циклу переміщення (звісно в межах одного кроку робота) бажано, щоб швидкість корпусу робота була близькою до нуля, а тому на другому етапі ($45^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$) можна прийняти за цільову функцію вираз кінетичної енергії руху підпуляторів робота:

$$T_K = U_o - U + G_2 R_2 \cos 45^\circ \operatorname{tg}(45^\circ - \beta_1) + T_0 \geq 0 \Rightarrow \min, \quad (2.53)$$

де: $T_0 > 0$ – кінетична енергія на початку другого етапу; U_o і U – відповідно потенціальна енергія пружного елемента на початку етапу та у довільному положенні опорної ноги на другому етапі пересування підпуляторів робота:

$$U = 2P_{msn}x + jx^2 = 2P_{msn}R_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right) + jR_2^2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right)^2; \quad (2.54)$$

$$U_o = 2P_{msn}R_2(1 - \cos 45^\circ) + jR_2^2(1 - \cos 45^\circ)^2$$

Третій доданок у виразі (2.50) це робота сил ваги робота. Сумарна робота $A = U_o - U + G_2 R_2 \cos 45^\circ \operatorname{tg}(45^\circ - \beta_1)$ повинна бути від'ємною, а це можливо при невеликій жорсткості j , при якій буде незначний запас потенційної енергії на при кінці руху робота. Тут доречно враховувати обмеження ваги робота з вище наведених виразів (2.35) і (2.40), тому що, як відомо, головним завданням мобільного робота довільної орієнтації є виконання транспортних функцій при

одночасній протидії силі гравітації, яка визначається саме вагою робота. Врахування сил технологічного навантаження розглянуто нижче в розділі 4.

Як видно з графіків рис. 2.10 домінуючий вплив на роботу накопичувача потенціальної енергії та перетворення її в кінетичну енергію руху робота справляє значення жорсткості пружного елементу.

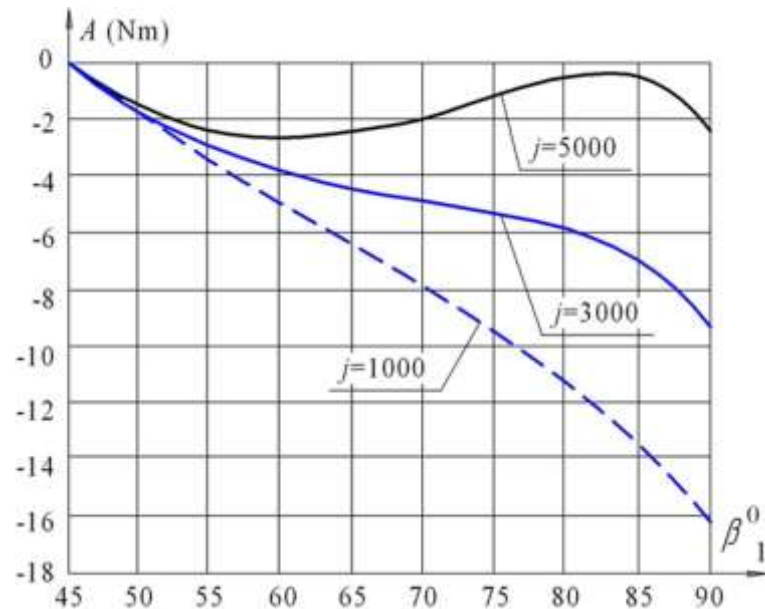


Рис. 2.10. Робота пружного елемента та сил ваги робота на другому етапі $\beta_1 > 45^\circ$ руху його підпуляторів

А це означає, що вкрай важливе врахування обмеження (2.45) на жорсткість елемента накопичення енергії, бо тільки в такому разі, як визначає нерівність (2.40), енергії, яку отримала механічна система внаслідок виконання роботи сили F_1 приводу робота на кожному попередньому кроці руху, досить для переміщення робота під дією сили F_2 на відстань кожного наступного кроку підпуляторів робота, коли його приводи вимикаються заради економії ресурсу автономного джерела живлення, що й є призначенням першого принципу синтезу мобільних роботів довільної орієнтації.

Таким чином, застосування модифікованого методу параметричного синтезу, що полягає у взаємозв'язку цільових функцій на різних рівнях параметричного синтезу, а саме: функції (2.29) 1-го рівня – сили зчеплення робота з поверхнею переміщення, та функцій (2.39) і (2.46), відповідно 2-го та 3-го рівнів, що характеризують параметри приводу робота та його трансмісії,

надається можливість забезпечити квазіоптимальний режим функціонування виконавчих органів мобільних РДО.

На основі наведених вище розв'язок (підрозділи 2.4.1 та 2.4.2) виконаємо узагальнення представлення мобільних РДО як багаторівневої ТС із зазначенням рівнів синтезу. З морфологічного графа (Рис. 2.12) видно, що з погляду промислової реалізації, таких рівнів може бути чотири, починаючи з визначальних підсистем мобільних роботів, а саме підсистем зчеплення з поверхнею переміщення довільної орієнтації, до апаратних засобів керування РДО.

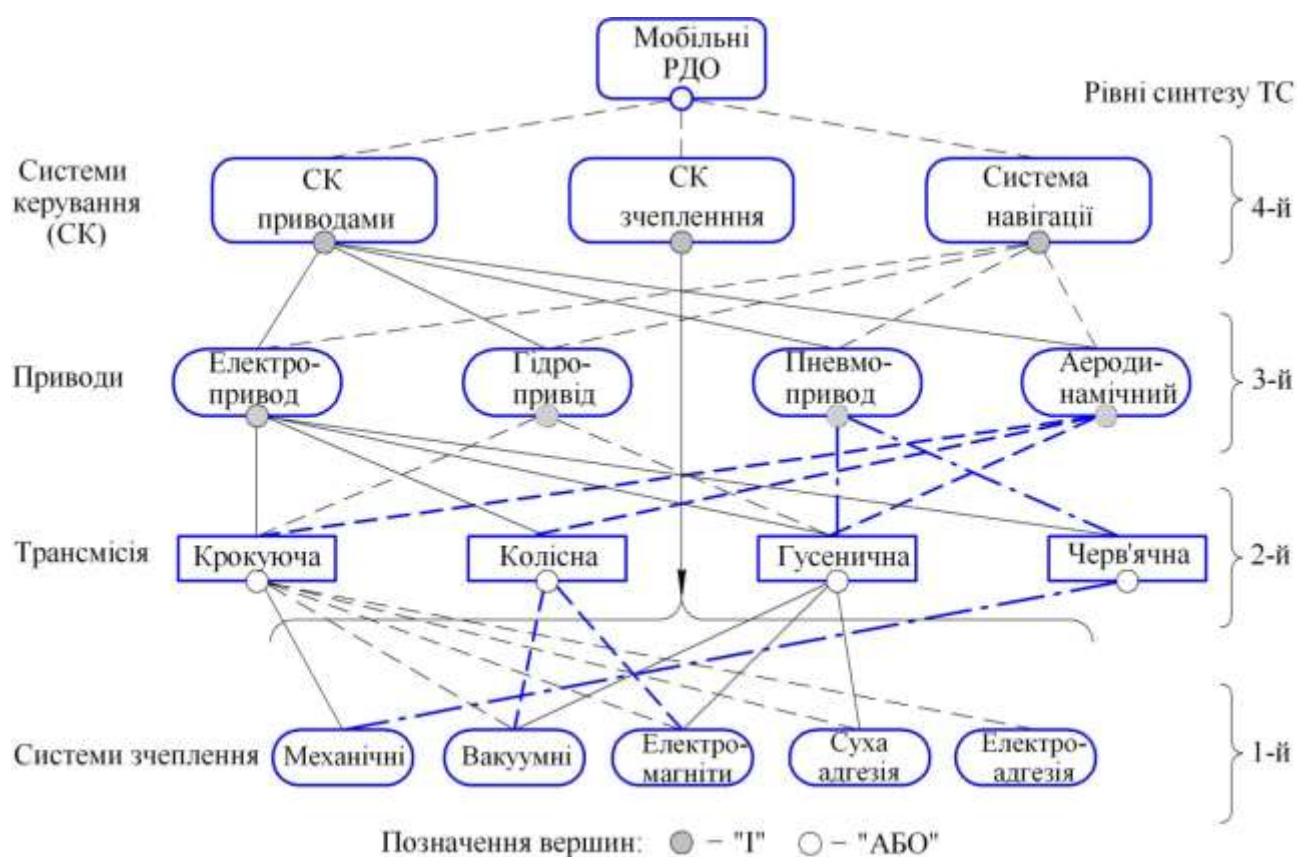


Рис. 2.12. Структура мобільних РДО як багаторівневої технічної системи

Представлений морфологічний граф дозволяє не тільки встановити структурні зв'язки підсистем РДО, що відображені на рис. 2.12 відповідними лініями, але й надалі привласнити цим зв'язкам *параметричні* вираження у вигляді цільових функцій, оптимізація яких і становить сутність параметричного синтезу РДО.

На даному етапі досліджень запропонуємо вдосконалений алгоритм синтезу мобільних РДО (рис. 2.13) у загальному вигляді.



Рис. 2.13. Алгоритм синтезу мобільних РДО у загальному вигляді

Як видно зі схеми алгоритму синтезу РДО, він містить модуль оптимізації параметрів або режимів функціонування мобільного робота. Конкретний аналітичний вигляд цільових функцій визначається призначенням та конструкцією мобільних РДО, що надані нижче у Розділах 3,4,5. Тут зазначимо, що наявність будь якої цільової функції не означає отримання оптимальних

значень параметрів чи режимів керування, а враховуючи обов'язкове введення обмежень на параметри (залежно від призначення робота), найскоріше будуть мати місце квазіоптимальні рішення режимів його функціонування на кожному рівні оптимізації, як це показано на рис. 2.14.



Рис. 2.14. Алгоритм автоматизованого синтезу мобільних РДО, як 3-х рівневої технічної системи

Параметричні моделі синтезу, що відображають цільові функції, надано в наступних розділах рукопису дисертації.

2.5. Висновки до розділу

1. Викладений морфологічний аналіз мобільних роботів, заснований на таких критеріях відбору, як принципи цілеспрямованого керування синтезом технологічних РДО, дозволяє знаходити найбільш раціональні комбінації морфологічних ознак у вигляді варіантів виконання мобільних роботів довільної орієнтації.

2. Реалізація експертної оцінки у якості такого критерію, як відповідність аналогам міжнародних база патентів, гарантує створення новітніх моделей РДО, що відповідають сучасному рівню технологій і матеріалів для їхнього виробництва, тобто заощадити фінансування на апробацію дослідних зразків.

3. Структурний синтез конструктивних виконань роботів, заснований на послідовному проходженні, так званих, ребер (гілок) морфологічного графа І/АБО, дозволяє формувати структури мобільних РДО цільового технологічного призначення.

4. Модифікація параметричного синтезу, що полягає у взаємозв'язку цільових функцій на різних рівнях активного синтезу, надає можливість шляхом знаходження квазіоптимальних розв'язків технологічних режимів їх функціонування, суттєво підвищити ефективність керування мобільними роботами, а, отже, і їхньої майбутньої експлуатації.

РОЗДІЛ 3

СИНТЕЗ МОБІЛЬНИХ РДО ЗА ПЕРШИМ ПРИНЦИПОМ: НАКОПИЧЕННЯ ПОТЕНЦІАЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ І ПЕРЕТВОРЕННЯ ЇЇ В КІНЕТИЧНУ ЕНЕРГІЮ РУХУ

У попередньому розділі на основі вище вказаної аксіоми щодо навантаження в сукупності динамічних навантажень, як технологічних, так і транспортних, було декларовано три основоположних принципи синтезу РДО, тут розглянемо перший з них, який має наступне тлумачення:

Принцип 1-й. Нагромадження потенціальної енергії на кожній попередній ділянці (або кроці) переміщення й перетворення її в кінетичну енергію руху на наступній ділянці (або наступному кроці) руху – має на меті економію ресурсів автономних джерел живлення за рахунок руху мобільного робота в наслідок перетворення накопиченої енергії в кінетичну енергію на кожній наступній ділянці переміщення [102].

В цьому розділі на основі теоретичного обґрунтування та подальшого моделювання процесу переміщення робота з модулями *накопичення* та *перетворення* енергії доведемо доцільність застосування запропонованого 1-го принципу синтезу мобільних РДО як засобу їх ефективного проектування. Первісно розглянемо варіанти реалізації мобільних роботів з модулями перетворення енергії, потім надамо їх динамічні моделі та здійснимо параметричний синтез їх параметрів на основі багатокритеріальної оптимізації.

3.1. Модулі РДО для накопичення та перетворення енергії

Модулі РДО для накопичення та перетворення енергії можуть мати різноманітні проектно-конструкторські реалізації [103, 104, 105], що для наданих нижче узагальнюючих динамічних їх моделей не носить обмежувального характеру, але ілюстрації прикладів вказаних проектних реалізацій вкрай необхідні для коректного тлумачення 1-го принципу синтезу

мобільних РДО. Тут обмажемоь трьома, в той же час принципово різними рішеннями, а саме модулями з пружними *металевими* та *газовими* накопичувачами енергії мобільного робота. Шляхом розробки та реалізації їх динамічних моделей покажемо їх спільність та відзнаку у перевагах для ефективного проектування РДО за 1-м принципом їх синтезу.

На рис. 3.1 показано два варіанта реалізації крокуючого мобільного робота згідно з функціональними пристроями [107, 108]. На ділянці повороту педіпуляторів на кут $0^\circ \leq \beta \leq 45^\circ$ відбувається нагромадження потенціальної енергії, а на кроці $45^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$ зазначені елементи, розтискаючись, перетворюють потенціальну енергію стиску в кінетичну енергію руху робота.

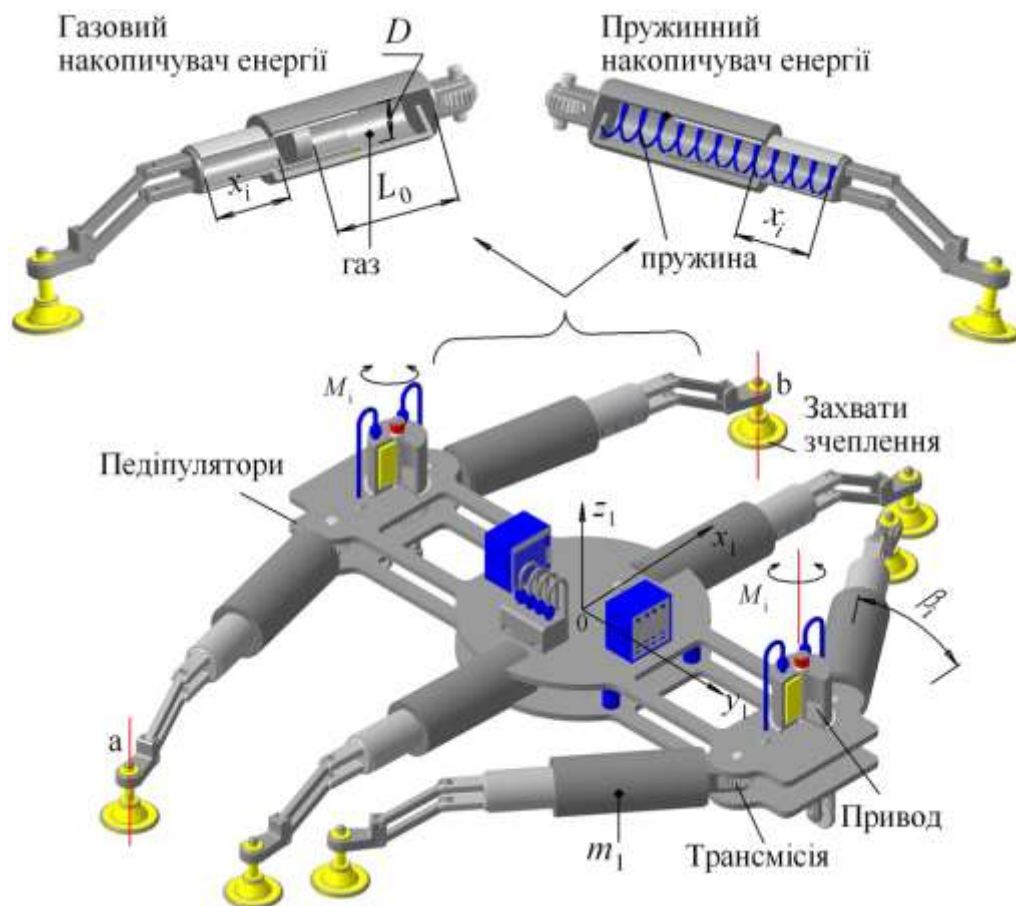


Рис. 3.1. Варіанти моделей робота довільної орієнтації з модулями нагромадження і перетворення енергії

Принципово відмінним є мобільний робот з *газовим накопичувачем* енергії. Відмінність останнього від пружинного накопичувача енергії полягає в

практично необмеженому ресурсі роботи, оскільки відомо, що всім пружинним елементам з будь-яким значенням модуля Юнга (модуля пружності) властиве нагромадження залишкових напруг і як наслідок обмежений ресурс роботи.

На рис. 3.2 показана розрахункова схема робота з *газовим* накопичувачем енергії. На корпусі 1 робота встановлені неповно поворотні приводи 2, що через зубчасту трансмісією (на рис. не показано) мають кінематичний зв'язок з педипуляторами у вигляді телескопічних циліндрів 3 і 4, які будучи розділеними поршнем 5, утворюють газову камеру довжиною L_0 і діаметром D . Кожна пара педипуляторів оснащена захватами 6, 7 і 8, 9. Тип захватів може бути різним, наприклад, вакуумним, механічним або електромагнітним, що тут не має принципового значення. Переміщення робота здійснюється в такий спосіб. У вихідному положенні захвати 6 і 7 включені, тобто зчеплені з поверхнею переміщення довільної орієнтації у технологічному просторі, а захвати 8 і 9 іншої пари педипуляторів вільні від зчеплення зі вказаною поверхнею.

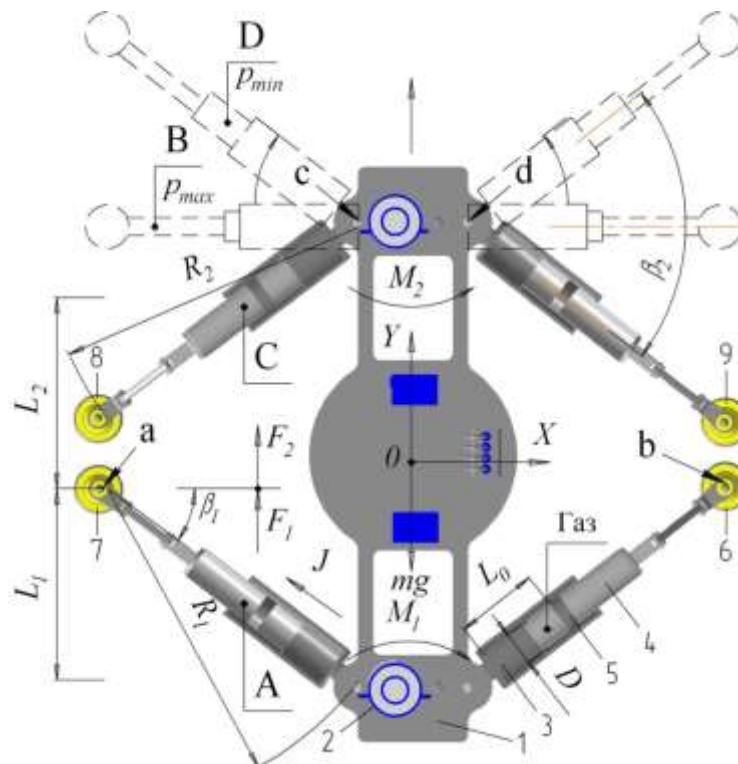


Рис. 3.2. Схема мобільного робота з газовими модулями накопичення та перетворення енергії

На першому кроці переміщення привод 2 крутним моментом M_1 , повідомляє поворот на кут β_1 телескопічним циліндрам 3 і 4 навколо відповідних цим захватам точок «а» і «b», переміщаючи тим самим корпус робота в напрямку осі Y. Інша пара педіпуляторів (на рис. 3 верхня) під дією такого ж привода й моменту M_2 , будучи вільної від зчеплення з поверхнею переміщення, повертається на кут β_2 , але вже навколо точок «с» і «d». При русі на першому кроці $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$ робот переміститься на величину L_1 і нижні педіпулятори перейдуть із положення «А» у положення «В», а верхні педіпулятори зроблять поворот з позиції «С» у позицію «D».

Оскільки на першому кроці захвати 6 і 7, на відміну від вільних захватів 8 і 9, зчеплені з поверхнею переміщення, то при переміщенні корпуса 1 робота на величину L_1 відбувається стиск газу в телескопічних циліндрах 3 і 4. Наслідком такого стиску газу є створення пружної сили J до досягнення кута повороту значення $\beta_1 = 45^\circ$. Далі для економії енергоспоживання привод 2 відключається, і робот рухається на величину L_2 при $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ уже під дією пружної сили J , тобто за рахунок сили розширення раніше стисненого газу в циліндрах 3 і 4. Після повороту нижніх на рис. 3 педіпуляторів на кут $\beta_1 = 90^\circ$ по команді системи керування відбувається відключення від зчеплення з поверхнею захватів 6 і 7, і навпаки, включення зчеплення з поверхнею двох інших захватів 8 і 9. Тепер уже газ стискується у верхніх педіпуляторах (див. рис. 3.2) і описаний вище цикл руху повторюється.

Таким чином, на першому кроці переміщення L_1 при повороті педіпуляторів на кут $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$ за рахунок стиску газу відбувається нагромадження потенційної енергії, а на другому кроці при повороті педіпуляторів на кут $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ накопичена енергія перетворюється в кінетичну енергію руху робота під дію пружної сили J раніш стиснутого газу, що розширюється.

Принципова новизна мобільного робота з пневматичним накопичувачем енергії, що представлена на рис. 3.3, підтверджена кваліфікаційною експертизою Державного підприємства «Український інститут інтелектуальної

власності» [109], а ретельний опис його функціонування надано в роботі [110]. Тут обмежимося тільки описом принципу дії модуля накопичувача та перетворення енергії руху. Педіпулятори робота виконані у вигляді шарнірних паралелограмів, на кінцівках котрих встановлені захвати зчеплення з поверхнею переміщення. Але головна відзнака полягає у наявності пневматичних (газових) циліндрів, поршні котрих через не самогальмуючу гвинтову передачу та зубчаті шестерні кінематично зв'язані з двигуном. Саме означені пневматичні циліндри виконують функцію накопичення потенціальної енергії на першому кроці та перетворення її в кінетичну енергію руху на кожному другому кроці робота.

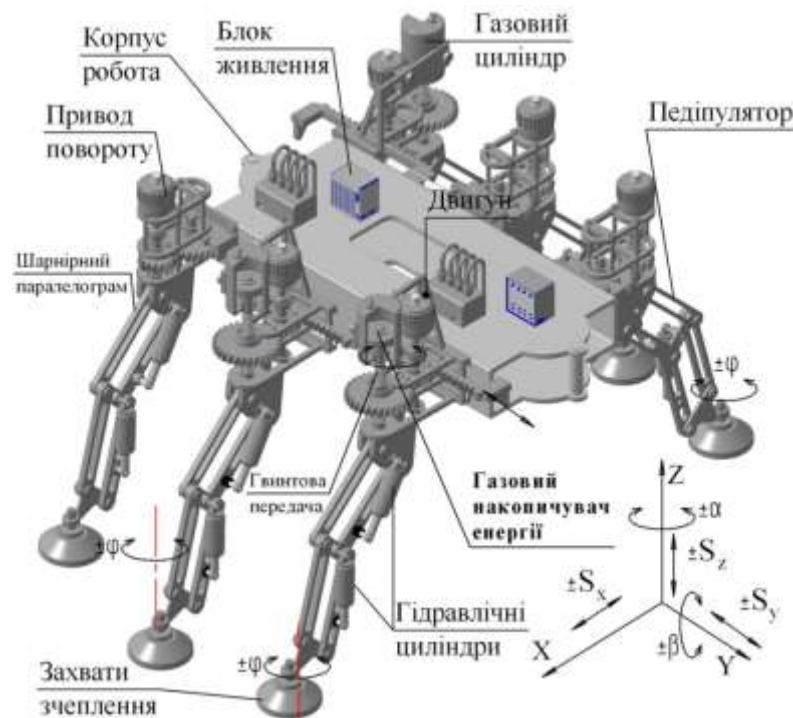


Рис. 3.3. Мобільний робот з пневматичним накопичувачем енергії

Захвати зчеплення діагонально розташованих педіпуляторів вмикаються та вимикаються по чергові, здійснюючи покроковий рух робота.

Пневматичний накопичувач енергії цього робота показано виносним елементом «А» на рис. 3.4. По команді контролера включається двигун 1, який через муфту 2 і вал 3 передає обертання приводній шестірні 4, що обертає зубчасте колесо 5 і не самогальмуючу гайку 6. Остання повідомляє поступальне

переміщення гвинту 7. При цьому поршень 8 стискає повітря, що перебуває в порожнині «с». Одночасно шестірня 4 повідомляє поступальне переміщення зубчастій рейці 9, жорстко закріпленої на корпусі робота. Оскільки захвати однієї пари педипуляторів зчеплені з поверхнею переміщення, то робот рухається з напрямними 10 у полозку 11 поступально разом із педипуляторами, захвати яких вільні від зчеплення з поверхнею переміщення.

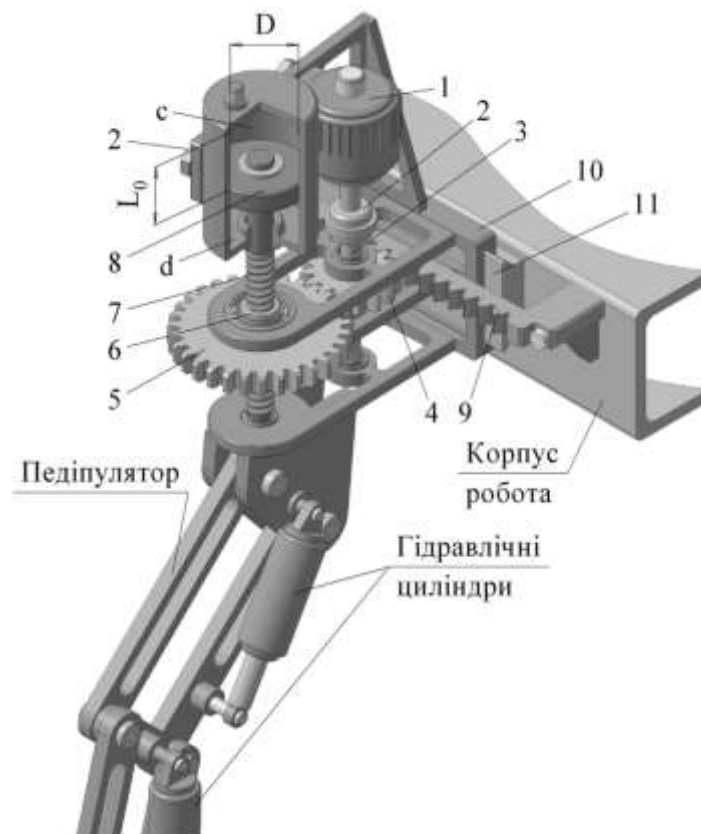


Рис. 3.4. Пневматичний накопичувач енергії мобільного робота

На цьому етапі – першому кроці, за рахунок того, що поршень стискає повітря в порожнині «с».

По сигналу якого контролер виключає двигун, муфту 2 і відключає зчеплення захватів однієї пари педипуляторів і одночасно включає зчеплення таких же захватів двох інших педипуляторів. Далі сила стислого газу діє на поршень, і тим самим переміщає гвинт 7 через гайку 6 повертає колесо 5 також у зворотному напрямку. Під дією сили стислого раніше газу в порожнині «с» перетворюється в обертовий рух колеса і шестірні у зворотному напрямку. А оскільки одна пара педипуляторів, на відміну від іншої діагонально

розташованої, тепер вільна від зчеплення з поверхнею переміщення, то шестірня 4, обкатуючись по зубчастій рейці 9, переміщає полозок 11, а разом з ними й відповідні педіпулятори, на величину, раніше пройдену поршнем з урахуванням передаточного числа трансмісії педіпулятора.

Переміщення педіпуляторів буде відбуватися до зниження тиску в газовому циліндрі.

Таким чином відбувається накопичення потенціальної енергії на кожному першому кроці робота і перетворення її в кінетичну енергію руху на кожному другому кроці переміщення робота, але вже при вимкнених двигунах, що надає суттєву економію ресурсу автономних джерел живлення мобільних роботів.

Оскільки мобільні роботи, як відомо, використовують автономні джерела живлення від традиційних акумуляторних батарей, із властивою їм низькою питомою потужністю (кВт/кг) і обмеженою ємністю (А/год.), до сонячних батарей, що вимагають великих поглинаючих площ, то економія енергетичних витрат для мобільних роботів довільної орієнтації має принципове значення.

3.2. Динамічна модель РДО з пружними металевими модулями накопичення та перетворення енергії

Автоматизоване керування режимами функціонування мобільними РДО, як с пружними, так і газовими модулями накопичування та перетворення енергії руху не можливе без визначення необхідних обсягів потенціальної та кінетичної енергії руху робота. Вказана вимога стосується і для роботів, що працюють навіть при квазіоптимальних режимах керування.

Тому для визначення обсягів потенціальної та кінетичної енергії руху робота на різних етапах переміщення (тобто при різних кутах положення до обрію) застосуємо диференціальні рівняння Лагранжа II-го роду, як класичний метод, що найкращим чином підходить до динамічних моделей технічних систем, що містять *акумулятори* енергії руху об'єкту.

Попередньо доречно зауважити, що побудування будь-якої математичної моделі, в т.ч. і динамічної, має за кінцеву мету створення *інженерної* методики

синтезу (що надана нижче у Розділі 7) технічного об'єкту, в даному випадку, мобільного робота з акумуляторами енергії та модулями перетворення накопиченої потенціальної енергії на кінетичну енергію руху робота для підвищення ефективності промислової експлуатації мобільних РДО.

Класичний запис рівнянь Лагранжа II-го роду має вигляд [111]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial T}{\partial q_i} \right) = Q_{q_i}, \quad i = 1 \dots k, \quad (3.1)$$

де k – кількість степенів свободи механічної системи; q_i – узагальнені координати; $\dot{q}_i$ – узагальнені швидкості; $T(q_i, \dot{q}_i)$ – кінетична енергія механічної системи; Q_{q_i} – узагальнена сила в координаті q_i . Даний метод дозволяє здійснювати керуванням процесом накопичення потенціальної енергії та перетворенням її кінетичну енергію руху технічної системи у залежності від динамічних параметрів робота.

У нашому випадку, саме для процесу накопичення та перетворення енергії достатньо, щоб система мала два ступеня свободи (на відміну від числа степенів рухомості для виконання технологічних операцій). За узагальнені координати виберемо кути повороту опорних підіпуляторів (ніг робота) $q_1 = \beta_1$ (рис. 3.1) та вільних підіпуляторів $q_2 = \beta_2$. Відповідно $\dot{\beta}_1, \dot{\beta}_2$ – узагальнені швидкості. Величину руху корпусу робота можна знаходити за формулою [11]

$$s = R_2 \cos 45^\circ [1 - \operatorname{tg}(45^\circ - \beta_1)], \quad 0 \leq \beta_1 \leq 90^\circ. \quad (3.2)$$

Тоді швидкість корпусу робота визначиться як

$$V = \frac{ds}{dt} = \frac{R_2 \cos 45^\circ}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \dot{\beta}_1, \quad (\cos 45^\circ = \sin 45^\circ = \frac{\sqrt{2}}{2}), \quad (3.3)$$

а вираз для кінетичної енергії T_k корпусу матиме вигляд

$$T_k = \frac{mV^2}{2} = \frac{mR_2^2}{4\cos^4(45^\circ - \beta_1)} (\dot{\beta}_1)^2, \quad (3.4)$$

де m – маса корпусу робота.

Припустимо, що маса кожного педіпулятора m_1 рівномірно розподілена вздовж ноги робота. Вільна нога здійснює рух зі швидкістю V і обертається з кутовою швидкістю $\dot{\beta}_2$ навколо точки кріплення до корпусу. На віддалі « y » від місця кріплення до корпусу, на осі прямокутної Декартові системі координат Ox_1y_1 проекції швидкості можна подати так:

$$V_{x_1} = \dot{\beta}_2 y \sin(45^\circ - \beta_2); \quad V_{y_1} = V + \dot{\beta}_2 y \cos(45^\circ - \beta_2) . \quad (3.5)$$

Обчислимо кінетичну енергію вільного від зчеплення з поверхнею переміщення педіпулятора мобільного РДО

$$T_1 = \frac{1}{2} \int (V_{x_1}^2 + V_{y_1}^2) dm . \quad (3.6)$$

Підставляючи у формулу (3.6) вирази проекцій швидкості V та вираз $dm = m_1 dy / R_2$ отримаємо вираз для обчислення кінетичної енергії вільного від зчеплення з поверхнею переміщення педіпулятора

$$T_1 = \frac{m_1}{2R_2} \int_0^{R_2} (V^2 + 2V\dot{\beta}_2 y \cos(45^\circ - \beta_2) + (\dot{\beta}_2)^2 y^2) dy ,$$

а далі виконуємо інтегрування

$$T_1 = \frac{m_1}{2} \left(V^2 + VR_2\dot{\beta}_2 \cos(45^\circ - \beta_2) + \frac{1}{3}(\dot{\beta}_2 R_2)^2 \right) . \quad (3.7)$$

Підставивши вираз (3.3) швидкості V , одержуємо остаточну формулу для знаходження кінетичної енергії вільної від зчеплення з поверхнею ноги робота

$$T_1 = \frac{m_1 R_2^2}{2} \left(\frac{(\dot{\beta}_1)^2}{2 \cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{\dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{2 \cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{1}{3}(\dot{\beta}_2)^2 \right) . \quad (3.8)$$

Опорний педіпулятор, тобто нога робота, що зчеплена з поверхнею переміщення робота, здійснює обертальний рух з кутовою швидкістю $\dot{\beta}_1$ (взаємним переміщенням частин ноги внаслідок деформації пружини будемо нехтувати). Тоді вираз для кінетичної енергії опорної ноги можна отримати з формули (3.7), поклавши у ній $V=0$ і $\dot{\beta}_2 = \dot{\beta}_1$:

$$T_2 = \frac{m_1 R_2^2}{6} (\dot{\beta}_1)^2 . \quad (3.9)$$

Тоді повна кінетична енергія T мобільного робота дорівнює

$$T = T_k + 2T_1 + 2T_2 = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)(\dot{\beta}_1)^2}{2 \cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{2m_1}{3} ((\dot{\beta}_2)^2 + (\dot{\beta}_1)^2) \right). \quad (3.10)$$

Знайдемо частинні похідні від кінетичної енергії, що входять у рівняння (3.1):

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_1} &= \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)\dot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \dot{\beta}_1 \right); \\ \frac{\partial T}{\partial \beta_1} &= -\frac{R_2^2 \sin(45^\circ - \beta_1)}{2} \left(\frac{2(2m_1 + m)(\dot{\beta}_1)^2}{\cos^5(45^\circ - \beta_1)} + \frac{2m_1 \dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^3(45^\circ - \beta_1)} \right); \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_2} &= \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1 \dot{\beta}_1 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \dot{\beta}_2 \right); \\ \frac{\partial T}{\partial \beta_2} &= \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1 \dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \sin(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \right) \end{aligned} \quad (3.11)$$

Обчислимо ще повні похідні за часом

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_1} \right) = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)\ddot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \ddot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \ddot{\beta}_1 - A \right), \quad (3.12)$$

де функція виконаної педіпуляторами роботи A має вигляд:

$$\begin{aligned} A &= \left(\frac{4(2m_1 + m)\dot{\beta}_1^2}{\cos^5(45^\circ - \beta_1)} + \frac{2m_1 \dot{\beta}_2 \dot{\beta}_1 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^3(45^\circ - \beta_1)} \right) \sin(45^\circ - \beta_1) - \frac{m_1 \dot{\beta}_2^2 \sqrt{2} \sin(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_2} \right) &= \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1 \ddot{\beta}_1 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \ddot{\beta}_2 - B \right), \end{aligned} \quad (3.13)$$

де функція B визначається як

$$B = \left(\frac{2m_1 \dot{\beta}_1^2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^3(45^\circ - \beta_1)} \right) \sin(45^\circ - \beta_1) - \frac{m_1 \dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \sin(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)}.$$

Узагальнені сили Q_{q_i} знаходимо за загальною формулою

$$Q_{q_i} = \frac{\delta A_{q_i}}{\delta_{q_i}}, \quad (3.14)$$

де δq_i – приріст координати; δA_{q_i} – робота сил механічної системи.

Надамо можливий приріст δ_{β_1} кутові повороту β_1 . В результаті, одержимо приріст δ_s і переміщення s . Сили педіпуляторів мобільного робота виконують можливу роботу

$$\delta A_{\beta_1} = \left(\frac{2M_1 i}{nz} - 2J \sin(45^\circ - \beta_1) - (m + 2m_1)g \sin(\gamma) \right) \delta s - m_1 g \sin(\gamma) R_2 \cos(45^\circ - \beta_1) \delta \beta_1, \quad (3.15)$$

де жорсткість J пружного елемента накопичування потенціальної енергії на першому етапі руху $0 \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ робота дорівнює $J = P_{\min} + jR_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right)$.

Враховуючи формулу (3.2), одержимо можливий приріст узагальненої координати за переміщенням

$$\delta_s = \frac{R_2 \sin 45^\circ}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \delta_{\beta_1}. \quad (3.16)$$

Отже, шукана узагальнена сила буде дорівнювати

$$Q_{\beta_1} = Q_2 + Q_1, \quad (3.17)$$

де складові узагальнені сили мають наступний вигляд:

$$Q_2 = \left(\frac{2M_1 i}{nz} \right) \frac{R_2 \sin 45^\circ}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} ;$$

$$Q_1 = - \left(2J \sin(45^\circ - \beta_1) + (m + 2m_1)g \sin(\gamma) \right) \frac{R_2 \sin 45^\circ}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} - m_1 g \sin(\gamma) R_2 \cos(45^\circ - \beta_1).$$

Надамо можливий приріст δ_{β_2} кутові повороту β_2 . В результаті, одержимо можливий приріст $\delta\varphi = \delta\beta_2 i$ (i – передатне відношення приводу педіпуляторів робота) і кут φ повороту шестерні, до якої прикладений момент M_2 . Саме на цьому прирості приводний момент M_2 виконає можливу роботу $\delta A_{\beta_2} = M_2 i \delta\beta_2$, а узагальнена сила буде дорівнювати

$$Q_{\beta_2} = M_2 i - m_1 g \sin(\gamma) R_2 \cos(45^\circ - \beta_2) \quad (3.18)$$

Підставляємо знайдені вирази похідних та узагальнених сил у початкові рівняння (3.1), доданки з другими похідними від кутів повороту залишаємо у лівій частині, а усі інші члени переносимо у праву частину. В результаті одержуємо диференціальні рівняння руху робота на першій частині циклу $0 \leq \beta_1 \leq \beta_o$, тобто на етапі накопичення потенціальної енергії:

$$\begin{aligned} \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)\ddot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \ddot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \ddot{\beta}_1 \right) &= Q_2 + Q_1 + \frac{R_2^2}{2} A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1}; \\ \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1 \ddot{\beta}_1 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \ddot{\beta}_2 \right) &= M_2 i + \frac{R_2^2}{2} B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2}, \end{aligned} \quad (3.19)$$

де β_o – крайнє значення кута β_1 , при якому ще діє момент M_1 приводу педіпуляторів; відповідно: $L_1 = R_2 \cos 45^\circ [1 - \operatorname{tg}(45^\circ - \beta_o)]$, а $L_2 = R_2 \cos 45^\circ [1 + \operatorname{tg}(45^\circ - \beta_o)]$.

Значення кута β_o залежить від приводного моменту M_1 та жорсткості j пружного елемента накопичення енергії і підбирається шляхом моделювання так, щоб швидкість V наприкінці повороту опорної ноги була близька до нуля. В протилежному випадку буде зайва перевитрата енергії і значний удар об обмежувач руху ноги. Що до запобігання ударних навантажень, то очевидно є доцільність застосування гідравлічних демпферів, як це здійснюється в конструкціях автомобільних амортизаторів, але останнє зараз не предметом моделювання.

Диференціальні рівняння руху робота на другій частині циклу переміщення, тобто на етапі перетворення накопиченої потенціальної енергії в кінетичну енергію руху мобільного робота одержуємо з (3.19), підставивши значення $M_1 = 0$ у вираз для узагальненої сили Q_{β_1} при зміні кута повороту педіпуляторів робота β_1 у межах $\beta_o < \beta_1 \leq 90^\circ$:

$$\begin{aligned} \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)\ddot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1\ddot{\beta}_2\sqrt{2}\cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3}\ddot{\beta}_1 \right) &= Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1}; \\ \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1\ddot{\beta}_1\sqrt{2}\cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3}\ddot{\beta}_2 \right) &= M_2i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2}. \end{aligned} \quad (3.20)$$

Розв'язання відносно похідних, а саме: на першому етапі руху мобільного робота при накопиченні *потенціальної* енергії:

$$\begin{cases} \frac{d\beta_1}{dt} = u; \\ \frac{d\beta_2}{dt} = v; \\ \frac{du}{dt} = f_1(t, \beta_1, \beta_2, u, v); \\ \frac{dv}{dt} = f_2(t, \beta_1, \beta_2, u, v); \end{cases} \quad (3.21)$$

$$\text{де позначено: } f_1 = \frac{D3 \left(Q_2 + Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \right) - D2 \left(M_2i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \right)}{D};$$

$$f_2 = \frac{D1 \left(M_2i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \right) - D2 \left(Q_2 + Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \right)}{D};$$

$$D = D1 * D3 - (D2)^2;$$

$$D1 = \left(\frac{(2m_1 + m)\ddot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \right) \frac{R_2^2}{2}; \quad D2 = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1\ddot{\beta}_2\sqrt{2}\cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \right); \quad D3 = \left(\frac{4m_1}{3} \right) \frac{R_2^2}{2}.$$

Відповідно, на другому етапі руху робота, тобто на етапі перетворення накопиченої енергії в *кінетичну* енергію руху робота система рівнянь має вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d\beta_1}{dt} = u; & \frac{du}{dt} = f_3(t, \beta_1, \beta_2, u, v); \\ \frac{d\beta_2}{dt} = v; & \frac{dv}{dt} = f_4(t, \beta_1, \beta_2, u, v); \end{cases} \quad (3.22)$$

$$\text{де позначено: } f_3 = \frac{D3\left(Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1}\right) - D2\left(M_2 i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2}\right)}{D};$$

$$f_4 = \frac{D1\left(M_2 i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2}\right) - D2\left(Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1}\right)}{D}.$$

Вирази для $A, B, \frac{\partial T}{\partial \beta_1}, \frac{\partial T}{\partial \beta_2}$ вже наведені вище, але у них потрібно заміну:

$$\dot{\beta}_1 = \frac{d\beta_1}{dt} = u; \quad \dot{\beta}_2 = \frac{d\beta_2}{dt} = v.$$

Система диференціальних рівнянь розв'язувалась числовим методом Рунге–Кутта четвертого порядку точності, для чого в середовищі MATLAB складені відповідні програми, що наведені в Додатках. Далі розглянемо результати моделювання руху мобільного робота на основі розробленої вище динамічної моделі функціонування педіпуляторів робота з пружинними накопичувачами енергії.

3.3. Аналіз результатів моделювання робота з пружинними модулями накопичення та перетворення енергії

Як зазначено вище, нагромадження потенціальної енергії на кожній попередній ділянці переміщення й перетворення її в кінетичну енергію руху на наступній ділянці руху, згідно 1-го принципу синтезу мобільних РДО, відбувається за рахунок стиснення пружних елементів на кожному попередньому кроці руху робота та їх розтягнення на кожному наступному кроці, але вже при вимкнених приводах трансмісії робота, що дозволяє суттєво економити ресурс автономних джерел живлення. Отож для керування синтезом РДО вкрай важливо з'ясувати залежність лінійного та кутового переміщення мобільного робота, а також лінійної та кутової швидкості від жорсткості пружних елементів модулів перетворення енергії на вказаних ділянках руху

робота. Така необхідність обґрунтована тим, що вказані параметри визначають динаміку руху робота на поверхні довільної орієнтації у технологічному просторі, а значить будуть здійснювати безпосередній вплив на ефективність виконання як транспортних, так і технологічних операцій згідно виробничого призначення мобільного РДО.

На основі розробленої моделі отримані результати впливу жорсткості накопичувача потенціальної енергії на величини лінійного (Рис. 3.5,а) руху корпуса робота та кутового (Рис. 3.5,б) переміщення педіпуляторів мобільного робота. З наведених графоаналітичних залежностей стає очевидним, що на етапі накопичення енергії руху, тобто при включених приводах робота, вплив жорсткості модуля накопичувача не суттєвий на час руху, але проявляється суттєво на етапі перетворення потенціальної енергії на кінетичну енергію руху мобільного робота при вимкнених двигунах приводів. Це однозначно вказує на те, що при керуванні траєкторією мобільного РДО слід враховувати різницю пройденого шляху під час накопичення та перетворення енергії його приводів.

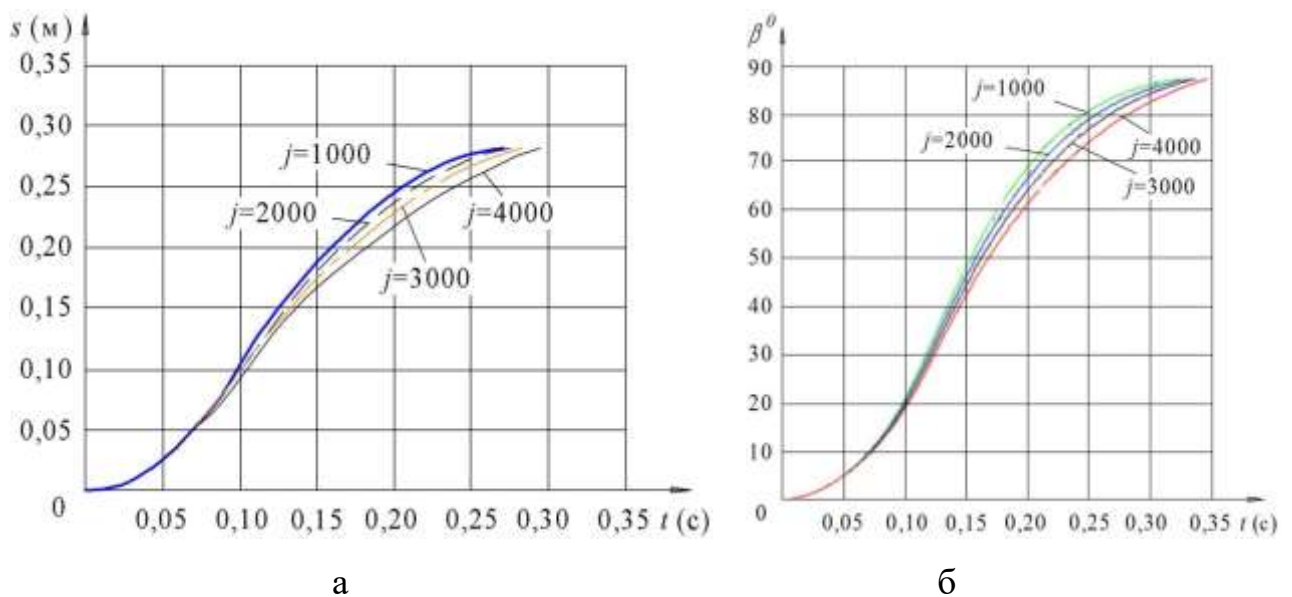


Рис. 3.5. Графіки зміни лінійного (а) та кутового (б) переміщення робота залежно від жорсткості j (Н·м) пружного модуля накопичення та перетворення енергії руху

Пружні елементи, як відзначено вище, виконують функцію нагромадження потенціальної енергії, а головною їхньою характеристикою є жорсткість j – параметр, який визначає величину накопиченої енергії. Як показують

результати моделювання, вплив жорсткості j на зміну лінійної (Рис. 3.6,а) та кутової (Рис. 3.6,б) швидкості переміщення у більшій мірі проявляється на другому етапі руху робота, у частині її зниження, що пояснюється істотним зменшенням накопиченої енергії

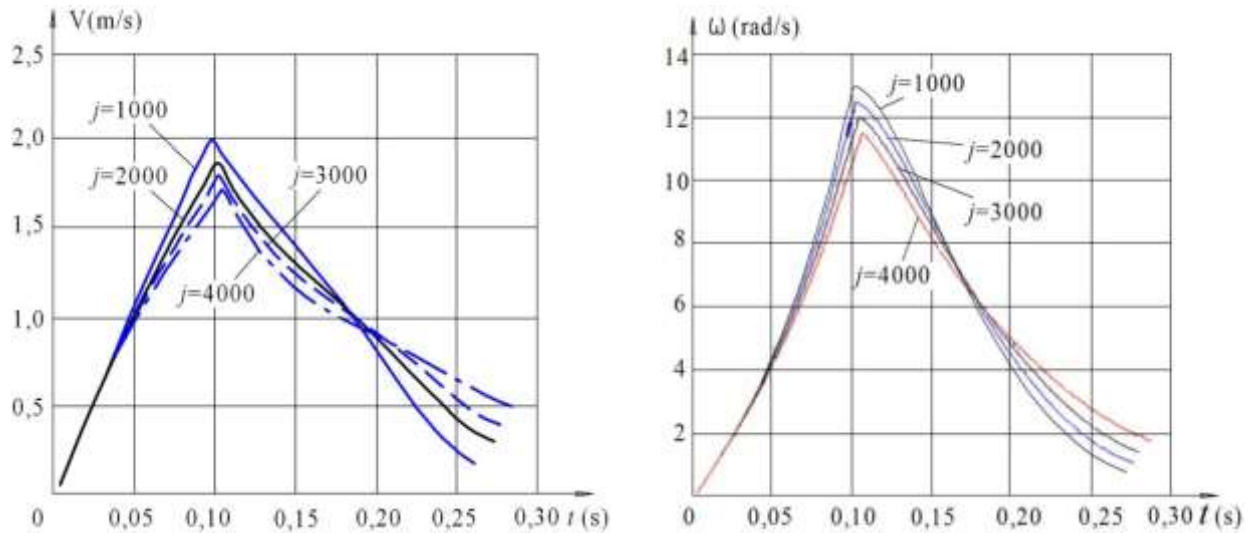


Рис. 3.6. Вплив жорсткості j (N/m) пружного елемента на зміну лінійної (а) та кутової швидкості переміщення робота

в наслідок роботи виконаної на переміщення робота на другій половині циклу. Інакше кажучи, при формуванні алгоритму керування приводами підпуляторів, слід враховувати, що при включених двигунах приводів на етапі $0^0 \leq \beta \leq 45^0$ руху підпуляторів є можливість забезпечити сталу швидкість руху на відміну від другого етапу $45^0 \leq \beta \leq 90^0$ переміщення, коли виконується робота за рахунок перетворення потенціальної енергії в кінетичну енергію руху мобільного робота. Однак цей недолік (тобто різниця швидкостей) не настільки суттєвий у порівнянні з економією енергії, що досягається при русі робота з виключеним двигуном, а це для мобільних роботів, що використовують автономні джерела живлення з обмеженими ресурсами, має принципове значення.

На графіках рис. 3.7 показана залежність зміни характеристики накопичувача енергії. Оскільки на другому етапі переміщення $45^0 \leq \beta \leq 90^0$ привод підпулятора має домінуючий вплив на динаміку переміщення.

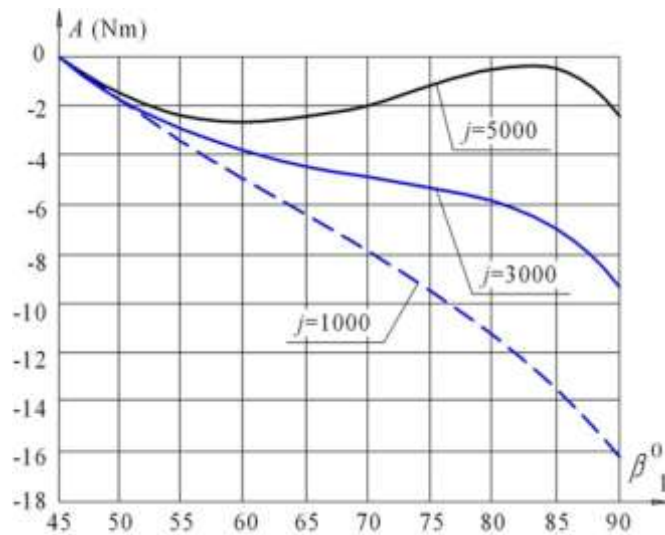


Рис. 3.7. Вплив жорсткості j (N/m) пружного накопичувача енергії виконувану їм роботу при виключених приводах
(при умові $T_2 - T_1 = A_2$; $T_2 \approx 0$, тому що: $\dot{\beta}_1 = 0$)

Виходячи з аналізу наведених графоаналітичних залежностей можна остаточно стверджувати, що для збільшення кінетичної енергії руху робота доцільне підвищення жорсткості пружинного накопичувача потенціальної енергії. Однак цей негативний прояв можна компенсувати збільшенням передатного відношення трансмісії (див. поз. 3 і 4, Рис. 3.1) педіпуляторів робота.

3.4. Динамічна модель РДО з газовими модулями накопичення та перетворення енергії

Газові модулі накопичення потенціальної енергії та перетворення її енергії в кінетичну енергію руху мобільного робота відрізняються від пружинних модулів, тим що мають практично необмежений ресурс роботи, оскільки позбавлені такого негативного чинника, як накопичення остаточних деформацій конструкції накопичувача, що може призвести до його руйнування.

Для побудови динамічної моделі виходимо з класичних рівнянь Лагранжа II-го роду (3.1). Також вважаємо, що корпус мобільного робота рухається

поступально і його переміщення та швидкість можна знаходити за формулами (3.2) і (3.3), тоді вираз для кінетичної енергії T_k корпусу матиме вигляд

$$T_k = \frac{mV^2}{2} = \frac{mR_2^2}{4\cos^4(45^\circ - \beta_1)}(\dot{\beta}_1)^2. \quad (3.23)$$

Вільна нога здійснює пласко паралельний рух і обертається з кутовою швидкістю $\dot{\beta}_2$ навколо точки кріплення до корпусу. Проекції швидкості довільної точки ноги, яка знаходиться на віддалі y від місця кріплення до корпусу, на осі прямокутної декартової системи координат Ox_1y_1 можна подати так $V_{x_1} = \dot{\beta}_2 y \sin(45^\circ - \beta_2)$; $V_{y_1} = V + \dot{\beta}_2 y \cos(45^\circ - \beta_2)$.

Обчислимо кінетичну енергію вільної ноги

$$T_1 = \frac{1}{2} \int (V_{x_1}^2 + V_{y_1}^2) dm. \quad (3.23)$$

Підставивши у формулу (3.23) вирази проєкцій швидкості та $dm = m_1 dy / R_2$, отримаємо вираз для кінетичної енергії:

$$T_1 = \frac{m_1}{2R_2} \int_0^{R_2} (V^2 + 2V\dot{\beta}_2 y \cos(45^\circ - \beta_2) + (\dot{\beta}_2)^2 y^2) dy, \quad (3.24)$$

а після інтегрування отримуємо:

$$T_1 = \frac{m_1}{2} \left(V^2 + VR_2 \dot{\beta}_2 \cos(45^\circ - \beta_2) + \frac{1}{3} (\dot{\beta}_2 R_2)^2 \right) \quad (3.25)$$

Підставивши вираз швидкостей V , одержуємо остаточну формулу для знаходження кінетичної енергії вільної ноги педіпулятора робота

$$T_1 = \frac{m_1 R_2^2}{2} \left(\frac{(\dot{\beta}_1)^2}{2\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{\dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{2\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{1}{3} (\dot{\beta}_2)^2 \right). \quad (3.26)$$

Що ж до опорної ноги педіпулятора, то вона здійснює обертальний рух з кутовою швидкістю $\dot{\beta}_1$ (взаємним переміщенням частин ноги внаслідок деформації пружини будемо нехтувати). Тоді у формулу для кінетичної енергії (3.25) підставимо значення $V=0$ і $\dot{\beta}_2 = \dot{\beta}_1$

$$T_2 = \frac{m_1 R_2^2}{6} (\dot{\beta}_1)^2. \quad (3.27)$$

Тепер повна кінетична енергія T мобільного робота буде дорівнювати

$$T = T_k + 2T_1 + 2T_2 = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)(\dot{\beta}_1)^2}{2 \cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{2m_1}{3} ((\dot{\beta}_2)^2 + (\dot{\beta}_1)^2) \right). \quad (3.28)$$

Похідні від кінетичної енергії складуть:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_1} = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)\dot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \dot{\beta}_1 \right);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \beta_1} = -\frac{R_2^2 \sin(45^\circ - \beta_1)}{2} \left(\frac{2(2m_1 + m)(\dot{\beta}_1)^2}{\cos^5(45^\circ - \beta_1)} + \frac{2m_1 \dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^3(45^\circ - \beta_1)} \right); \quad (3.28)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_2} = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1 \dot{\beta}_1 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \dot{\beta}_2 \right);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \beta_2} = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1 \dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \sin(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \right).$$

Обчислимо ще повні похідні за часом

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_1} \right) = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)\ddot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \ddot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \ddot{\beta}_1 - A \right), \quad (3.29)$$

де функція A має вигляд

$$A = \left(\frac{4(2m_1 + m)\dot{\beta}_1^2}{\cos^5(45^\circ - \beta_1)} + \frac{2m_1 \dot{\beta}_2 \dot{\beta}_1 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^3(45^\circ - \beta_1)} \right) \sin(45^\circ - \beta_1) - \frac{m_1 \dot{\beta}_2^2 \sqrt{2} \sin(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_2} \right) = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1 \ddot{\beta}_1 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \ddot{\beta}_2 - B \right), \quad (3.30)$$

де функція B має вигляд

$$B = \left(\frac{2m_1 \dot{\beta}_1^2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^3(45^\circ - \beta_1)} \right) \sin(45^\circ - \beta_1) - \frac{m_1 \dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \sin(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)}.$$

Сили Q_{q_i} знаходимо за формулою

$$Q_{q_i} = \frac{\delta A_{q_i}}{\delta_{q_i}}, \quad (3.31)$$

де δ_{q_i} – приріст координати; δA_{q_i} – робота елементарних сил.

Далі надаємо можливий приріст δ_{β_1} кутові повороту β_1 ноги педіпулятора робота. В результаті, одержить можливий приріст δ_s переміщення s корпусу робота і можливий приріст δ_x переміщення x поршня газового накопичувача енергії. Саме на цих можливих приростах сили виконують можливу роботу

$$\delta A_{\beta_1} = \left(\frac{2M_1 i}{nz} - (m + 2m_1)g \sin(\gamma) \right) \delta s - 2J \delta x - m_1 g \sin(\gamma) R_2 \cos(45^\circ - \beta_1) \delta \beta_1, \quad (3.32)$$

де γ – кут нахилу до горизонту поверхні довільної орієнтації, по якій переміщується мобільний робот; сила пружності газового накопичувача енергії

становить $J = p \frac{\pi D^2}{4} - p_a \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o}{L_o - x} - p_a \right); \quad 0 \leq \beta_1 \leq 90^\circ$; величина

переміщення поршня газової камери $x = R_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right)$ та її початкова

довжина $L_o = \frac{p_{\max} x_{\max}}{p_{\max} - p_o}$. Враховуючи формулу (3.2) і вираз для переміщення x ,

одержимо

$$\delta_s = \frac{R_2 \sin 45^\circ}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \delta \beta_1; \quad \delta_x = \frac{R_2 \cos 45^\circ \sin(45^\circ - \beta_1)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \delta \beta_1. \quad (3.33)$$

Отже, узагальнена сила буде дорівнювати

$$Q_{\beta_1} = Q_2 + Q_1. \quad (3.33)$$

де: $Q_2 = \left(\frac{2M_1 i}{nz} \right) \frac{R_2 \sin 45^\circ}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)};$

$$Q_1 = -2J \frac{R_2 \cos 45^\circ \sin(45^\circ - \beta_1)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} - (m + 2m_1)g \sin(\gamma) \frac{R_2 \sin 45^\circ}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} - m_1 g \sin(\gamma) R_2 \cos(45^\circ - \beta_1)$$

Надамо можливий приріст $\delta\beta_2$ кутові повороту β_2 газового педіпулятора робота. В результаті, одержимо можливий приріст $\delta\varphi = \delta\beta_2 i$ (i – передатне відношення редукції приводу) і кут φ повороту шестерні, до якої прикладений момент M_2 . Саме на цьому прирості момент M_2 приводу ноги робота виконає можливу роботу $\delta A_{\beta_2} = M_2 i \delta\beta_2$, а сила буде дорівнювати

$$Q_{\beta_2} = M_2 i - m_1 g \sin(\gamma) R_2 \cos(45^\circ - \beta_2) \quad (3.34)$$

Підставляємо знайдені вирази похідних та узагальнених сил у вираз (3.1), доданки з другими похідними від кутів повороту залишаємо у лівій частині, а усі інші члени переносимо у праву частину. В результаті одержуємо диференціальні рівняння руху робота на першій частині циклу

$$\begin{aligned} \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)\ddot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \ddot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \ddot{\beta}_1 \right) &= Q_2 + Q_1 + \frac{R_2^2}{2} A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1}, \\ \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1 \ddot{\beta}_1 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \ddot{\beta}_2 \right) &= M_2 i + \frac{R_2^2}{2} B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2}; \quad 0 \leq \beta_1 \leq \beta_o \end{aligned} \quad (3.35)$$

де β_o – крайнє значення кута β_1 коли ще діє момент приводу M_1 ; відповідно $L_1 = R_2 \cos 45^\circ (1 - \operatorname{tg}(45^\circ - \beta_o))$, а $L_2 = R_2 \cos 45^\circ (1 + \operatorname{tg}(45^\circ - \beta_o))$. Значення кута β_o залежить від моменту M_1 та діаметра D поршня газової камери накопичувача енергії. При цьому можлива зайва перевитрата енергії і значний удар об обмежувач руху ноги.

Диференціальні рівняння руху робота на другій частині циклу одержуємо з (3.35), підставивши значення $M_1=0$ у вираз для узагальненої сили Q_{β_1} при зміні кута β_1 у межах $\beta_o < \beta_1 \leq 90^\circ$:

$$\begin{aligned} \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)\ddot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1\ddot{\beta}_2\sqrt{2}\cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3}\ddot{\beta}_1 \right) &= Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1}; \\ \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1\ddot{\beta}_1\sqrt{2}\cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3}\ddot{\beta}_2 \right) &= M_2i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \end{aligned} \quad (3.36)$$

Для розв'язування диференціальних рівнянь числовим методом запишемо їх як систему диференціальних рівнянь першого порядку, розв'язаних відносно похідних, а саме на першому етапі переміщення робота, тобто на етапі накопичення потенціальної енергії:

$$\begin{aligned} \frac{d\beta_1}{dt} &= u; & \frac{du}{dt} &= f_1(t, \beta_1, \beta_2, u, v); \\ \frac{d\beta_2}{dt} &= v; & \frac{dv}{dt} &= f_2(t, \beta_1, \beta_2, u, v); \end{aligned} \quad (3.37)$$

$$\text{де позначено: } f_1 = \frac{D3 \left(Q_2 + Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \right) - D2 \left(M_2i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \right)}{D};$$

$$f_2 = \frac{D1 \left(M_2i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \right) - D2 \left(Q_2 + Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \right)}{D}; \quad D3 = \left(\frac{4m_1}{3} \right) \frac{R_2^2}{2};$$

$$D1 = \left(\frac{(2m_1 + m)\ddot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \right) \frac{R_2^2}{2}; \quad D2 = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1\ddot{\beta}_2\sqrt{2}\cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \right);$$

$$D = D1 * D3 - (D2)^2.$$

Відповідно, на другому етапі руху робота, тобто на етапі перетворення накопиченої енергії в кінетичну енергію руху робота система рівнянь має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d\beta_1}{dt} &= u; & \frac{du}{dt} &= f_3(t, \beta_1, \beta_2, u, v); \\ \frac{d\beta_2}{dt} &= v; & \frac{dv}{dt} &= f_4(t, \beta_1, \beta_2, u, v); \end{aligned} \quad (3.38)$$

$$\text{де: } f_3 = \frac{D3 \left(Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \right) - D2 \left(M_2i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \right)}{D};$$

$$f_4 = \frac{D1 \left(M_2 i + \frac{R_2^2}{2} B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \right) - D2 \left(Q_1 + \frac{R_2^2}{2} A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \right)}{D}.$$

Вирази для $A, B, \frac{\partial T}{\partial \beta_1}, \frac{\partial T}{\partial \beta_2}$ відрізняються тим, що, у них здійснено заміну, а

$$\text{саме: } \dot{\beta}_1 = \frac{d\beta_1}{dt} = u \text{ і } \dot{\beta}_2 = \frac{d\beta_2}{dt} = v.$$

Таким чином, побудована динамічна модель мобільного РДО з *газовими* накопичувачами мобільного робота дозволяє шляхом розв'язань систем диференціальних рівнянь на основі числового методу Рунге – Кутта четвертого порядку точності здійснити моделювання функціонування мобільного РДО з різноманітними варіаціями його конструктивно-технологічних параметрів.

3.5. Аналіз результатів моделювання РДО з газовими модулями накопичення та перетворення енергії

Як зазначено вище, перший принцип керування синтезом мобільних РДО передбачає рух робота по двох стадіях: під дією приводу при накопиченні потенціальної енергії та під дією кінетичної енергії, тобто при вимкнутих двигунах педіпуляторів, що дозволяє суттєво заощадити енергетичний ресурс автономних джерел живлення мобільних РДО.

Так, по-перше, на основі розробленої динамічної моделі отримані результати впливу (Рис. 3.8) на рушійний момент M (Н·м) приводу педіпуляторів робота таких домінуючих параметрів трансмісії мобільного РДО, як передаточне відношення i редукції, параметрів зубчастої передачі, а саме модуля n та числа зубів z ведучої ланки приводу від кута повороту $\beta_o = \beta_1$ газового педіпулятора, тобто значення кута, при якому перестає діяти рушійний момент M_1 приводу робота. А саме, коли мобільний робот рухається за рахунок перетворення потенціальної енергії стислого газу в кінетичну енергію руху по поверхні довільної орієнтації.

З аналізу отриманих графоаналітичних залежностей рис. 3.8 стає очевидним, що домінуючими чинниками на момент приводу педіпуляторів є модуль n і параметри ведучої ланки зубчастої z передачі приводу. Але у разі сталості цих параметрів, що істотно притаманно вже виготовленому зразку мобільного робота, суттєве зменшення приводного моменту можна досягати зміною передаточного відношення i редукції приводу, що вказує на доцільність застосування трансмісії робота з автоматичним регулюванням передаточного відношення. Тому при керуванні приводами мобільного РДО, щоб швидкість корпусу робота у кінці циклу була близькою до нуля, а ця умова необхідна для запобігання ударів при розпрямлянні пружних елементів (точніше стислого газу), значення рушійного моменту M і кута β_0 мають бути узгоджені як зазначено на наведених графіках.

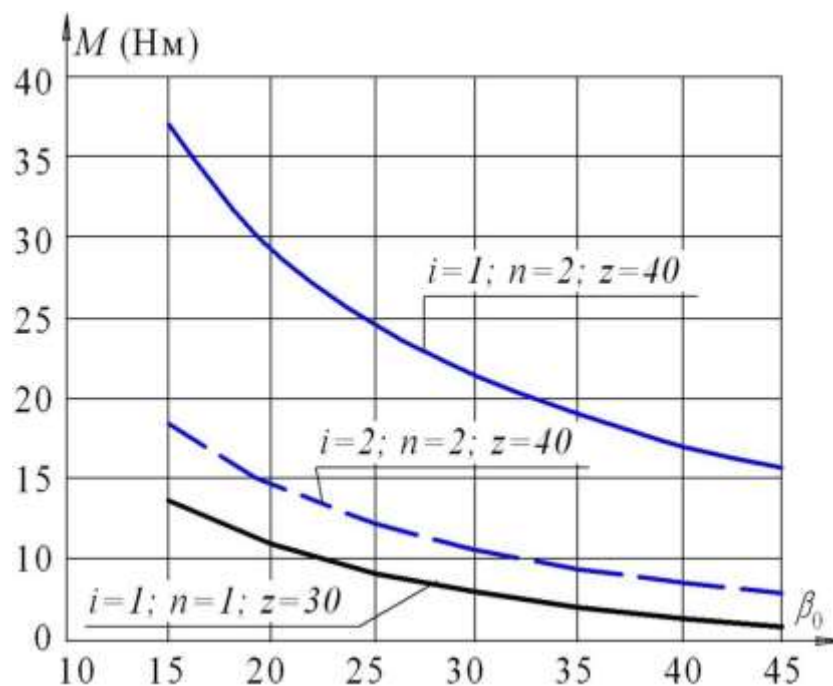


Рис. 3.8. Вплив параметрів трансмісії i, n, z на величину моменту приводу педіпуляторів з газовим накопиченням енергії

По друге, пам'ятаючи, що в газових модулях (на відміну від пружинних, див. підрозділ 3.3) накопичення потенціальної енергії залежить не тільки від початкового тиску, а й від обсягу стислого газу, а саме від об'єму газової камери, тобто її діаметру і довжини, здійснено моделювання роботи педіпуляторів при сталих значеннях параметрів трансмісії (наприклад,

$[z = 30; n = 0.001; i = 1] \rightarrow \text{Const}$) та змінних значеннях діаметрах $D \rightarrow \text{Var}$ газової камери, як головного чинника її об'єму (тому, що $V_0 = \frac{\pi D^2}{4} L_0$) та рушійного моменту $M \rightarrow \text{Var}$ приводу педіпуляторів робота.

Так, результати моделювання, що представлені графіками на рис. 3.9, ілюструють залежність величини лінійного $s(\text{м})$ руху робота (а) та кутового β_1 переміщення (б) педіпуляторів мобільного РДО від часу при різних діаметрах D газової камери і рушійних моментах M приводу його педіпуляторів. З цих графіків стає очевидним, що домінуючим чинником впливу (крива 2) як на лінійне переміщення робота, так і на обертний рух педіпуляторів є значення приводного моменту приводів. Аналогічну домінуючу впливу провідного моменту на залежність лінійної швидкості робота та кутової швидкості його

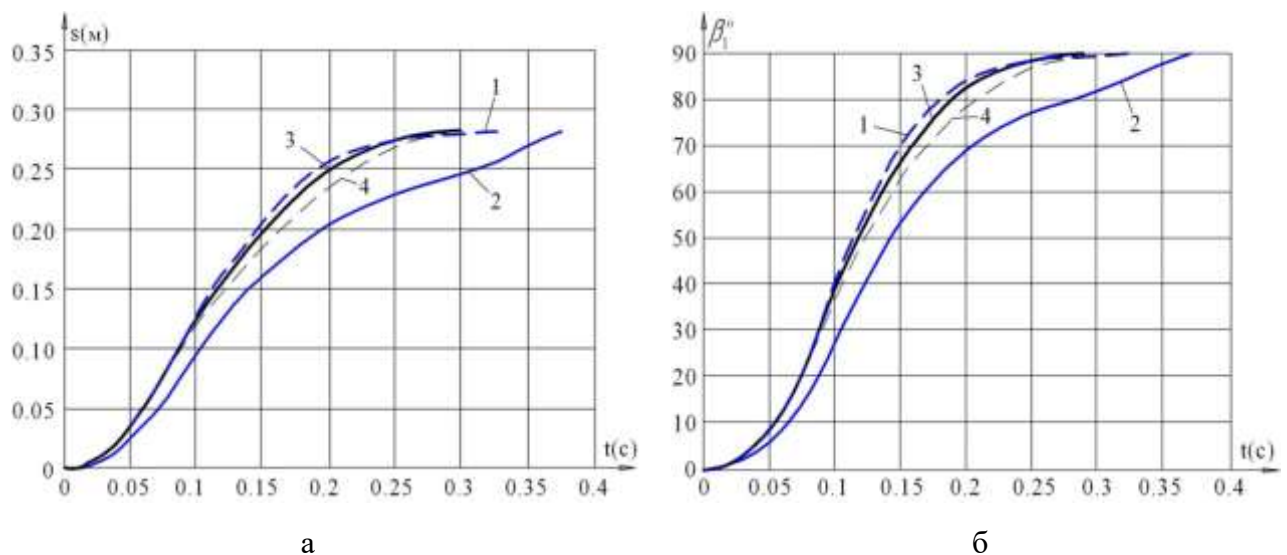


Рис.3.9. Залежність переміщення s корпусу робота (а) та кута β_1 повороту педіпуляторів від часу $t(\text{с})$ при різних діаметрах D газової камери накопичувача енергії і рушійних моментах M приводу робота:

1: $D=0,02\text{м}$; $M=12\text{Нм}$; 2: $D=0,035\text{м}$; $M=9,6\text{Нм}$; 3: $D=0,03\text{м}$; $M=12\text{Нм}$; 4: $D=0,04\text{м}$; $M=12\text{Нм}$;

педіпуляторів на обох циклах руху (тобто накопичення потенціальної енергії та перетворення її в кінетичну енергію руху), спостерігаємо на графіках рис. 3.10. Так достатньо зменшити приводний момент на 20% , наприклад з $M=12(\text{Нм})$ до $M=9,6(\text{Нм})$, на відміну від зміни діаметру D газової камери на 100%, щоб спостерігати домінуючий вплив моменту приводів педіпуляторів робота.

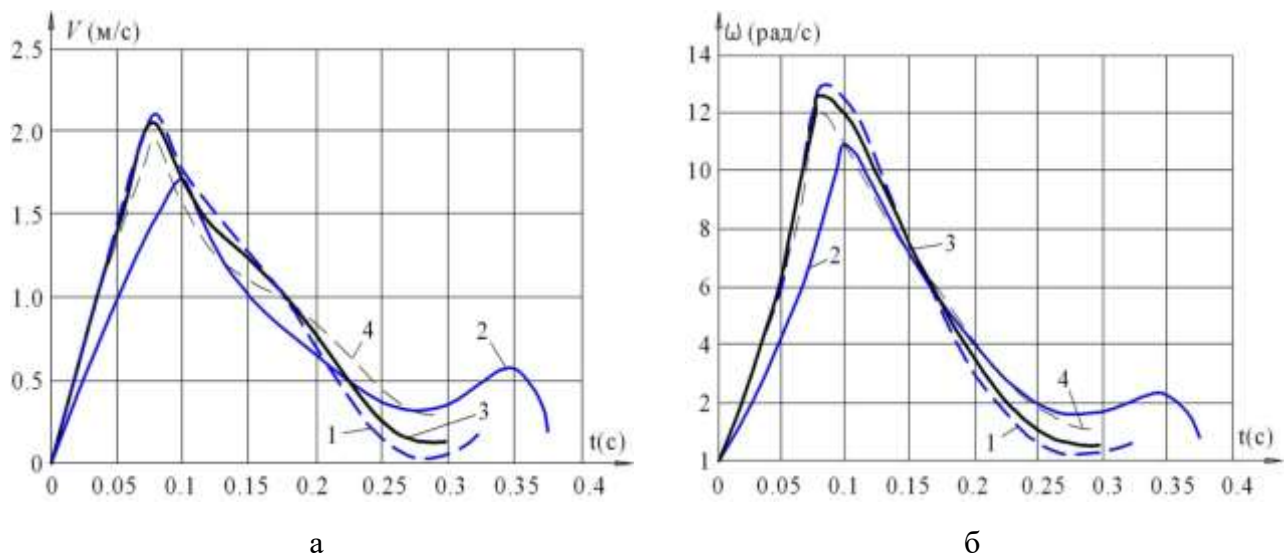


Рис.3.10. Залежність лінійної швидкості V (м/с) робота (а) та кутової ω (рад/с) швидкості педіпуляторів (б) від часу t (с) при різних діаметрах D газової камери накопичувача енергії і рушійних моментах M приводу робота:
 1: $D=0,02\text{м}$; $M=12\text{Нм}$; 2: $D=0,035\text{м}$; $M=9,6\text{Нм}$; 3: $D=0,03\text{м}$; $M=12\text{Нм}$; 4: $D=0,04\text{м}$; $M=12\text{Нм}$;

Виявлені в наслідок проведених досліджень вище означені ефекти пояснюються тим, що саме приводний момент впливає на значення тиску газу при накопичуванні потенціальної енергії, а значить слід віддавати перевагу автоматичному регулюванню приводного моменту педіпуляторів перед конструктивними параметрами газового накопичувача енергії, тим більш, що в діючому зразку мобільного робота вказані параметри є сталими.

Таким чином, обоє розглянутих в розділах 3.2 і 3.4 варіанта синтезу педіпуляторів мобільного робота мають об'єктивні переваги й недоліки. Так використання пружинного накопичувача енергії сприяє підвищенню вантажопідйомності робота, але внаслідок природнього нагромадження залишкових напруг пружинних накопичувачів енергії знижується ресурс роботи педіпуляторів. І навпроти, застосування газового накопичувача не менш ніж на порядок збільшує ресурс роботи, але це рішення прийнятно для роботів не великої вантажопідйомності, наприклад мобільних РДО, призначених для виконання таких операцій, як діагностика промислових споруд, лісових та паркових масивів, відеоспостереження та зйомка та т.п.

3.6. Оптимізація параметрів мобільних РДО з газовим модулями накопичення та перетворення енергії

Викладені вище результати досліджень на основі моделювання динаміки мобільних РДО, заснованих на 1-му *принципі* керування, надають можливість виявляти вплив параметрів робота на режими їх переміщень по поверхні довільної орієнтації. Але цього не достатньо для цілеспрямованого керування режимами мобільних РДО, оскільки вказаний метод, хоча й надає можливість виявити домінуючі чинники керування роботів, ще не дозволяє обчислити, принаймні, квазіоптимальні значення параметрів мобільних РДО.

Для вирішення цієї задачі здійснимо оптимізацію конструктивних параметрів на основі побудови моделі багатокритеріальної оптимізації мобільного робота, як двох рівної технічної системи. Умовно за перший рівень приймемо підсистему втримання робота на поверхні довільної орієнтації, а за другий рівень приймемо підсистему приводів робота, оскільки, як відзначено вище, ці дві підсистеми визначають енергетичну ефективність мобільного робота (поки що без урахування енергії на силові технологічні операції за його виробничим призначенням; урахування технологічного навантаження див. нижче, розділ 4).

Залежно від типу підсистеми зчеплення критерієм оптимізації на 1-му рівні моделі буде сила зчеплення з поверхнею переміщення робота, а функціоналом – формула, що визначає величину тої сили. Цільову функцію обираємо залежно від типу захватів зчеплення робота з поверхнею переміщення, тобто механічних, вакуумних чи електромагнітних та інших. Якщо, наприклад, у якості пристрою зчеплення використовуються вакуумні захвати, то цільову функцію запишемо так:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} K_s (p_a K_a - p_v) K \rightarrow \max, \quad (3.39)$$

при промислово доцільних обмеженнях із конструкторських міркувань:

$$(25 \leq d \leq 100)10^{-3}; \quad 0,9 \leq K_s \leq 1; \quad (50 \leq p_v \leq 80) \times 10^3; \quad 0,65 \leq K \leq 0,85; \quad (3.40)$$

де: d – діаметр зони вакуумування під присосом, (м); $\pi d^2/4$ – площа контура присосу (м^2); K_s – коефіцієнт зменшення площі; $p_a=101 \cdot 10^3$ (Па) – атмосферний тиск; p_v (Па) – глибина вакууму; K_a – коефіцієнт зміни атмосферного тиску ($K_a=0,9$); K – коефіцієнт припливу повітря під присос ($K=0,65 \dots 0,85$).

Оскільки накладено обмеження окремо на кожну незалежну змінну, то для знаходження оптимального значення цільової функції використаємо класичний координатний метод оптимізації. Знайшовши частинні похідні по кожній незалежній змінній, легко переконатись, що максимальне і мінімальне значення цільової функції (1) буде дорівнювати:

$$Q_{\max} = \frac{\pi d_{\max}^2}{4} K_s^{\max} (p_a K_a^{\max} - p_v^{\min}) K_{\max};$$

$$Q_{\min} = \frac{\pi d_{\min}^2}{4} K_s^{\min} (p_a K_a^{\min} - p_v^{\max}) K_{\min}.$$
(3.41)

де μ – коефіцієнт тертя ковзання захватів з поверхнею переміщення. Від сили зчеплення залежить максимальна загальна маса m робота:

$$2F_T \cos(45^\circ) > mg \Rightarrow m < \frac{\sqrt{2}\mu Q_{\max}}{g}.$$
(3.42)

Щоб перейти до оптимізації підсистеми приводів, необхідно спочатку визначити параметри газового накопичувача енергії. В даному випадку в якості пружного елемента використовується газ (стисле повітря), яке знаходиться у герметичній циліндричній камері довжиною L_o і діаметром D поперечного перетину (див. рис. 3.1). На першому етапі поршень газової камери стискає повітря і, таким чином, нагромаджується певний запас потенціальної енергії, а на другому етапі газ розширюється і віддає набуту енергію. Згідно закону Бойля – Маріотта маємо умови $p_o V_o = pV$, де $p_o = p_{\min}$ – тиск у камері при максимальному її об'ємі $V_o = \frac{\pi D^2}{4} L_o$; p – тиск у камері при довільному положенні поршня; $V = \frac{\pi D^2}{4} (L_o - x)$; x – поточне переміщення поршня.

Зі схеми рис. 3.2 очевидно, що хід поршня накопичувача складає:

$$x_{\max} = R_1 - R_1 \cos 45 = R_1 \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \right), \quad (3.43)$$

де R_1 – довжина ноги (педіпулятора) робота у вільному стані.

Хід x поршня газового циліндра складає:

$$x = R_1 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right); \quad 0 \leq \beta_1 \leq 90^\circ; \quad 0 \leq x \leq x_{\max}. \quad (3.44)$$

Враховуючи вище наведене рівняння введені позначення отримуємо наступний вираз тиску в камері:

$$p = p_o \frac{L_o}{L_o - x}. \quad (3.45)$$

Якщо крайніми значеннями тисків задатися наперед, то з виразу (3.45) знаходимо необхідну довжину камери

$$L_o = \frac{p_{\max} x_{\max}}{p_{\max} - p_o}. \quad (3.46)$$

Отже, пружна силу J , яка діє на поршень газової камери, складає значення:

$$J = p \frac{\pi D^2}{4} - p_a \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi D^2}{4} \left(p \frac{L_o}{L_o - x} - p_a \right), \quad (3.47)$$

де p_a – атмосферний тиск при нормальних умовах.

Сила зчеплення Q впливає також на допустиме значення діаметра газової камери, тому що повинна виконуватись нерівність

$$F_T > J_{\max} \Rightarrow \mu Q_{\max} > \frac{\pi D^2}{4} (p_{\max} - p_a), \quad (3.48)$$

а звідси знаходимо діаметр газової камери накопичувача потенціальної енергії

$$D < \sqrt{\frac{4\mu Q_{\max}}{\pi(p_{\max} - p_a)}}. \quad (3.49)$$

Цільовою функцією на першому етапі руху може бути сила опору рухові від пружного елемента (див. схему рис. 3.2):

$$f = J \sin(45^\circ - \beta_1) = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o \cos(45^\circ - \beta_1)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \right) \sin(45^\circ - \beta_1) \rightarrow \min \quad (3.50)$$

Для розгляду поведінки функції (3.50) при зміні кута β_1 знайдемо похідну

$$\frac{df}{d\beta_1} = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o L_o \frac{-\sin 2\beta_1 ((L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ) - 0.5 \cos 2\beta_1 (L_o - R_1) \sin(45^\circ - \beta_1)}{((L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ)^2} + p_a \cos(45^\circ - \beta_1) \right)$$

Легко оцінити, що похідна від'ємна і при $\beta_1=45^\circ$, і при $\beta_1=0$, тобто цільова функція (3.50) досягає мінімального значення на кінцях проміжку зміни кута ($\beta_1=45^\circ$), $f=0$. Обчислимо потенційну енергію U , що нагромаджується при стисканні повітря

$$U = J = \int_0^x J dz = \frac{\pi D^2}{4} \int_0^x \left(p_o \frac{L_o}{L_o - z} - p_a \right) dz = \frac{\pi D^2}{4} (-p_o L_o \ln |L_o - z| - p_a z) \Big|_0^x = \frac{\pi D^2}{4} (p_o L_o \ln \frac{L_o}{L_o - x} - p_a x). \quad (3.51)$$

Екстремальне значення потенціальної енергії складе

$$U_{\max} = \frac{\pi D^2}{4} (p_o L_o \ln \frac{L_o}{L_o - x_{\max}} - p_a x_{\max}). \quad (3.52)$$

Далі розглянемо наступну цільову функцію, яка відображає різницю між силою тертя μQ і рушійною силою, остання не повинна перевищувати силу зчеплення робота з поверхнею переміщення:

$$W = \mu Q - \sqrt{(F_1 / 2 - J \sin(45^\circ - \beta_1) - (m + 4m_1)g / 2)^2 + (J \cos(45^\circ - \beta_1))^2} \geq 0 \rightarrow \min \quad (3.53)$$

де: $F_1 = 2M_1 i / nz$ – сила від рушійного моменту M_1 ; i , n , z – відповідно передаточне число, модуль і число зубів ведучої ланки трансмісії, що з'єднує двигун з педіпулятором робота; сила j стислого повітря у формулі (3.53):

$$J = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o \cos(45^\circ - \beta_1)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \right),$$

при обмеженнях, що прийняті з міркувань промислової доцільності:

$$5 \leq M_1 \leq 10; 1 \leq i \leq 3; 0.001 \leq n \leq 0.002; 20 \leq z \leq 40; 0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ; \quad (\text{Па}),$$

$$0.025 \leq D \leq 0.050; 120 \cdot 10^3 \leq p \leq 400 \cdot 10^3$$

отримаємо для маси m робота и маси m_1 педіпулятора:

$$F_1 L_1 \geq (m + 3m_1)gL; \quad (3.54)$$

$$F_1 L_1 \geq (m + 3m_1)g \frac{L}{2} + 2U_{\max}. \quad (3.55)$$

Нерівність (3.54) вказує, що енергії, яку отримала механічна система внаслідок виконання роботи сили F_1 на відріжку L_1 , досить для переміщення робота на відстань L_2 . Нерівність (3.55) вказує, що роботи сили F_1 вистачить для нагромадження максимальної потенціальної енергії у стисненому повітрі (газу). Так, наприклад, при значеннях

$$D < \sqrt{\frac{(m + 3m_1)gL}{\pi(p_o L_o \ln \frac{L_o}{L_o - x_{\max}} - p_a x_{\max})}}, \quad (3.56)$$

досить, щоб виконувалась умова (3.54), а при D більшому досить виконання нерівності (3.55). Для оцінки поведінки цільової функції при зміні кута β_1 повороту педіпуляторів робота знайдемо похідну цільової функції (3.53):

$$\frac{\partial W}{\partial \beta_1} = \frac{u \left(\frac{\partial J}{\partial \beta_1} \sin(45^\circ - \beta_1) - J \cos(45^\circ - \beta_1) \right) - J \cos(45^\circ - \beta_1) \left(\frac{\partial J}{\partial \beta_1} \cos(45^\circ - \beta_1) + J \sin(45^\circ - \beta_1) \right)}{\sqrt{u^2 + (J \cos(45^\circ - \beta_1))^2}} \quad (3.57)$$

де позначено:

$$u = (F_1 / 2 - J \sin(45^\circ - \beta_1) - (m + 4m_1)g / 2);$$

$$\frac{\partial J}{\partial \beta_1} = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o R_1}{(L_o - x)^2} \frac{\cos 45^\circ \sin(45^\circ - \beta_1)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \right) \quad (3.58)$$

Легко переконатись, що ця похідна від'ємна при усіх значеннях кута $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$. Підставивши $Q=Q_{\max}$ і $W=0$, одержуємо формулу для знаходження максимального значення сили руху робота залежно від значень діаметра D газової камери накопичувача енергії і кута β_o повороту ноги робота:

$$F_1^{\max} = 2\sqrt{(\mu Q_{\max})^2 - (J_o \cos(45^\circ - \beta_o))^2} + (m + 4m_1)g + 2J_o \sin(45^\circ - \beta_o), \quad (3.59)$$

де сила пружності стиснення газу J_o , коли ще діє сила приводу F_1 , складає

$$J_o = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o \cos(45^\circ - \beta_o)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_o) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \right).$$

Згідно викладеної вище методики оптимізації параметрів мобільного РДО з газовим накопичувачем потенціальної енергії та перетворенням її в енергію руху розроблено алгоритм автоматизованого керування режимами робота (рис. 3.11).

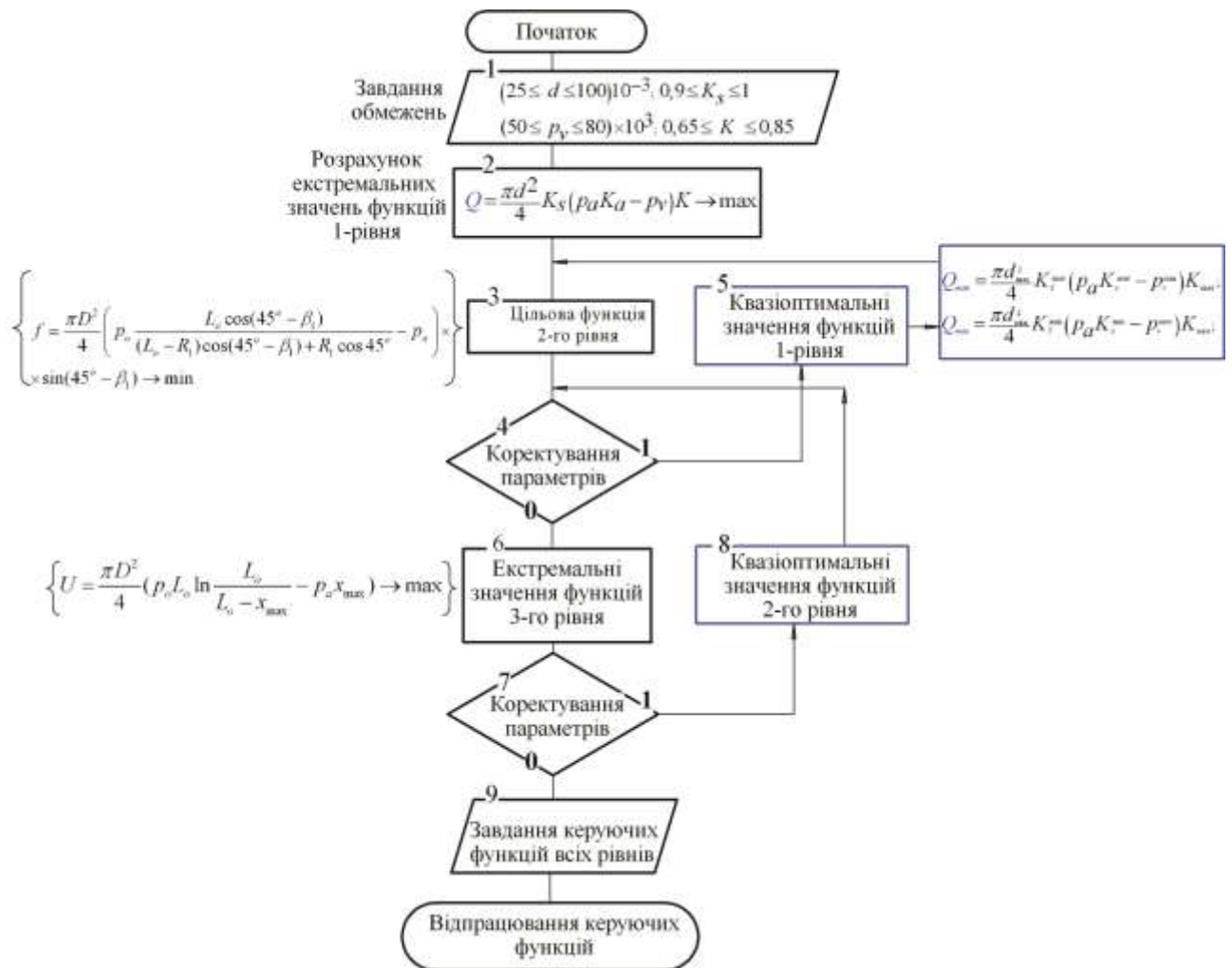


Рис. 3.11. Алгоритм керування режимами мобільного робота з газовим модулем накопичення та перетворенням енергії руху

За результатами моделювання отримано графіки рис. 3.12, що показують як змінюється значення рушійної сили F_1 на першому етапі $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$ переміщення робота, тобто на етапі накопичення потенціальної енергії, залежно від діаметра D газової камери пружного середовища та сили F_1 , яка забезпечує переміщення робота за перший цикл, при різних значеннях кута β_o . Допустимі значення сили F_1 і діаметра D , з міркувань забезпечення гарантованого зчеплення робота з поверхнею переміщення та запобігання його відриву, знаходяться в області, яка розміщена між прямою лінією і відповідною кривою.

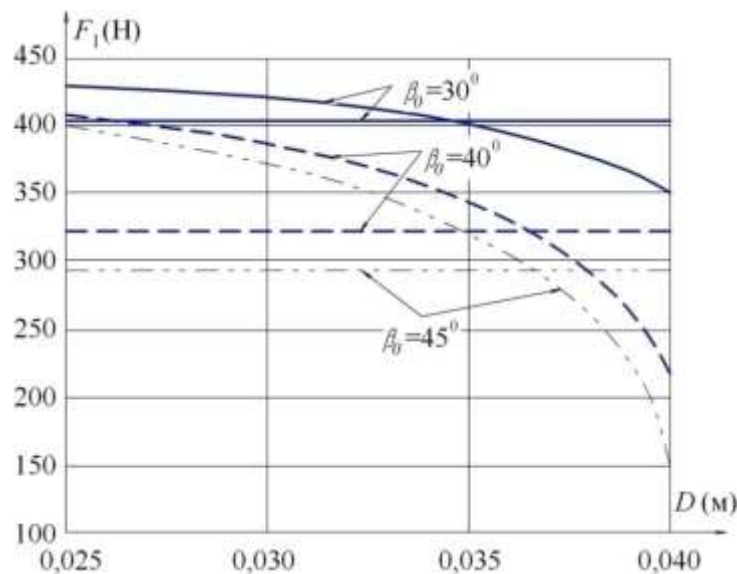


Рис.3.12. Графіки зміни рушійної сили F_1 на першому етапі руху робота залежно від діаметру D газової камери накопичувача енергії

Крім, вище наведених формул, ці графіки можуть використовуватись проектувальником мобільного робота як номограма для визначення параметрів газового накопичувача енергії.

На другому етапі руху робота за цільову функцію приймемо рушійну силу F_2 , яка діє в межах переміщення $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$:

$$F_2 = -\frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o \cos(45^\circ - \beta_1)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \right) \sin(45^\circ - \beta_1) \rightarrow \max \quad (3.60)$$

Обчислимо екстремуми функції F_2 наступним чином:

$$\frac{\partial F_2}{\partial \beta_1} = \left(p_o L_o \frac{-\sin 2\beta_1 ((L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ) - 0.5 \cos 2\beta_1 (L_o - R_1) \sin(45^\circ - \beta_1)}{((L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ)^2} + \right. \\ \left. + p_a \cos(45^\circ - \beta_1) = 0 \right) \quad (3.61)$$

Розв'язавши рівняння (3.61) числовим методом, знаходимо значення кута $\beta_1 = \beta^*$, при якому функція F_2 досягає максимуму. Тобто:

$$F_2^{\max} = -\frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{0.5 L_o \cos(2\beta^*)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta^*) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \sin(45^\circ - \beta^*) \right). \quad (3.62)$$

З графіків рис. 3.13 видно, що збільшення діаметру D газової камери впливає на збільшення рушійної сили F_2 не пропорційно, інакше кажучи, ефективна площа поршня $\pi D^2/4$ має домінуючий вплив на значення пружної рушійної сили на другому етапі переміщення мобільного робота.

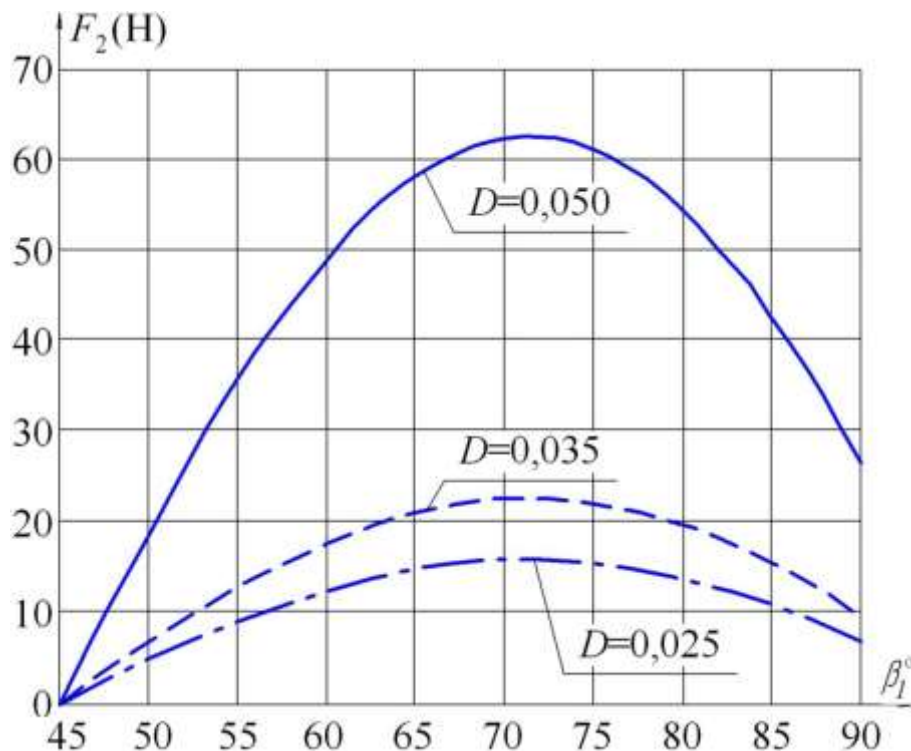


Рис.3.13. Графіки зміни значення рушійної сили $F_2^{\max}$ залежно від кута β_1 повороту педипулятора робота і діаметра D (м) газової камери накопичувача потенціальної енергії

Для запобігання ударних навантажень наприкінці циклу переміщення бажано, щоб швидкість корпусу робота була близькою до нуля, а тому на другому етапі $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ можна прийняти за цільову ще й функцію енергії T_k

$$T_k = U_{\max} - U + G_2 R_2 \cos 45^\circ \operatorname{tg}(45^\circ - \beta) + T_0 \geq 0 \Rightarrow \min, \quad (3.63)$$

де: $T_0 > 0$ – кінетична енергія; $U_{\max}$ і U – відповідно потенціальна енергія пружного середовища на початку етапу та у довільному положенні опорної ноги мобільного робота на другому етапі переміщення. Третій доданок у виразі (3.63) це робота сил ваги G_2 мобільного робота. Сумарна робота $A = U_{\max} - U + G_2 R_2 \cos 45^\circ \operatorname{tg}(45^\circ - \beta_1)$ при невеликому діаметрі D газової камери, при якому буде незначний запас потенціальної енергії.

Дослідження цієї функції надає можливість виявити вплив діаметру D камери газового накопичувача енергії на роботу A_2 (Рис. 3.14) на другому етапі $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ переміщення робота

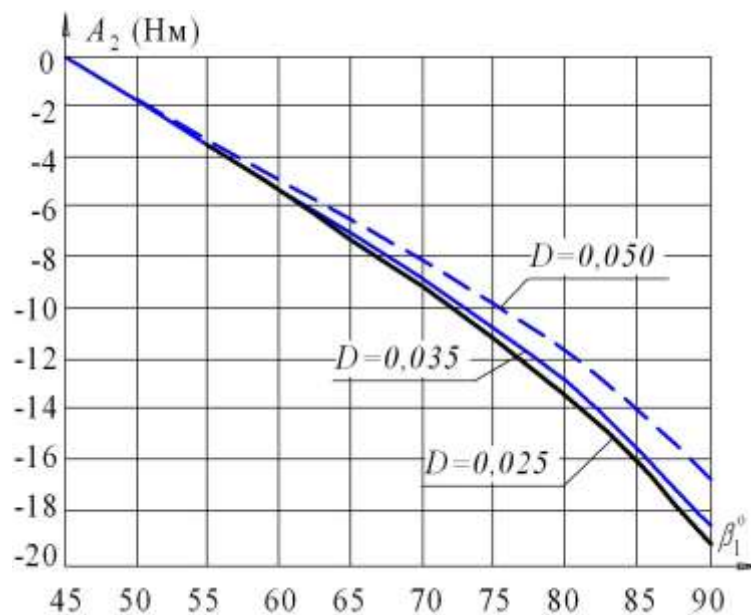


Рис.3.14. Робота пружного середовища і сил ваги робота на другому етапі переміщення $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ при різних діаметрах D газової камери накопичувача енергії

За результатами моделювання отримані графоаналітичні залежності рис. 3.15, що відображають зміни довжини L камери (а) і зміни діаметра D камери (б) залежно від величини максимального тиску $P_{\max}$ ($k = P_{\max} / P_a$). У разі

дотримання вище наведених промислово доцільних обмежень, що прийняті з проектних міркувань та конструкторського досвіду автора, ці графіки у сукупності з наданими вище рекомендуються для розробки конструкцій накопичувачів енергії різноманітних роботів.

Якщо в процесі проектування газового накопичувача енергії виникає потреба в інших обмеженнях, ніж наведених вище, то за допомогою робочих формул (3.49), (3.56) та (3.59), (3.62) легко розрахувати нові значення параметрів газового накопичувача, застосувавши інші обмеження параметрів, що найкращим чином відповідають конкретним виробничим умовам експлуатації мобільних РДО.

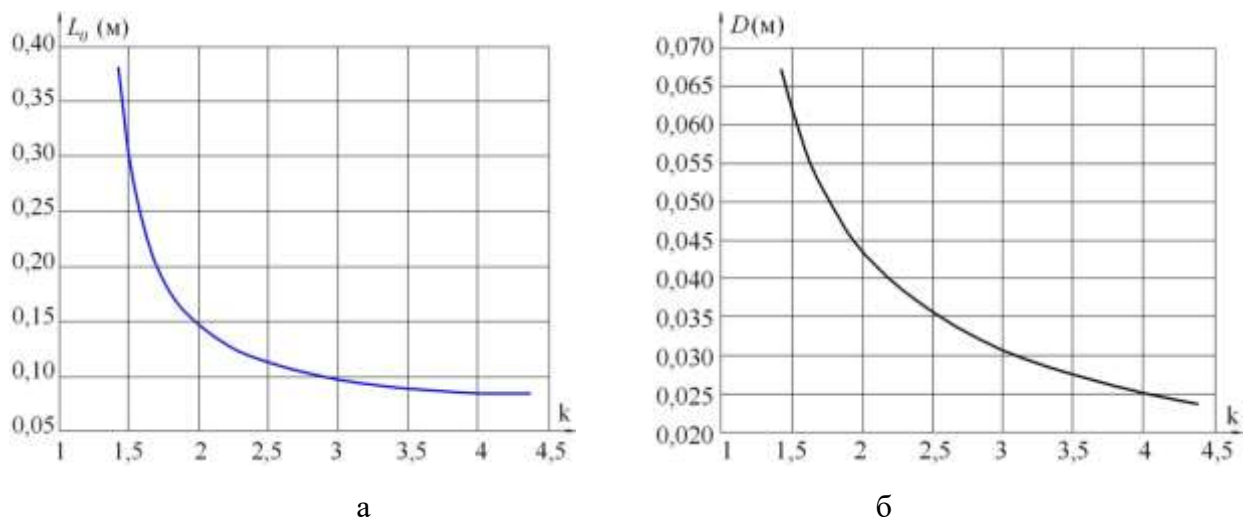


Рис. 3.15. Графіки для визначення довжини L_0 (а) і діаметра D (б) накопичувача енергії залежно від величини максимального тиску P_{max} ($k = P_{max}/P_a$)

Представлені нижче графоаналітичні залежності дозволяють вибрати параметри пневматичного акумулятора залежно від вантажопідйомності чи технологічного призначення мобільного робота. На рис. 3.16 показано наскільки суттєво залежить пружна сила J стислого повітря (газу) від переміщення x поршня акумулятора енергії. Очевидно, що зростання чи падіння величини пружної сили, як це показано на рис. 3.17, буде також суттєво залежати й від співвідношення $k = L/D$ розмірів газової камери, а саме від її довжини L та діаметра D при певному значенні початкового тиску p_0 в газовій

камері накопичувача потенціальної енергії, інакше кажучи, пневматичного акумулятора, яким оснащений кожний педіпулятор мобільного робота [16].

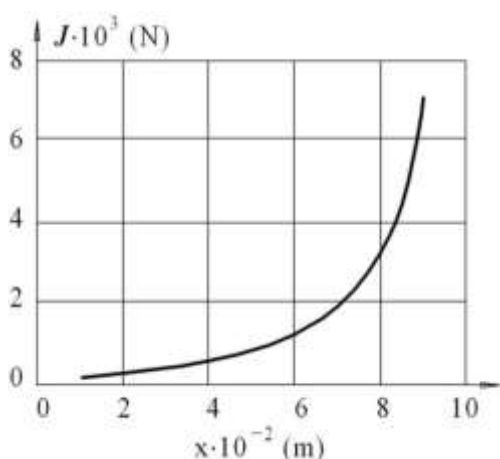


Рис. 3.16. Зміна пружної сили J стислого повітря від переміщення x поршня при $p_0 = 101 \cdot 10^3 \text{ (Pa)}$; $D = 0,1 \text{ (m)}$

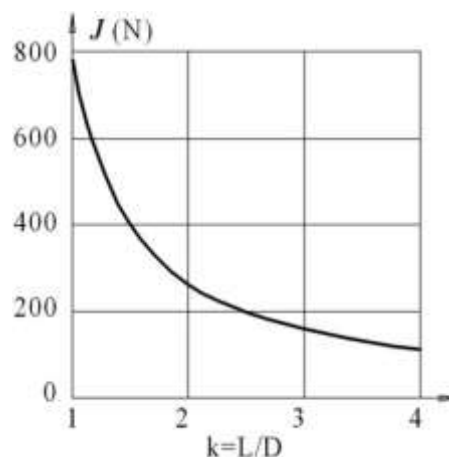


Рис. 3.17. Зміна пружної сили J стислого повітря від співвідношення $k=L/D$ при: $p_0 = 101 \cdot 10^3 \text{ (Pa)}$; $x = 5 \cdot 10^{-2} \text{ (m)}$

Графік рис. 3.18 ілюструє залежність пружної сили J від одночасної зміни розмірів камери при умові, що $D=L$. Така рівність дозволяє забезпечити компактність конструкції пневматичного акумулятора потенціальної енергії.

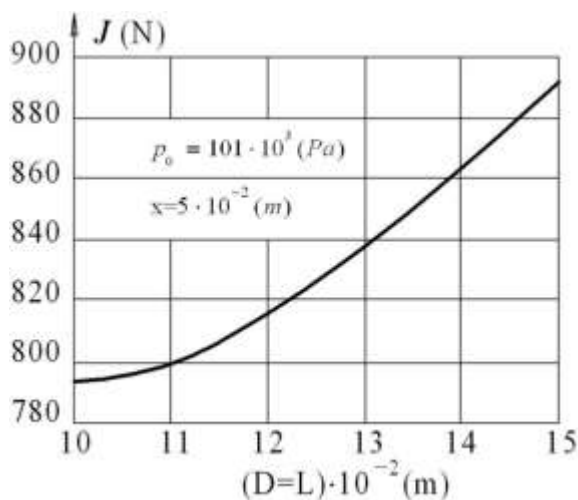


Рис. 3.18. Залежність пружної сили J від зміни розмірів камери $D=L$

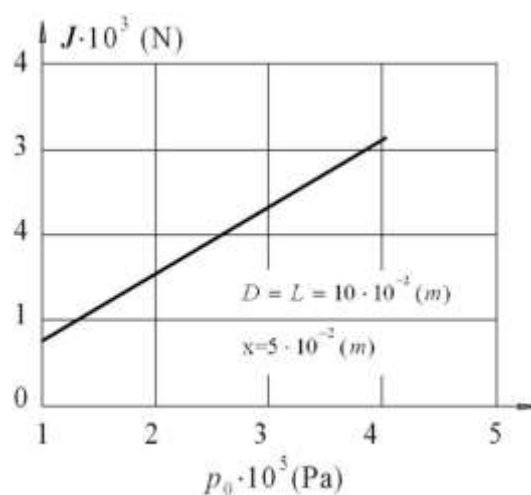


Рис. 3.19. Залежність пружної сили J при зміні початкового тиску в камері

Але домінуючим чинником впливу на величину пружної сили J , яка й визначає ефективність функціонування газового накопичувача потенціальної

енергії, є значення початкового тиску p_0 в камері, як це свідчить графік на рис.

3.19. Початковий тиск встановлюється заздалегідь до експлуатації.

3.7. Висновки до розділу

1. Запропонований 1-й принцип керування синтезом мобільних РДО, що полягає у накопиченні потенціальної енергії і перетворенні її в кінетичну енергію руху, надає можливість переміщення робота за рахунок накопиченої енергії й, тим самим, досягати економії енергетичних ресурсів роботів з автономними джерелами живлення, що має принципове значення для мобільних РДО технологічного призначення.

2. Побудовані динамічні моделі РДО з пружинними та газовими модулями накопичення та перетворення енергії дозволяють здійснювати дослідження впливу технологічних і конструктивних параметрів мобільних РДО на їх динамічне навантаження.

3. Аналіз результатів моделювання функціонування роботів з модулями накопичення та перетворення енергії доводить наступне:

а) регулювання моменту приводів педіпуляторів робота має домінуючий вплив на лінійні та кутові переміщення й швидкості на етапі перетворення потенціальної енергії в кінетичну енергію руху мобільного робота; а значить слід віддавати перевагу автоматичному регулюванню приводного моменту педіпуляторів перед конструктивними параметрами накопичувача енергії;

б) вплив жорсткості модулів на етапі накопичування енергії не суттєвий на час руху, але проявляється суттєво на етапі перетворення потенціальної енергії на кінетичну енергію руху мобільного робота при вимкнених двигунах приводів. Це однозначно вказує на те, що при керуванні траєкторією мобільного РДО слід враховувати різницю пройденого шляху під час накопичення та перетворення енергії його приводів;

в) ефективна площа поршня газової камери накопичувача енергії має домінуючий вплив на значення пружної рушійної сили на другому етапі переміщення мобільного робота;

г) домінуючим чинником впливу на величину пружної сили, яка й визначає ефективність функціонування газового накопичувача потенціальної енергії, є значення початкового тиску в газовій камері;

д) обсяг виконаної роботи на другому етапі переміщення, коли приводи педіпуляторів відключені з метою енергозбереження мобільних РДО і робот рухається за рахунок кінетичної енергії, повністю визначається жорсткістю пружного елемента накопичувача енергії.

4. Вирішення багатокритеріальної задачі оптимізації мобільних РДО, як ієрархічної технічної системи, дозволяє знаходити квазіоптимальні значення технологічних режимів і конструктивних параметрів залежно від вантажопідйомності чи технологічного призначення мобільного робота, що забезпечує ефективну експлуатацію мобільних РДО в різних галузях промисловості завдяки надійному утриманню мобільного робота на поверхні довільної орієнтації до об'єкту.

5. Досліджені варіанти синтезу мобільних РДО мають об'єктивні переваги й недоліки. Так використання пружинного накопичувача енергії сприяє підвищенню вантажопідйомності та технологічного навантаження робота, але внаслідок природнього нагромадження залишкових напружень пружинних накопичувачів енергії знижується ресурс роботи педіпуляторів. І навпроти, застосування газового накопичувача не менш ніж на порядок збільшує ресурс роботи, але це рішення прийнятно для роботів не великої вантажопідйомності, наприклад мобільних РДО, призначених для виконання таких операцій, як діагностика промислових споруд, лісових та паркових масивів, відеоспостереження та зйомка та т.п.

6. Світова новизна запропонованих технічних розв'язків мобільних РДО, що містять модулі накопичення потенціальної енергії та перетворення її в

кінетичну енергію руху, підтверджена результатами кваліфікаційної експертизи Державного підприємства «Український інститут інтелектуальної власності»¹.

¹ Відповідні патенти на винаходи мобільних РДО наведені в Додатках.

РОЗДІЛ 4

СИНТЕЗ МОБІЛЬНИХ РДО ЗА ДРУГИМ ПРИНЦИПОМ: ІНТЕГРАЦІЯ ПРИВОДІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ ТА ЗМІНИ ОРІЄНТАЦІЇ МОБІЛЬНОГО РОБОТА

В розділі 2 на основі аксіоми, що зменшення енергетичних витрат підсистем мобільних роботів приводить до зниження їх гравітаційного навантаження в сукупності динамічних навантажень, як технологічних, так і транспортних, а також структурно-параметричного аналізу РДО, було декларовано три основоположних принципів керування параметрами мобільних роботів, доцільність першого з яких обґрунтована у попередньому розділі.

В даному розділі запропонуємо і розв'ємо надалі доцільність застосування 2-го принципу керування синтезом мобільних РДО, який має наступне тлумачення:

Принцип 2. Інтеграції приводів поздовжнього й вертикального переміщення, а також приводів зміни орієнтації у просторі мобільних роботів по заданому маршруту. Ефект, що досягається: зменшення кількості приводів для зниження ваги робота, і як наслідок, зменшення гравітаційного навантаження, що, в свою чергу призводить до кінцевого результату, а саме: підвищення надійності утримання мобільних РДО у технологічному просторі, що має принципове значення для мобільних роботів саме довільної орієнтації.

Первісно в даному розділі створені технічні реалізації мобільних РДО з інтегрованими приводами педіпуляторів – крокуючих механізмів, далі розроблена динамічна модель та виконаний аналіз результатів моделювання, а також здійснено параметричний синтез РДО на основі багатокритеріальної оптимізації параметрів та надано інженерну методику синтезу основних конструктивних елементів мобільного РДО, створеного за 2-принципом синтезу як структурного, так і параметричного.

Довільна орієнтація робота у технологічному просторі передбачає, насамперед, можливість виконання різноманітних завдань у системах

координат таких областей виробничої діяльності як моніторинг промислових об'єктів, монтаж і демонтаж будівельних конструкцій, ремонт і профілактичне обслуговування промислових трубопроводів та шахт, технічне обслуговування деревних лісових у паркових масивів тощо. Причому синтез сукупності приводів і трансмісій мобільних РДО визначається видом системи координат: Декартові прямокутній, сферичній, ангулярній (що властива людині) і циліндричній, тобто системою координат технологічного простору.

4.1. Постановка завдання розробки мобільних РДО за 2-м принципом їх синтезу

Загальновідомо, що наприклад, в Декартові системі координат є шість ступенів свободи: три поступових і три обертових. В класичних технічних розв'язках промислових робіт кожному ступеню свободи відповідає автономний привод, що для мобільних РДО вкрай недоцільно, оскільки такі рішення призводять до збільшення гравітаційного навантаження на робот у технологічному просторі довільної орієнтації.

Отже, задача полягає в тому, щоб здійснити синтез РДО з педіпуляторами, здатними працювати у будь якій системі координат, одночасно інтегруючи його приводи згідно вище сформульованого 2-принципу синтезу мобільних РДО. Як видно з рис. 4.1(а) наслідком реалізації поставленого завдання є орієнтація педіпуляторів робота у Декартові X, Y, Z , сферичній R, β, γ (де: R – радіус педіпулятора, тобто його довжина; β, γ – відповідно кути вигину педіпулятора) в системах координат. Для ясності сприйняття платформа робота умовно не показана. Кутом α визначається зона сервісу мобільного робота в сферичній R, β, γ системі координат. Аналогічно ілюструється на рис. 4.1(б) можливість педіпуляторів працювати також і в циліндричній системі координат R_0, δ, Z (де: R_0 – поточний радіус-вектор об'єкта обслуговування; δ – кут полярної, а Z – координата циліндричної

систем координат). Необхідність функціонування мобільних роботів в циліндричній або подібній їй системі координат диктується наявністю таких об'єктів обслуговування як, наприклад, дерева, стовпи ліній електропередач, колони й труби різного промислового призначення й т.п.

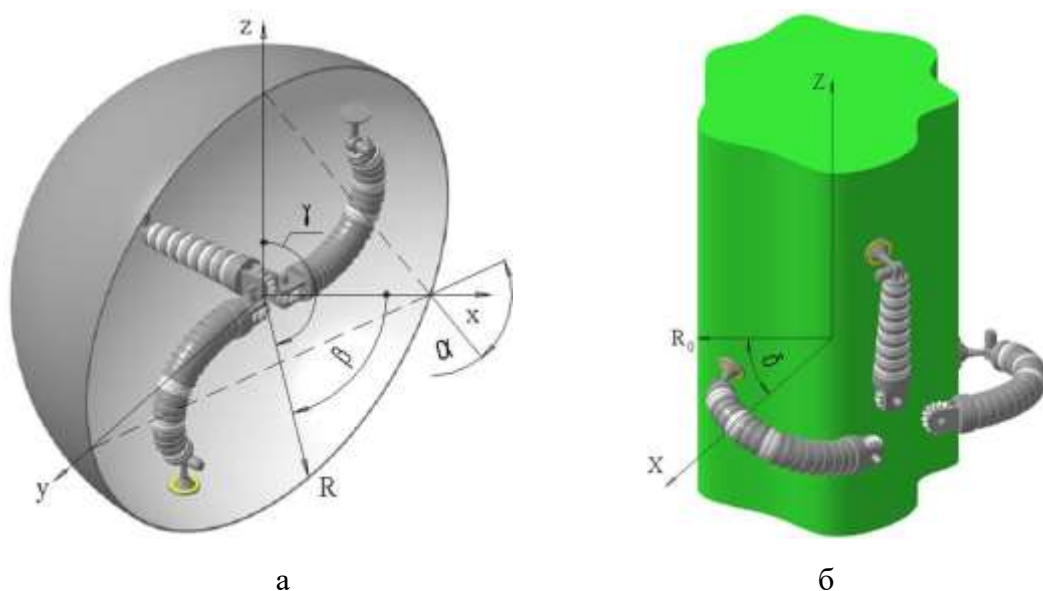


Рис. 4.1. Орієнтація педіпуляторів робота, відповідно: в Декартові і сферичній (а) та циліндричній (б) системах координат

Переважає більшість досліджень щодо створення мобільних роботів довільної орієнтації присвячена вдосконаленню систем зчеплення з поверхнею переміщення, як засобу протидії гравітаційному навантаженню. Між тим можливий принципово інший підхід до вирішення цієї задачі, а саме створення мобільних РДО на основі запропонованого 2-го принципу синтезу – інтеграції приводів робота, що безпосередньо призводить до зменшення ваги, а значить і гравітаційного навантаження. Створені за цим принципом мобільні РДО відрізняються підвищеною надійністю утримання на поверхні довільної орієнтації. На рис. 4.2 показані приклади різних положень у просторі мобільного робота. Так на рис. 4.2(а) передня пара педіпуляторів долає підвищення h_1 , центральна (середня) пара — западину h_2 , а задня пара педіпуляторів — підвищення h_3 рельєфу поверхні переміщення. На рис. 4.2(б) показаний перехід робота з горизонтальної на вертикальну поверхню

переміщення під кутом 90^0 у системі координат X,Y,Z (наприклад, підлога – стіна). На рис. 4.2(в) робот долає нішу глибиною L і висотою H при переміщенні по вертикальній стіні. На рис. 4.2(г) показаний перехід робота з поверхні стіни на стелю під кутом 90^0 .

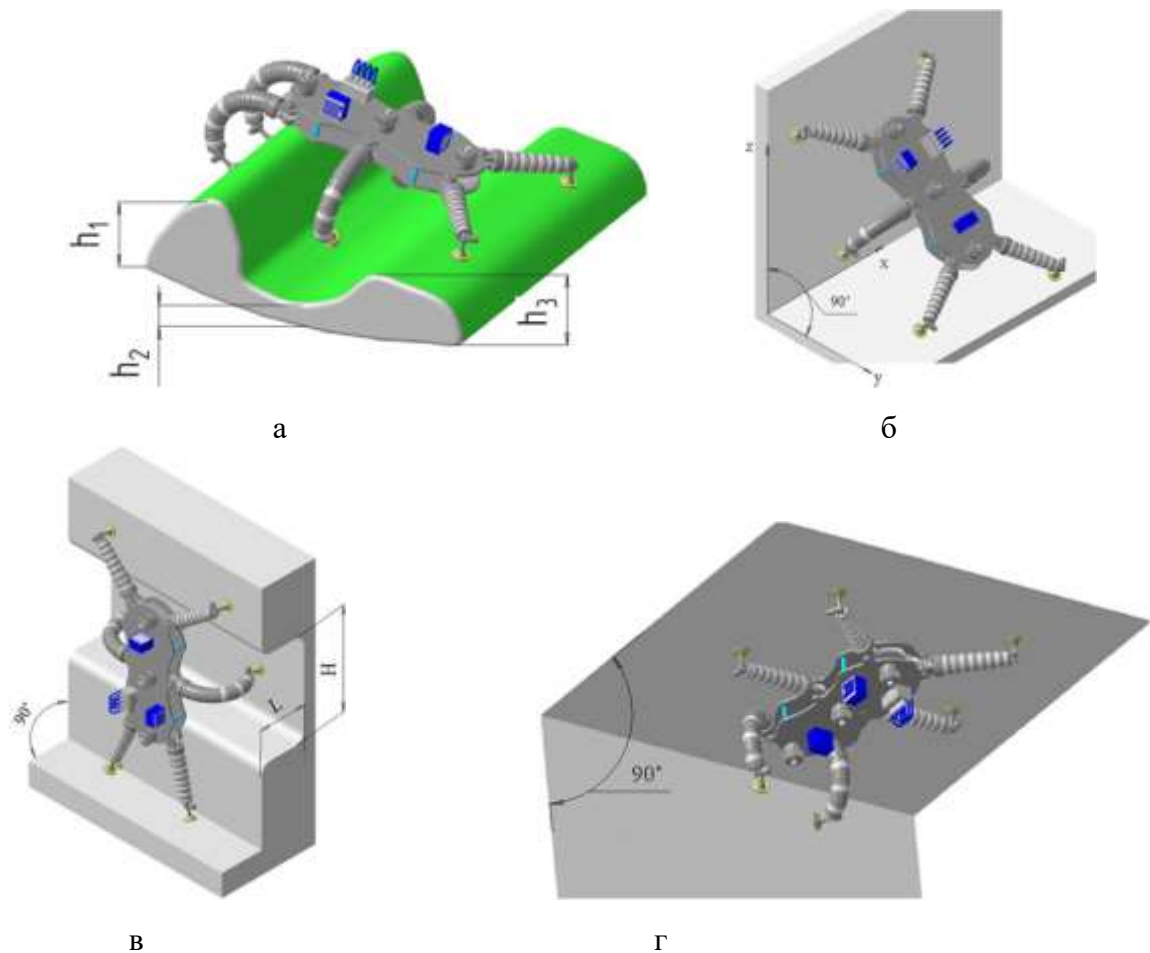


Рис. 4.2. Варіанти положення мобільного робота при переміщенні по різноманітних поверхнях

Таким чином, створені за 2-м принципом синтезу, тобто інтеграції приводів, мобільні роботи надають можливість пересування по довільних поверхнях будь якої орієнтації у просторі і можуть бути використані для транспортування вантажів і виконання технологічних операцій на зазначених поверхнях. Слід також зауважити, що звільнений енергетичний ресурс автономних джерел живлення, що завжди притаманні мобільним роботам, може

бути направлений на підвищення ефективності виконання технологічних операцій.

4.2. Проектно-конструкторська реалізація мобільного РДО

В цьому підрозділі розглянемо принципово новий технічний розв'язок, як приклад реалізації 2-го принципу синтезу мобільного РДО. Мобільний крокуючий робот містить корпус 1 (Рис. 4.3), що складається з верхньої й нижньої платформ, з'єднаних осями 2 і 3. На останні встановлені педипулятори 4, кожний з яких має ведену шестірню 5, а кожна пара педипуляторів постачена трансмісією, що складається з паразитного зубчастого колеса 6 і ведучого колеса 7, постаченого двигуном 8. Крім того, кожний із шести педипуляторів 4 (двох пар крайніх й однієї пари центральної) оснащений захватом 9 для зчеплення з поверхнею переміщення і його приводом повороту 10 для забезпечення нормального положення захватів до поверхні переміщення [118, 119]. Тип захватів може бути різним, наприклад, вакуумним, механічним, електромагнітним або адгезійним залежно від матеріалу й топології поверхні, по якій рухається робот.

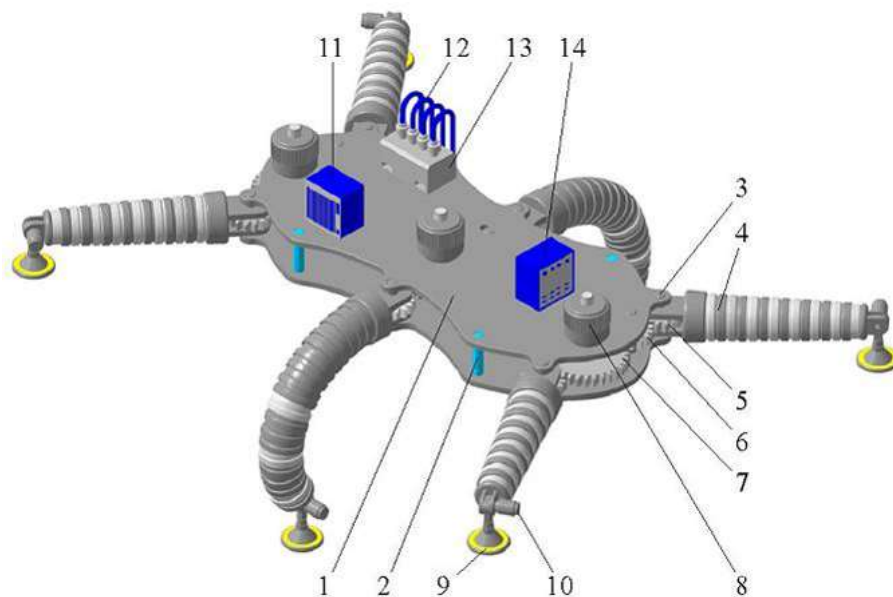


Рис. 4.3. 3D модель крокуючого робота

На верхній платформі корпусу 1 розміщений модуль 11 енергозабезпечення мобільного робота, блок 12 гідравлічних або газових (пневматичних) розподільників, генератор 13 тиску газу або рідини, а також контролер 14 керування роботом. Кожний з педіпуляторів (Рис. 4.4) виконаний у вигляді набору кілець від 15, 16 до передостаннього « $n-1$ » й останнього « n ». Кількість кілець визначається призначенням педіпуляторів робота: чим більше кілець, тим вище точність орієнтації педіпуляторів, а при зменшенні їхнього числа підвищується вантажопідйомність робота.

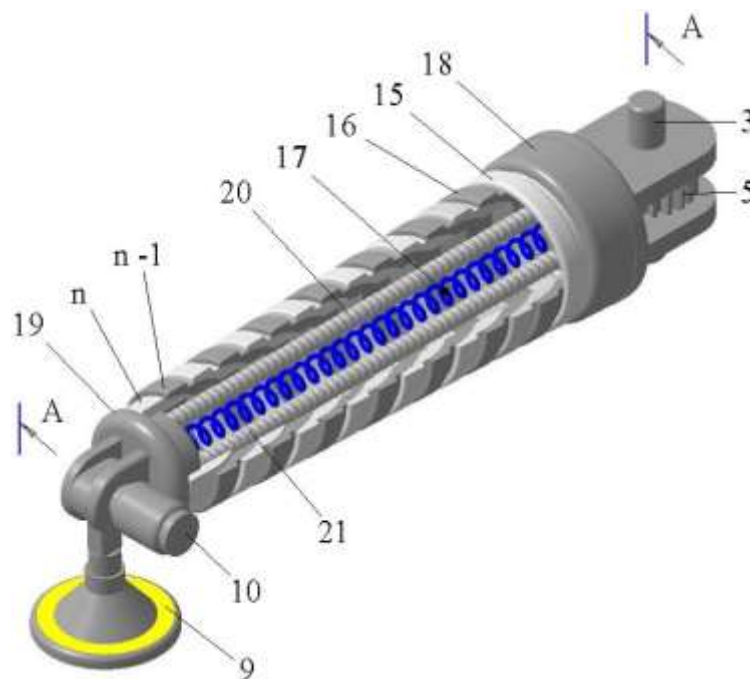


Рис. 4.4. 3D модель одного з педіпуляторів у перетині 1/4 об'єму

Всі кільця педіпулятора стягнуті пружним елементом розтягання 17 (наприклад, циліндричною пружиною розтягання), розташованим по їхній вісі, і шарнірно закріпленому на замикаючих набір кілець втулках 18 й 19, на яких усередині кілець установлені гофровані трубопроводи 20 й 21, що знаходяться під різним тиском газу або рідини. Кожне з кілець від початкового 15 (максимального діаметра) до кінцевого « n » (мінімального діаметра) входять у контакт між собою по сферичних поверхнях з відповідними радіусами R_i й R_{i+1} із центрами на осі педіпулятора.

Для полегшення розуміння принципу дії робота спочатку розглянемо конструкцію тільки однієї ноги педіпулятора (їх може бути кілька, див. нижче). Більш того, означена нога показана на рис. 4.5 не в робочому стані, а у вигляді, так званої, вибух-схеми, тобто коли всі її деталі умовно рознесені у 3D просторі. Для наочності конструкція показана ще й в перетині 1/4 її об'єму.

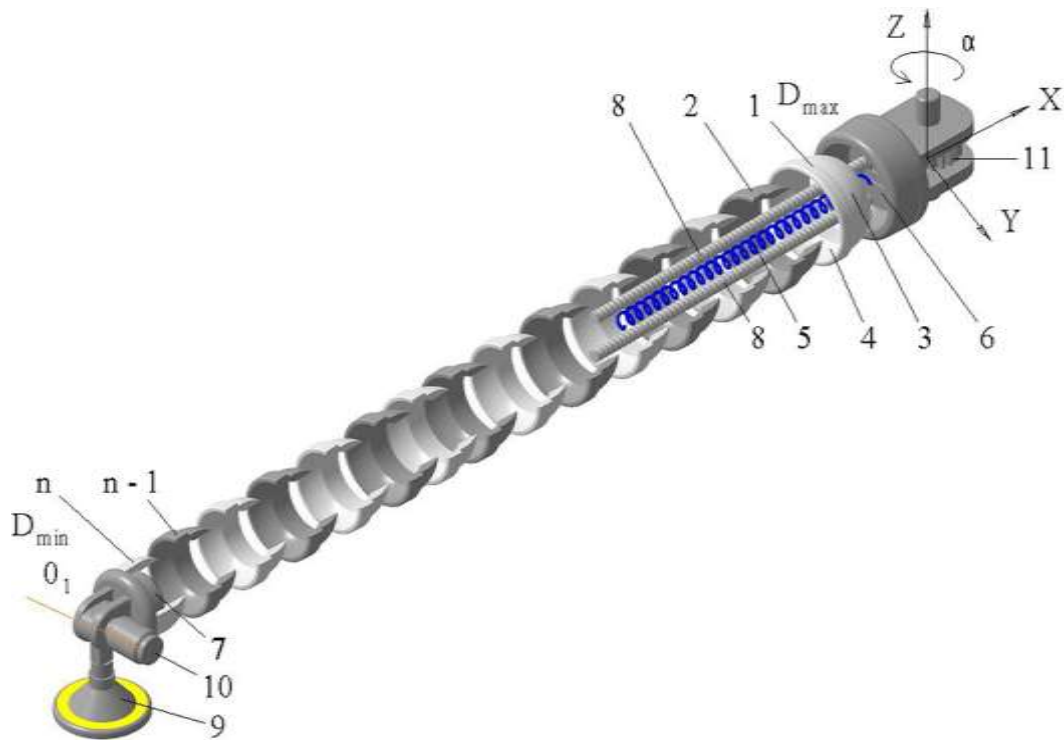


Рис. 4.5. Педіпулятор мобільного робота у вигляді вибух-схеми (кільця від 1-го до «n» умовно рознесені і показані в перетині 1/4 їх об'єму)

Кожна нога робота виконана у вигляді набору кілець від 1, 2 (Рис. 4.6) до передостаннього «n-1» й останнього «n». Кожне кільце в поздовжньому перетині має форму усіченого конуса і в зібраному (робочому) стані кільця контактують між собою по сферичних зовнішніх 3 і внутрішніх 4 поверхнях. Причому всі кільця стягнуті пружним елементом розтягання (пружиною) 5, розташованим по їхній вісі та шарнірно закріпленому на замикаючих набір кілець втулках 6 і 7. Усередині кілець установлені гофровані гнучкі трубопроводи 8, кожен з яких перебуває під різним тиском газу або рідини.

Кількість гофрованих трубопроводів 8 становить, як мінімум, чотири, розташованих по два у кожній із взаємно перпендикулярних площинах ZX та

ХУ поперечного перерізу педіпулятора, тобто два трубопроводи 8 в площині ZX і два трубопроводи в площині ХУ (які умовно не показані). Причому, для збільшення поздовжньої жорсткості (тобто несучої здатності педіпулятора) набір кілець у поздовжньому перетині педіпулятора також має форму усіченого конуса, утвореного різницею діаметрів зазначених кілець при максимальному діаметрі $D_{\max}$ початкового кільця й мінімальному діаметру $D_{\min}$ останнього «п».

Завдяки тому, що педіпулятор робота виконано у вигляді набору кілець від 1-го до «п», що входять у контакт між собою по сферичних зовнішніх 3 і внутрішніх 4 поверхнях і стягнутих пружним елементом розтягання 5, розташованим по вісі кілець, кожен з педіпуляторів (див. далі) має можливість вигину в будь-якому з можливих напрямків довільної системи координат [3, 4].

Таке технічне рішення надає можливість різноманітної орієнтації виконавчих органів мобільного робота при виконанні будь-яких технологічних функцій і переміщенні по поверхні довільної топології. На рис. 4.6 показано 3D зображення (а) та фронтальна (б) проекція «вид А» ноги педіпулятора робота. Двигун 2, що закріплений на корпусі 1, через ведучу z_1 шестерню 3 та ведену z_2 шестерню 4 обертає ногу 5 крутним моментом M_p та швидкістю ω_p навколо вісі «0» захвату 6, що зчеплений з поверхнею переміщення робота.

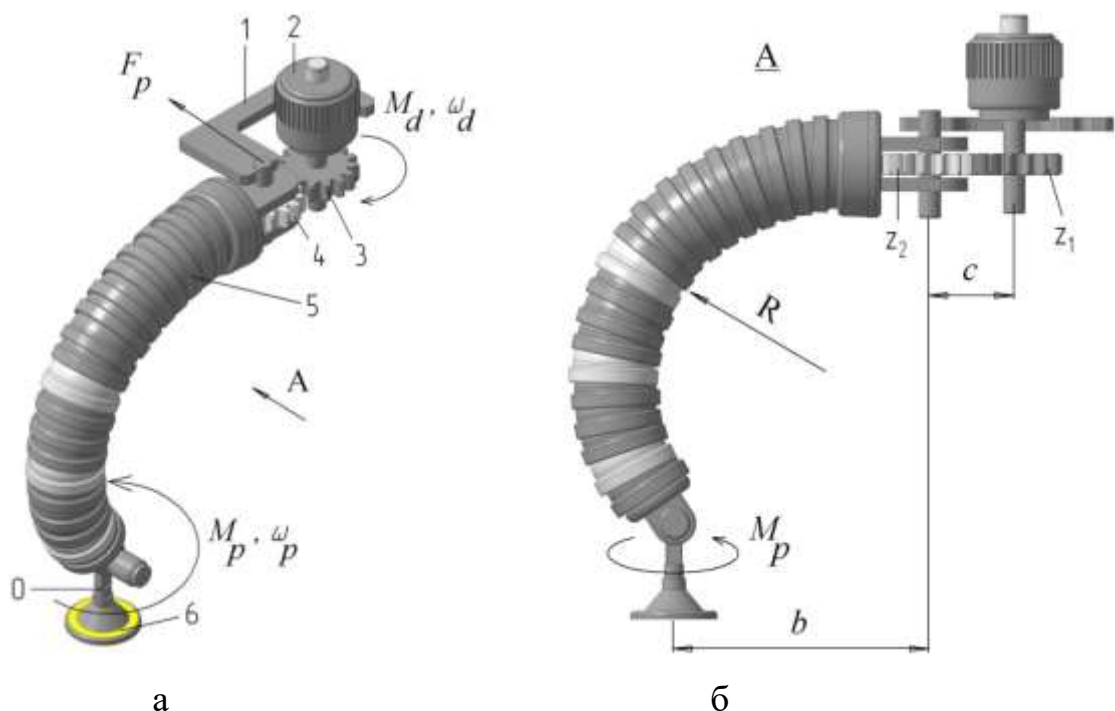


Рис. 4.6. Нога педіпулятора мобільного РДО

Таким чином мобільний робот рухається в напрямку рухомої сили F_p . На рис. 4.7. показано три можливих стана А, В, С вигину ноги педіпулятора, наприклад, в площині XZ.

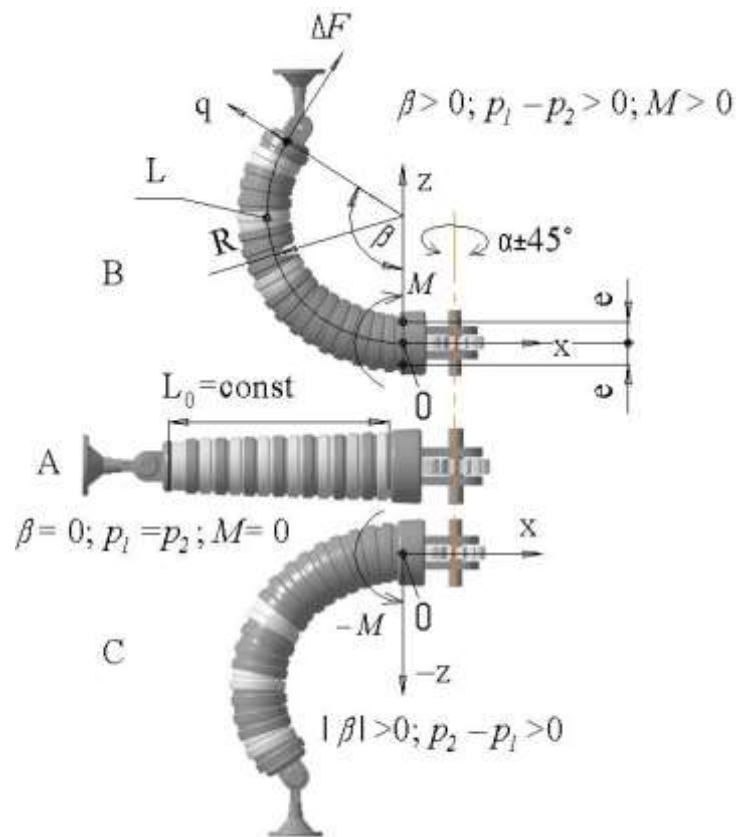


Рис. 4.7. Положення педіпуляторів залежно від різниці тиску $\Delta = p_1 - p_2$ в трубопроводах (поз. 8 на рис. 4.5): M – крутний момент; β – кут вигину; L_0 – довжина ноги робота.

Якщо масу корпуса робота можливо мінімізувати шляхом використання міцних легких матеріалів, то масу двигунів, що домінує в вазі робота, можна мінімізувати за рахунок знаходження або мінімально необхідної для руху робота потужності $N = M_p \omega_p$, Вт (де M_p – крутний момент, Н·м, що рухає; ω_p – кутова частота обертання ноги педіпулятора, 1/с), або за рахунок мінімізації крутного моменту M_p , що забезпечує рух. Потужність любого приводу на вході й виході однакова, змінюються момент і частота обертання з урахуванням передаточного відношення приводу робота.

Гофровані трубопроводи 1 і 2 (Рис. 4.8), що знаходяться під різним тиском газу або рідини (наприклад p_1, p_2 – відповідно тиск у нижньому 1 й

верхньому 2 трубопроводах, що знаходяться в одній площині) й установлені усередині кілець, за рахунок різниці тиску в них $\Delta = p_1 - p_2$ дозволяють здійснювати вигин, тобто привод орієнтації, у довільному напрямку відповідно до початку системи координат XZ.

Розглянемо стан, коли вигін ноги педіпулятора відбувається тільки в одній площині XZ, показаний на рис. 4.8 для двох станів «А» і «В». Кут вигину β є функція $\beta = f(p_1 - p_2)$ різниці тисків в трубопроводах, що лежать в одній площині. Цей самий ефект має місце в будь якій площині не тільки прямокутної Декартові системи координат, а й в сферичній (ангулярній) та циліндричній системі координат.

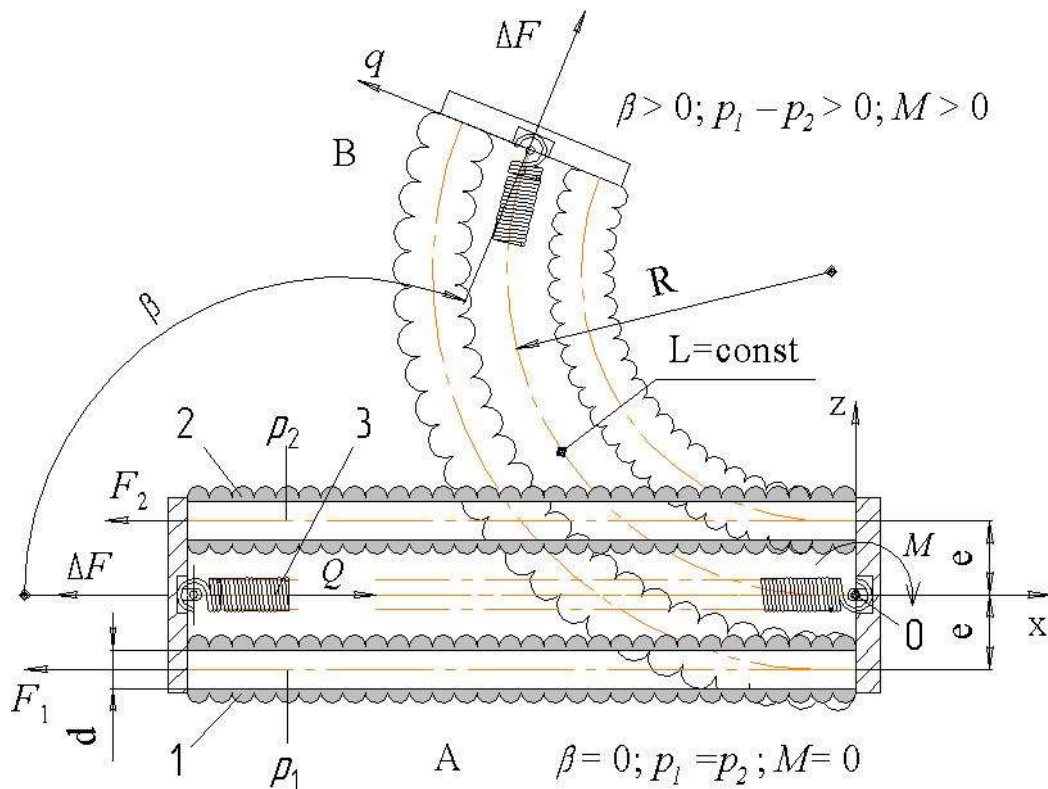


Рис. 4.8. Схема вигину гофрованих трубопроводів приводу робота:
1, 2 – трубопроводи; 3 – пружний елемент розтягання

З відомої формули довжина центральної дуги ноги: $L = \frac{\pi R \beta}{180}$ отримаємо:

$$R = \frac{180L}{\pi\beta}, \quad (4.1)$$

де: R – радіус вигину ноги по центральній його вісі; L – довжина дуги по центральній осі ноги педіпулятора; β – кут вигину. Одночасно L є довжиною пружного елементу 3, розташованого по осі ноги. Для забезпечення постійного контакту означених вище кілець необхідно, щоб $L = \text{const}$, а $\Delta F \leq Q$, де: ΔF – результуюча сила від різниці тисків $p_1 > p_2$; Q – сила пружини стягнення.

Різні тиски $p_1 > p_2$ в трубопроводах 1 і 2 створюють відповідні різні сили F_1, F_2 , що діють вздовж осі трубопроводів:

$$F_1 = Sp_1 = \frac{\pi d^2}{4} p_1; \quad F_2 = Sp_2 = \frac{\pi d^2}{4} p_2; \quad p_1 > p_2, \quad (4.2)$$

де: S, d – відповідно площа та внутрішній діаметр торцевої поверхні трубопроводу.

Крутний момент M вигину ноги педіпулятора відносно точки «0» початку системи координат XZ дорівнює:

$$M = (F_1 e - F_2 e) - qh = \frac{\pi d^2}{4} p_1 e - \frac{\pi d^2}{4} p_2 e - qh = \frac{\pi d^2}{4} e (p_1 - p_2) - qh, \quad (4.3)$$

де: e – ексцентриситет, тобто зміщення осі трубопроводу відносно осі X, завжди $e > 0$; q – поперечна сила вигину пружного елементу, що розташований по осі ноги педіпулятора; h – плече дії цієї сили відносно початку системи координат «0».

Коли $\beta = 90^\circ$ крутний момент M навколо точки «0» (див. Рис. 4.8) буде дорівнювати: $M = \Delta F \times R$, а з урахуванням формули (4.1) отримаємо:

$$M = \Delta F \frac{180L}{\pi\beta}, \quad (4.4)$$

враховуючи, що $\Delta F = (F_1 - F_2) = \frac{\pi d^2}{4} p_1 - \frac{\pi d^2}{4} p_2 = \frac{\pi d^2}{4} (p_1 - p_2)$, отримаємо залежність крутного моменту від різниці тисків і кута повороту ноги робота:

$$M = \frac{\pi d^2}{4} (p_1 - p_2) \frac{180L}{\pi\beta} = 45 \frac{d^2 L}{\beta} (p_1 - p_2) \quad (4.5)$$

Мобільний робот працює наступним чином. На (Рис. 4.3) зображене вихідне положення мобільного робота, коли, наприклад, захвати 9, але не крайніх пар підпуляторів 4, а таких само, тільки середньої (центральної) пари підпуляторів перебувають у стані зчеплення з поверхнею переміщення. Захвати 9 крайніх пар підпуляторів 4 відключені від зчеплення з поверхнею переміщення. По команді контролера відповідно до схеми модуля керування (Рис. 4.9) у гофрованих трубопроводах 20 й 21 (Рис. 4.4), що перебувають в одній вертикальній площині (у цей момент для центральних підпуляторів, створюється різний тиск рідини (наприклад, машинного мастила). Рідина подається через канали 26 й 27, гідравлічні розподільники 28, відповідні регулятори тиску 29, дроселі 30 насосом 31 з бака 32.

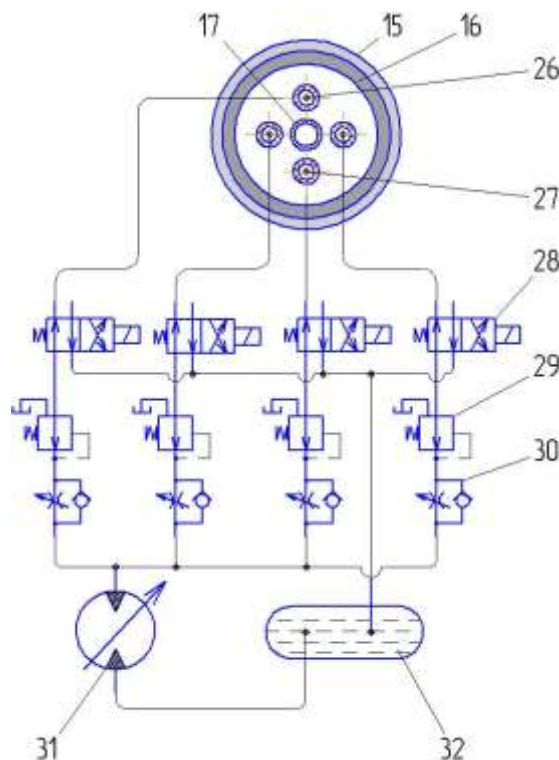


Рис. 4.9. Принципова схема модуля автоматизованого керування мобільним РДО

При створенні більшого тиску в гофрованому в верхньому трубопроводі ніж у нижньому виникає різниця крутних моментів у точках їх кріплення. Як наслідок відбувається вигин центральних підпуляторів у вертикальній площині за рахунок відповідної деформації зазначених трубопроводів і повороту всіх кілець підпулятора по сферичних поверхнях на кожному кільці. В

наслідок зазначених дій відбувається підйом платформи робота над поверхнею переміщення. Далі включаються двигуни крайніх пар педіпуляторів і через трансмісію зубчастих коліс здійснюється поворот крайніх педіпуляторів на деякий заданий через контролер програмою керування кут. Після чого, аналогічно описаному вище процесу створюється різний тиск у гофрованих трубопроводах, але тепер уже в крайніх педіпуляторах, що приводить до їхнього вигину пропорційно зазначеної різниці тисків. Включається зчеплення захватів з поверхнею переміщення крайніх пар педіпуляторів і відключається зчеплення захватів центральних педіпуляторів. Останні за допомогою такої ж трансмісії, як вказана вище, роблять поворот на наступний кут. У підсумку платформі робота повідомляється один крок переміщення. Далі цикл переміщення крокуючого робота повторюється.

Однак, при зміні топології поверхні переміщення або зміни орієнтації мобільного робота відповідно до програми керування, реалізованої контролером, створюються різноманітні комбінації різниці тисків у гофрованих трубопроводах, як у вертикальній, так й у горизонтальній площинах поздовжнього перетину кожного із шести педіпуляторів. Комбінації різниць тиску в гофрованих трубопроводах можуть бути різноманітними згідно топології поверхні переміщення робота [122, 123].

Таким чином, завдяки виконанню педіпуляторів мобільного робота у вигляді набору кілець, що входять у контакт між собою по сферичних поверхнях, і стягнутих пружним елементом, гофровані трубопроводи, які перебувають під різним тиском газу або рідини, надається можливість досягти довільної орієнтації крокуючого мобільного робота в різних робочих просторах: прямокутної Декартові, сферичної (ангулярної) та циліндричної систем координат. Що в сукупності забезпечує розширення технологічних можливостей [124].

Розроблене технічне рішення не обмежується описаними й показаними на графічних зображеннях варіантами реалізації, але може бити змінено, модифіковано й доповнено на основі викладеного опису. Так, наприклад,

привод робота може мати й інші виконання та різну кількість педіпуляторів (але не менше двох). Також можливі інші реалізації гофрованих трубопроводів чи пружного елемента, що стягує кільця в пакет, але обов'язково кількість перших повинна бути не менше чотирьох, тобто по два в кожній площині перегину педіпулятора. Також використання газу (стислого повітря) чи рідини в створенні різного тиску в вказаних трубопроводах, тобто застосування пневматичної чи гідравлічної системи, визначається несучою здатністю та технологічним призначенням крокуючого робота.

4.3. Визначення положення площини вигину педіпуляторів робота

Для автоматизованого керування роботом у просторі необхідно мати аналітичні залежності координат положення площини вигину кожного педіпулятора. Для визначення цих координат виберемо початок у Декартові системи координат $Oxuz$ у місці кріплення педіпулятора до корпусу робота. Вісь Ox направимо вздовж осі ще не деформованого педіпулятора, а вісь Oz вертикально вгору. Вважаємо, що є чотири трубопроводи, два з яких розміщені у вертикальній площині (у верхньому діє тиск p_1 , а у нижньому p_2) і два інших – у горизонтальній площині (у правому діє тиск p_3 , а у лівому тиск p_4). Внаслідок дії цих тисків виникають сили

$$F_1 = p_1 \frac{\pi d^2}{4}; F_2 = p_2 \frac{\pi d^2}{4}; F_3 = p_3 \frac{\pi d^2}{4}; F_4 = p_4 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (4.6)$$

де d – діаметр гофрованих трубопроводів.

Оскільки осі трубопроводів зміщені відносно осі педіпулятора на величину ексцентриситету e , то виникають вигинаючі моменти

$$M_1 = \frac{\pi d^2}{4}(p_1 - p_2)e; \quad M_2 = \frac{\pi d^2}{4}(p_3 - p_4)e. \quad (4.7)$$

Ці моменти обертають педіпулятор робота у різних площинах, а тому доцільно розглядати їх як вектори. Вектор $\vec{M}_1$ напрямлений вздовж осі Oy , а вектор $\vec{M}_2$

має напрям протилежний до осі Oz . Тоді сумарний згинальний момент дорівнює геометричній сумі цих двох моментів

$$\vec{M} = \vec{M}_1 + \vec{M}_2 . \quad (4.8)$$

Оскільки вектори $\vec{M}_1, \vec{M}_2$ взаємно перпендикулярні, то модуль сумарного вектора складе:

$$M = |\vec{M}| = \sqrt{(\vec{M}_1)^2 + (\vec{M}_2)^2} = \frac{\pi d^2}{4} e \sqrt{(p_1 - p_2)^2 + (p_3 - p_4)^2} , \quad (4.9)$$

а його напрям утворює з віссю Oz кут β , причому

$$\cos \beta = \frac{M_2}{M} = \frac{p_3 - p_4}{\sqrt{(p_1 - p_2)^2 + (p_3 - p_4)^2}} . \quad (4.10)$$

Звідси знаходимо кут β вигину ніг педіпуляторів, що визначає положення мобільного робота у технологічному просторі довільної орієнтації:

$$\beta = \arccos \left(\frac{p_3 - p_4}{\sqrt{(p_1 - p_2)^2 + (p_3 - p_4)^2}} \right); \quad 0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ; \quad 0 \leq \beta \leq \pi . \quad (4.11)$$

Педіпулятор згинається у площині перпендикулярній до вектора сумарного моменту $\vec{M}$. Двогранний кут між цією площиною і координатною площиною Oxy дорівнює β . Рівняння площини, у якій згинається педіпулятор, має вигляд

$$\frac{M_1}{M} y - \frac{M_2}{M} z = 0 ,$$

або, після підстановки виразів для моментів отримаємо залежність координат

$$z = \frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4} y . \quad (4.12)$$

Звідси одержуємо ще одну формулу для знаходження кута вигину β ноги

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4} . \quad (4.13)$$

Отже остаточно отримаємо вираз для обчислення кута β вигину педіпулятора залежно від різниці тисків в гофрованих трубопроводах обох площин:

$$\begin{aligned}\beta &= \arctg\left(\frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4}\right); & p_3 > p_4 \\ \beta &= \pi + \arctg\left(\frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4}\right); & p_3 < p_4\end{aligned}\quad (4.14)$$

При $p_1 > p_2$ педіпулятор згинається випуклістю вгору, а при $p_1 < p_2$ згинається випуклістю вниз. Якщо задана площина, у якій повинен згинатися педіпулятор, тобто відомий кут β , то можна підібрати один з тисків (наприклад p_3), який забезпечить виконання цієї умови. З формули (4.13) знаходимо

$$p_3 = p_4 + \frac{p_1 - p_2}{\operatorname{tg} \beta} \quad (4.15)$$

Якщо, наприклад, педіпулятор довжиною L згинається по дузі кола радіуса R у заданій площині (відомий кут β), то шукані рівняння осі педіпулятора у нерухомій системі координат матиме вигляд

$$\begin{cases} x = R \sin \varphi; \\ y = (R \cos \varphi - R) \cos \beta; \\ z = (R \cos \varphi - R) \sin \beta \end{cases} \quad 0 \leq \varphi \leq \frac{L}{R} \quad (4.16)$$

Наприклад, на рис. 4.10 показано згин осі педіпулятора, а на рис. 4.11 відображені площини згину осі педіпулятора при різних значеннях кута β .

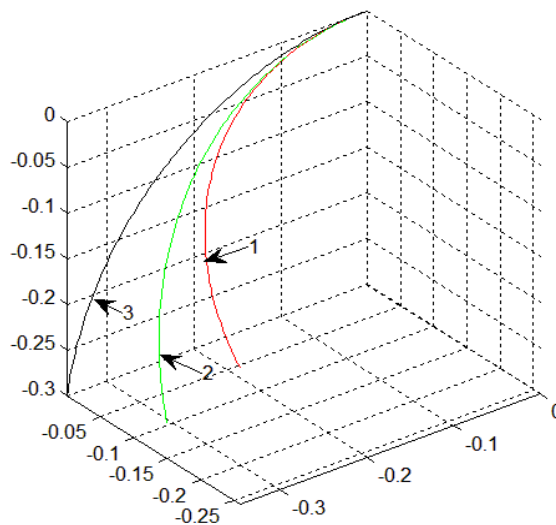


Рис.4.10. Згин осі педіпулятора при різних значеннях кута β
1) $\beta=30^\circ$; 2) $\beta=60^\circ$; 3) $\beta=90^\circ$

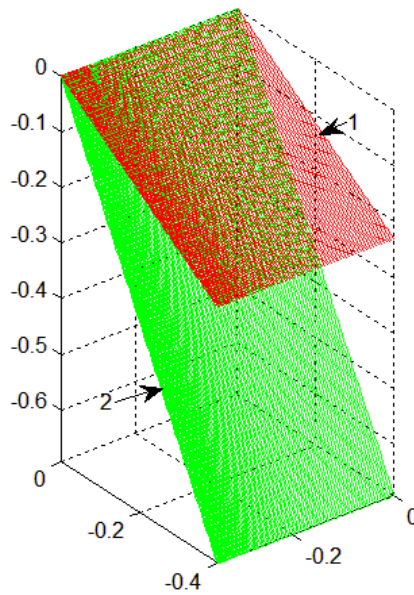


Рис.4.11. Площини згину осі педіпулятора при різних значеннях кута β
1) $\beta=30^\circ$; 2) $\beta=60^\circ$

Таким чином, отримання вище наведених залежностей між чинниками, що визначають положення педіпуляторів, а саме: кутами вигони ніг робота, різницями тиску в гофрованих трубопроводах, моментами та силами, а також координатами площин, надає можливість автоматичного керування орієнтацією мобільного РДО у технологічному просторі довільної орієнтації.

4.4. Динамічна модель мобільного РДО за 2-м принципом синтезу

Для визначення впливу параметрів мобільного РДО на динаміку його переміщення та мінімізації енергетичних затрат на переміщення робота з заданою середньою швидкістю V_o , руху робота на різних етапах переміщення знову застосуємо диференціальні рівняння Лагранжа II-го роду. З урахуванням виразу (3.1) кінетична енергія T_k корпусу і двох вільних ніг, які також рухаються поступально разом з корпусом, складе

$$T_k = \frac{(m + 2m_1)V^2}{2}, \quad (4.17)$$

де m – маса корпусу робота; m_1 – маса одного педіпулятора.

Вважаємо, що маса кожної ноги m_1 рівномірно розподілена вздовж педіпулятора. Опорна нога обертається з кутовою швидкістю $\dot{\beta}_1$ навколо осі, яка проходить через точку зчеплення захвату робота з поверхнею переміщення перпендикулярно до опорної площини. Цю кутову швидкість можна виразити через лінійну швидкість корпусу робота

$$\dot{\beta}_1 = \frac{V}{R \sin \beta} = \frac{V \beta}{L \sin \beta} \quad (4.18)$$

де β – кут вигину педіпулятора; $R=L/\beta$ – радіус вигину; L – довжина педіпулятора мобільного робота.

Тоді швидкість довільної точки ноги, яка знаходиться від осі обертання на віддалі $y = R \sin \beta - R \sin \varphi$ можна подати так

$$V_1 = \dot{\beta}_1 y = \frac{V \beta}{L \sin \beta} (R \sin \beta - R \sin \varphi) = \frac{V}{\sin \beta} (\sin \beta - \sin \varphi), \quad (4.19)$$

де φ – змінний кут $0 \leq \varphi \leq \beta$ між проекцією ноги і віссю корпусу робота.

Обчислимо кінетичну енергію опорної ноги робота, тобто педіпулятора, який у даний момент часу зчеплений з поверхнею переміщення робота

$$T_1 = \frac{1}{2} \int (V_1^2) dm_1. \quad (4.20)$$

Підставляємо у формулу (4.20) вираз швидкості V_1 і $dm_1 = m_1 R d\varphi / L = m_1 d\varphi / \beta$

$$T_1 = \frac{m_1 V^2}{2\beta \sin^2(\beta)} \int_0^\beta (\sin \beta - \sin \varphi)^2 d\varphi$$

та виконуємо інтегрування

$$T_1 = \frac{m_1 V^2}{2} U(\beta), \quad (4.21)$$

$$\text{де } U(\beta) = \frac{1}{2\beta \sin^2(\beta)} (2\beta \sin^2 \beta + 3\sin \beta \cos \beta - 4\sin \beta + \beta). \quad (4.21, a)$$

Тоді повна кінетична енергія T мобільного робота дорівнює

$$T = T_k + 2T_1 = \frac{(m + 2m_1) V^2}{2} + m_1 V^2 U(\beta). \quad (4.22)$$

Під час руху робота кут β вигину педипулятора змінюється і залежить від переміщення s_4 , а саме: $R \sin \beta = \sqrt{(R_o \sin \beta_o \sin \alpha)^2 + (R_o \sin \beta_o \cos \alpha - s)^2}$

$$\text{або} \quad \frac{\sin \beta}{\beta} = \frac{1}{L} \sqrt{a_1^2 + (a-s)^2} \quad (4.23)$$

де β_o – початкове значення кута β при $s=0$; $R_o=L/\beta_o$; $R=L/\beta$; $a = R_o \sin \beta_o \cos \alpha$; $a_1 = R_o \sin \beta_o \sin \alpha$; α – кут між віссю корпусу і площиною вигину педипулятора у початковому положенні.

Кут повороту ноги під час руху змінюється у межах від $-(90^\circ-\alpha)$ до $(90^\circ-\alpha)$.

Підставляємо у (4.23) наближену рівність $\frac{\sin \beta}{\beta} \approx 1 - \frac{\beta^2}{6} + \frac{\beta^4}{120}$ і, розв'язавши

біквдратне рівняння, знаходимо кут β вигину педипулятора робота:

$$\beta = \sqrt{10 - \sqrt{100 - 120(1 - b_1)}}, \quad (4.24)$$

$$\text{де: } b_1 = \frac{1}{L} \sqrt{a_1^2 + (a-s)^2}; \quad 0 \leq s \leq 2a.$$

Знайдемо частинні похідні від кінетичної енергії, що входять у рівняння (3.1)

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} = \frac{\partial T}{\partial V} = 2(m + 2m_1)V + 2m_1 V U(\beta); \quad (4.25)$$

$$\frac{\partial T}{\partial q_1} = \frac{\partial T}{\partial s} = m_1 V^2 \frac{\partial U(\beta)}{\partial \beta} \frac{\partial \beta}{\partial s}. \quad (4.26)$$

На основі формул (4.21,а) і (4.23) знаходимо похідні, які входять у вираз рівнянь Лагранжа II-го роду (3.1):

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial \beta} &= \frac{(\sin \beta + \beta \cos \beta)(4 - 3 \cos \beta)}{2(\beta \sin \beta)^2} - \frac{\cos \beta}{(\sin \beta)^3} - \frac{3}{2\beta} \\ \frac{\partial \beta}{\partial s} &= \frac{(s-a)\beta^2}{(\beta \cos \beta - \sin \beta)b_1 L^2} \end{aligned} \quad (4.27)$$

Обчислимо ще повну похідну за часом:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial V} \right) = (2(m + 2m_1) + 2m_1 U(\beta)) \frac{dV}{dt} + 2m_1 V^2 \frac{\partial U(\beta)}{\partial \beta} \frac{\partial \beta}{\partial s}, \quad (4.28)$$

Узагальнені сили Q_{q_i} знаходимо за загальною формулою

$$Q_{q_i} = \frac{\delta A_{q_i}}{\delta_{q_i}}, \quad (4.29)$$

де δ_{q_i} – можливий приріст узагальненої координати; δA_{q_i} – можлива робота сил, що діють на мобільний робот, на відповідному можливому переміщенні.

У нашому випадку надамо можливий приріст δ_s переміщенню корпусу s . При переміщенні корпусу змінюється кут β вигину педіпулятора, корпус переміщається у вертикальному напрямку на величину h

$$h = (R - R \cos \beta) - (R_o - R_o \cos \beta_o) = L \left(\frac{1}{\beta} - \frac{\cos \beta}{\beta} \right) - L \left(\frac{1}{\beta_o} - \frac{\cos \beta_o}{\beta_o} \right). \quad (4.30)$$

Сила ваги P виконує роботу на можливому переміщенні δh

$$\delta A_p = -P \delta h = -(m + 2m_1)gL \left(\frac{\cos \beta - 1}{\beta^2} + \frac{\sin \beta}{\beta} \right) \frac{\partial \beta}{\partial s} \delta_s. \quad (4.31)$$

В опорній нозі педіпулятора виникає згинальний момент M_{32} , який обчислюється за формулою

$$M_{32} = E s_3 d^2 \left(\frac{e}{d} C (\beta e / L)^2 + A_s \frac{e}{d} (\beta e / L) + 4A_3 \frac{\beta t}{L} \right), \quad (4.32)$$

де: $C=0.0883$; $A_s=0.0064$; $A_3=0.015$; d – діаметр трубопроводу; e – ексцентриситет вісі трубопроводу відносно вісі педіпулятора; E – модуль Юнга; s_3 – товщина стінки трубопроводу, що знаходиться під тиском..

Цей момент виконує роботу на можливому приросту кута повороту $\delta \beta$

$$\delta A_M = -2M_{32} \delta \beta = -2M_{32} \frac{\partial \beta}{\partial s} \delta_s. \quad (4.33)$$

Рушійний момент M_d двигуна приводу робота виконує можливу роботу

$$\delta A_{M_d} = M_d \frac{\delta s}{r_1} \eta = M_d \frac{\delta s}{0.5m_z z_1} \eta. \quad (4.34)$$

де m_z – модуль зубчастої трансмісії робота; r_1 – радіус шестерні; z_1 – кількість зубів ведучої шестерні; η – коефіцієнт корисної дії приводу.

В шарнірній опорі ноги робота виникає момент опору від сил тертя по поверхні

$$M_f = (m + 4m_1)g\mu r_o, \quad (4.35)$$

де μ – зведений коефіцієнт тертя; r_o – радіус опори ноги робота. Цей момент виконує можливу роботу

$$\delta A_{M_f} = -M_f \frac{\delta s}{R \sin \beta} = -M_f \frac{\beta}{L \sin \beta} \delta s. \quad (4.36)$$

Сумуємо усі можливі роботи, використовуємо формулу (4.29) і отримуємо загальний вираз для обчислення узагальненої сили Q_s

$$Q_s = M_d \frac{\eta}{0.5m_z z_1} - (m + 2m_1)g L \left(\frac{\cos \beta - 1}{\beta^2} + \frac{\sin \beta}{\beta} \right) \frac{\partial \beta}{\partial s} - 2M_{\Sigma} \frac{\partial \beta}{\partial s} - M_f \frac{\beta}{L \sin \beta}. \quad (4.37)$$

Підставляємо знайдені вирази похідних та узагальненої сили у рівняння Лагранжа (3.1) і розв'язуємо його відносно похідної dV/dt . В результаті одержуємо диференціальні рівняння руху робота

$$\frac{dV}{dt} = \left(Q_s - m_1 V^2 \frac{\partial U(\beta)}{\partial \beta} \frac{\partial \beta}{\partial s} \right) \frac{1}{2((m + 2m_1) + m_1 U(\beta))}; \quad \frac{ds}{dt} = V; \quad 0 \leq s \leq 2a. \quad (4.38)$$

З метою економії енергії необхідно, щоб рушійний момент M_d був відмінний від нуля тільки на початковому етапі переміщення s_1 , далі робот рухається при вимкненому двигуні, тобто:

$$M_d = \begin{cases} \text{const} > 0; & 0 \leq s \leq s_1; \\ 0 & s_1 < s \leq 2a. \end{cases} \quad (4.39)$$

Тоді затрачена енергія $E_{\text{зам}}$ буде дорівнювати

$$E_{\text{зам}} = M_d \frac{s_1}{0.5m_z z_1 \eta}, \quad (4.40)$$

де η – коефіцієнт корисної дії.

При розв'язуванні диференціальних рівнянь (4.38) числовим методом, шляхом моделювання, необхідно досягти $\min(E_{\text{зам}})$ при умові, що середня швидкість дорівнює V_o , тобто загальний час переміщення t_k дорівнює $t_k = \frac{2a}{V_o}$.

Побудована динамічна модель мобільного РДО надає можливість досліджувати вплив конструктивно-технологічних параметрів педіпуляторів робота на динаміку його руху, а значить здійснювати цілеспрямоване керування

синтезом функціональних вузлів мобільних РДО, створених за вказаним вище 2-м принципом, що передбачає інтеграцію приводів, тобто скорочення їх чисельності з метою зменшення гравітаційного навантаження. В кінцевому підсумку останній ефект дозволяє підвищити надійність утримання мобільного РДО на поверхні довільної орієнтації.

За результатами моделювання впливу параметрів робота на динаміку його переміщення отримані графоаналітичні залежності зміни величин переміщення, швидкості та кутів вигину педіпуляторів мобільного РДО. Зокрема, з графіків рис. 4.12 видно, що швидкість спочатку при дії рушійного моменту приводу робота стрімко зростає, а далі зменшується внаслідок витрати енергії на згин ноги педіпулятора і підймання корпусу. Потім швидкість знову дещо зростає, бо опорні ноги розпрямляються, а корпус робота опускається і, таким чином, вивільняється частина набутої енергії. Ілюстрація рис. 4.12 відповідає часу, коли нога педіпулятора повертається на кут 90° , тобто від (-45°) до 45° , при куті нахилу поверхні переміщення до обрію $\alpha = 45^\circ$.

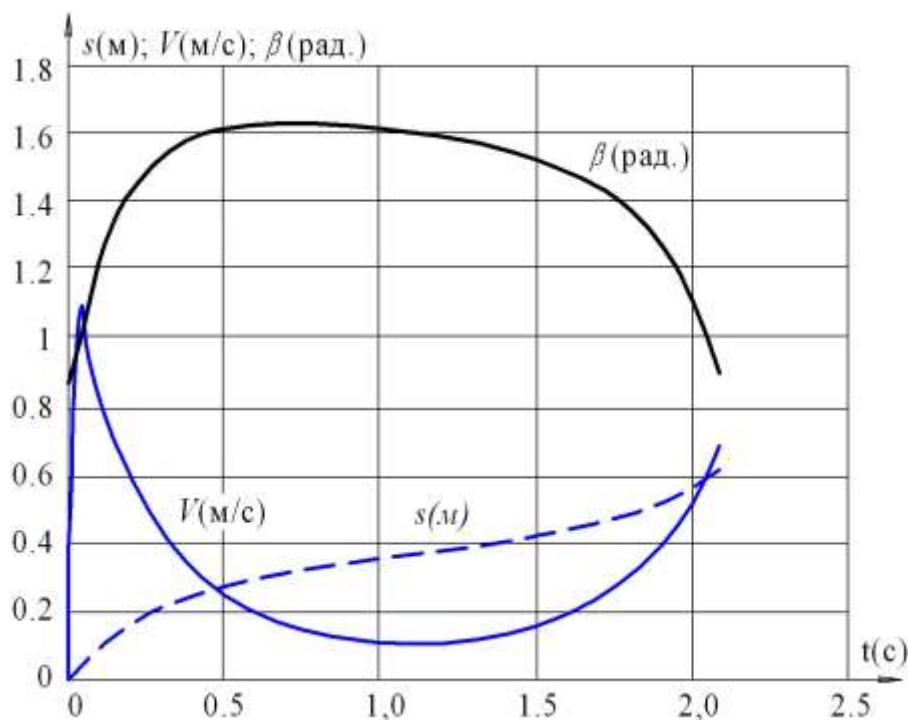


Рис.4.12. Зміна у часі переміщення, швидкості робота та кута вигину педіпулятора при $\beta_0 = 50^\circ$; $\alpha = 45^\circ$ – куті нахилу поверхні переміщення до обрію

Коли нога педіпулятора повертається на кут 60° , тобто від (-30°) до 30° , що ілюструє графік рис. 4.13, то характер динаміки руху не змінюється, але суттєво змінюються у часі значення переміщення $s(\text{м})$, швидкості $V(\text{м/с})$ робота та кута β (рад) вигину центральної осі педіпулятора, що й визначає положення мобільного робота у технологічному просторі.

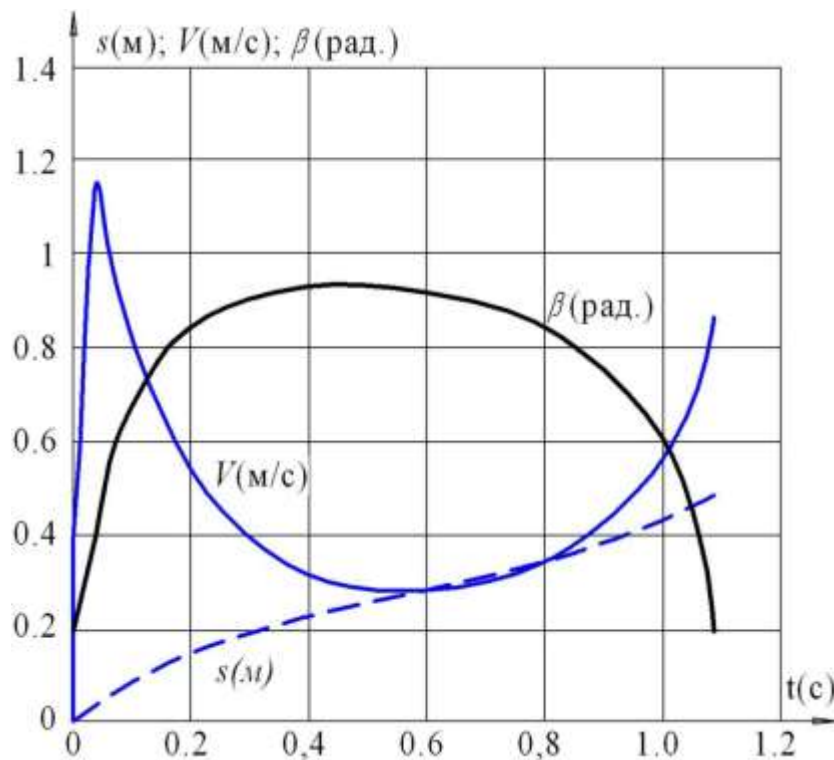


Рис. 4.13. Зміна у часі переміщення, швидкості робота та кута вигину педіпулятора при $\beta_0=10^\circ$ і $\alpha=60^\circ$.

Викладені результати моделювання необхідно враховувати при розробці програмно-апаратного забезпечення для автоматизованого керування мобільними РДО.

4.5. Оптимізація параметрів мобільного РДО з інтегрованими приводами

На відміну від попереднього рішення задачі багатокритеріальної оптимізації параметрів мобільного робота, як двох рівної технічної системи, на цей раз здійснимо вирішення вказаної задачі з урахуванням не тільки

гравітаційного, а ще й *технологічного* навантаження мобільного робота при виконанні силових технологічних операцій. Для узагальнення отриманих рішень абстрагуємо силове навантаження, як реакцію N на будь яке технологічне навантаження. Такий підхід дозволить не звужувати дослідження в межах виконання конкретних технологічних операцій, наприклад, таких як свердління, клепка, різання металоконструкцій, встановлення монтажних дюбелів та т.п. силових операцій. Тоді, у разі виникнення потреби оптимізації параметрів РДО з відображенням режимів конкретної із зазначених операцій, легко можна виразити реакцію N у вигляді відомих формул зусиль силових технологічних операцій за виробничим призначенням.

За цільову функцію 1-го рівня приймемо силу Q – рівнодіючу силу захвату зчеплення робота з поверхнею переміщення, наприклад, вакуумного присосу, яку обчислюємо за формулою:

$$Q = \sqrt{Q_n^2 + Q_f^2} = \sqrt{Q_n^2 + (Q_n \mu)^2} = \sqrt{Q_n^2 (1 + \mu^2)}, \quad (4.41)$$

де: $Q_f = Q_n \mu$ – сила тертя; μ – коефіцієнт тертя; нормальна сила зчеплення Q_n з поверхнею переміщення довільної орієнтації у просторі, як і раніше, має вигляд:

$$Q_n = \frac{\pi d_0^2}{4} K_s (p_a K_a - p_v) K \quad (4.42)$$

Тоді цільова функція першого рівня буде мати вигляд:

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} K_s (p_a K_a - p_v) K \sqrt{1 + \mu^2} \rightarrow \max, \quad (4.43)$$

при обмеженнях: $(100 \leq d_0 \leq 150) 10^{-3}$

$$0,9 \leq K_s \leq 1$$

$$(20 \leq p_v \leq 50) \times 10^3$$

$$0,65 \leq K \leq 0,85$$

$$0,2 \leq \mu \leq 0,6.$$

де: $\Delta p = (p_a - p_v)$ – різниця тисків атмосферного та глибини вакууму; d_0 – діаметр зони вакуумування під присосом, (м); $\frac{\pi d_0^2}{4}$ – площа, обмежена внутрішнім контуром присосу (м^2); K_s – коефіцієнт зменшення площі присосу внаслідок деформації ущільнення; $p_a = 101 \times 10^3$ (Па) – атмосферний тиск; p_v (Па) – глибина вакууму всередині камери присосу; K_a – коефіцієнт, яким ураховують зміни атмосферного тиску ($K_a = 0,9$); K – коефіцієнт, яким ураховують приплив повітря в місці контакту ущільнення камери (присосу) з поверхнею переміщення робота; μ – коефіцієнт тертя присоса по поверхні зчеплення (змінюється залежно від стану поверхні переміщення).

Більш того, на цей раз, коли враховуємо технологічне навантаження, ведемо додаткове обмеження

$$\Delta p > \frac{mg}{k \frac{\pi d_0^2}{4}} \left(1 + \frac{w}{g} \right) \left(\frac{4h_i}{d_0} + 1 \right), \quad (4.44)$$

в котрому: $25 \leq m \leq 50$; $0,5 \leq w \leq 1,5$; $\kappa=4$ або $\kappa=6$, відповідно маса робота, прискорення руху та кількість ніг педіпуляторів робота; m – маса робота зі змінним технологічним вантажем; $g = 9,8$ м/с²; κ – кількість присосів ($\kappa=4$ або $\kappa=6$); w – прискорення руху робота, м/с² (воно, як вище вказано, різне залежно від ділянки поверхні пересування); h_i – відстань від центра ваги робота до вісі захвату для зчеплення робота з поверхнею переміщення, (м);

$$h_{\max} = a + b = a + R \sin \beta = a + L \frac{\sin \beta}{\beta}.$$

Додаткове обмеження (4.44), враховує, по-перше, нерівномірність тиску в присосі по периметру його діаметру, по-друге, силу інерції руху робота.

Для знаходження оптимального значення цільової функції (4.43) знайдемо частинні похідні по кожній незалежній змінній:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial Q}{\partial K} &= \frac{\pi d^2}{4} K_S (p_a K_a - p_v) \sqrt{1 + \mu^2}; & \frac{\partial Q}{\partial d} &= \frac{\pi d}{2} K_S (p_a K_a - p_v) K \sqrt{1 + \mu^2}; \\
\frac{\partial Q}{\partial K_S} &= \frac{\pi d^2}{4} (p_a K_a - p_v) K \sqrt{1 + \mu^2}; & \frac{\partial Q}{\partial K_a} &= \frac{\pi d^2}{4} K_S (p_a - p_v) K \sqrt{1 + \mu^2}; \\
\frac{\partial Q}{\partial \mu} &= \frac{\pi d_0^2}{4} K_S (p_a K_a - p_v) K \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}}; & \frac{\partial Q}{\partial p_v} &= -\frac{\pi d^2}{4} K_S (p_a K_a) K \sqrt{1 + \mu^2}.
\end{aligned} \quad (4.45)$$

Жодна з похідних не дорівнює нулю ні в середині області значень змінних параметрів, ні на границі області, а тому цільова функція Q досягає екстремальних значень на границі області зміни параметрів. Перші п'ять похідних додатні, а тому цільова функція Q (4.42) зростає при зростанні відповідних змінних. Остання похідна від'ємна і функція Q зростає при зменшенні глибини вакууму всередині камери присосу. Отже максимальне і мінімальне значення цільової функції дорівнюють

$$\begin{aligned}
Q_{\max} &= \frac{\pi d_{\max}^2}{4} K_S^{\max} (p_a K_a^{\max} - p_v^{\min}) K_{\max} \sqrt{1 + \mu_{\max}^2}; \\
Q_{\min} &= \frac{\pi d_{\min}^2}{4} K_S^{\min} (p_a K_a^{\min} - p_v^{\max}) K_{\min} \sqrt{1 + \mu_{\min}^2}.
\end{aligned} \quad (4.46)$$

Тоді з додаткового обмеження (4.43) отримуємо залежність між можливими значеннями маси робота і його лінійним прискоренням під час руху

$$m \left(1 + \frac{w}{g} \right) < (p_a - p_v^{\min}) k \frac{\pi (d_0^{\max})^2}{4} \frac{d_0^{\max}}{g(4h_i + d_0^{\max})}. \quad (4.47)$$

На основі (4.45) побудовано графік (рис.4.14), що обмежує масу робота залежно від значення прискорення його руху. Наприклад, при прискоренні $w=1\text{м/с}^2$ для надійного утримання мобільного РДО на поверхні маса робота не повинна перевищувати значення $m < 395,92$ (Н) і т.д. При цьому за формулами (4.44) обчислюємо максимальне та мінімальне значення сили Q зчеплення мобільного РДО з поверхнею переміщення: $Q_{\max}=1270,2(\text{Н})$; $Q_{\min}=191,64(\text{Н})$.

У разі використання іншого типу захватів мобільного робота для зчеплення з поверхнею переміщення довільної орієнтації, наприклад механічних, електромагнітних чи інших, слід замість функції (4.43) використовувати відповідні формули зусилля захватів робота, наприклад, що

надані у авторській монографії [8], але з обов'язковим врахування додаткового обмеження (4.44).

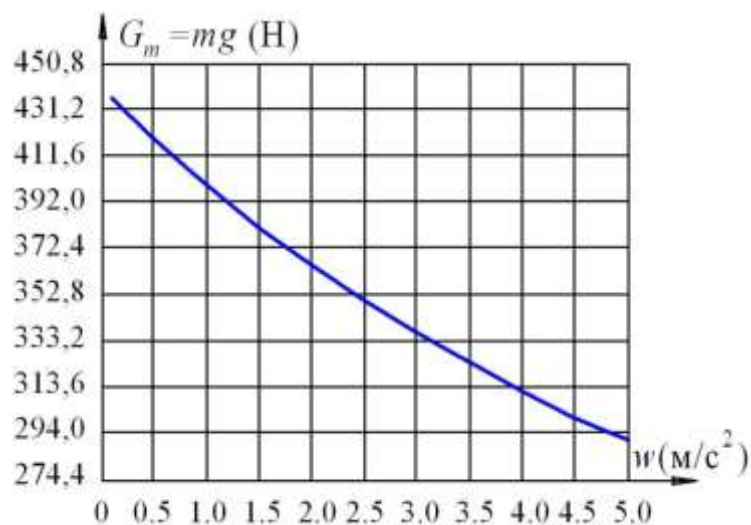


Рис.4.14. Графік залежності граничної сили ваги робота від прискорення

На другому рівні оптимізації здійснимо пошук оптимального, тобто максимально припустимого значення *технологічної* реакції. На рис. 4.15 надано схему сил, що діють на мобільний робот під час виконання технологічної операції на довільно розташованій поверхні відносно обрію.

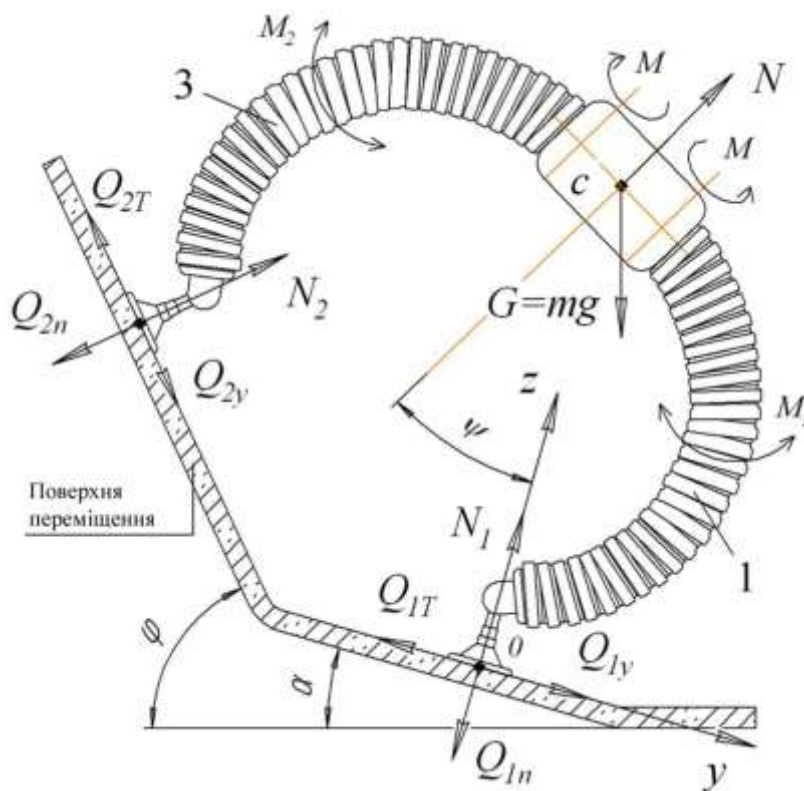


Рис. 4.15. Схема сил, діючих на мобільний робот на поверхні довільної орієнтації

Розглянемо робот у квазістатичному стані, припускаючи, що під час виконання силової технологічної операції він не рухається¹. Причому, пам'ятаючи, що педіпулятори робота працюють по парно та по діагоналі його корпусу, ускладнимо задачу припускаючи, що робот опирається на дві ноги. Вважаємо, що ліва задня нога «1» (Рис. 4.15) спирається на площину, яка нахилена до горизонтальної площини під кутом α , а права передня нога «3» спирається на площину, яка нахилена відповідно під кутом φ , причому лінія перетину цих площин горизонтальна. Вісь симетрії робота утворює з першою площиною кут ψ . Виберемо початок системи координат $Oxyz$ у точці контакту ноги «1» з площиною, вісь Ox направимо паралельно до лінії перетину площин, вісь Oz перпендикулярна до першої опорної площини, вісь Oy перпендикулярна до двох попередніх осей. На робот діють такі сили: сила ваги $G = mg$, прикладена у центрі ваги і напрямлена вертикально вниз; технологічна реакція N , прикладена у центрі ваги і напрямлена перпендикулярно до площини робота; сили зчеплення Q_{1n} і Q_{2n} ніг з відповідними площинами, напрямлені по нормалях до площин; нормальні реакції N_1 і N_2 , напрямлені протилежно до сил зчеплення з поверхнею переміщення робота; сили тертя Q_{1T} і Q_{2T} , які лежать у відповідних площинах. Оскільки невідома ні величина цих сил, ні їх напрям, то кожен з них розкладемо на дві складові $Q_{1T}(Q_{1x}, Q_{1y})$, $Q_{2T}(Q_{2x}, Q_{2y})$, одна з яких паралельна до вісі Ox , а друга перпендикулярна до цієї вісі і лежить у відповідній площині.

Оскільки зовнішнє навантаження лежить у площинах паралельних до координатної площини Oyz , то і реакції будуть лежати у цих же площинах, тобто складові паралельні до вісі Ox дорівнюють нулю ($Q_{1x}=0$ і $Q_{2x}=0$). Робот, під дією цієї просторової системи сил (див. Рис. 4.15), перебуває у рівновазі, а тому повинні виконуватись чотири умов рівноваги: алгебраїчна сума проєкцій усіх сил на координатні осі дорівнює нулю, а саме:

¹ Слід зауважити, що метод статки припустимий також у випадках руху технічної системи при досить низьких швидкостях, тобто коли квазістатичний стан системи близький до стану рівноваги.

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; Q_{1y} + Q_{2y} \cos(\varphi - \alpha) - N \sin \psi + (Q_{2n} - N_2) \sin(\varphi - \alpha) - G \sin \alpha = 0; \quad (4.46)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0; N_1 - Q_{1n} + Q_{2y} \sin(\varphi - \alpha) + N \cos \psi - (Q_{2n} - N_2) \cos(\varphi - \alpha) - G \cos \alpha = 0$$

і алгебраїчна сума моментів усіх сил відносно координатних осей також повинна дорівнювати нулю:

$$\sum_{i=1}^n M_{ix} = 0;$$

$$(N_2 - Q_{2n}) \cos(\varphi - \alpha) y_2 + (N_2 - Q_{2n}) \sin(\varphi - \alpha) z_2 - Q_{2y} \cos(\varphi - \alpha) z_2 + Q_{2y} \sin(\varphi - \alpha) y_2 - G \cos \alpha y_c + G \sin \alpha z_c + N \cos \psi y_c + N \sin \psi z_c = 0; \quad (4.47)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iz} = 0; (Q_{2n} - N_2) \sin(\varphi - \alpha) x_2 - G \sin \alpha x_c - N \sin \psi x_c + Q_{2y} \cos(\varphi - \alpha) x_2 = 0,$$

де x_2, y_2, z_2 – координати точки контакту з площиною другої ноги; x_c, y_c, z_c координати центру ваги робота.

З системи рівнянь (4.47) спочатку знаходимо реакції N_2 і Q_{2y} :

$$N_2 = Q_2 + a_3 G - b_3 N; \quad Q_{2y} = d_3 G + h_3 N, \quad (4.48)$$

де позначено: $a_1 = y_2 \cos(\varphi - \alpha) + z_2 \sin(\varphi - \alpha); a_2 = -x_2 \sin(\varphi - \alpha);$

$$h_1 = y_c \cos \psi + z_c \sin \psi; b_1 = y_2 \sin(\varphi - \alpha) - z_2 \cos(\varphi - \alpha);$$

$$d_1 = y_c \cos \alpha - z_c \sin \alpha; b_2 = x_2 \cos(\varphi - \alpha); d_2 = x_c \sin \alpha; h_2 = x_c \sin \psi;$$

$$\Delta = a_1 b_2 - b_1 a_2; a_3 = \frac{d_1 b_2 - b_1 d_2}{\Delta}; d_3 = \frac{d_2 a_1 - d_1 a_2}{\Delta}; h_3 = \frac{h_2 a_1 + a_2 h_1}{\Delta}; b_3 = \frac{b_2 h_1 + b_1 h_2}{\Delta}$$

Потім, з системи рівнянь (4.46), знаходимо інші невідомі реакції

$$N_1 = Q_1 + G a_4 - N h_4; \quad Q_{1y} = G h_5 + N h_6 \quad (4.49)$$

де позначено:

$$a_4 = \cos \alpha - a_3 \cos(\varphi - \alpha) - d_3 \sin(\varphi - \alpha); h_4 = \cos \psi - b_3 \cos(\varphi - \alpha) + h_3 \sin(\varphi - \alpha);$$

$$h_5 = \sin \alpha - d_3 \cos(\varphi - \alpha) + a_3 \sin(\varphi - \alpha); h_6 = \sin \psi - h_3 \cos(\varphi - \alpha) - b_3 \sin(\varphi - \alpha).$$

Сили тертя для кожної ноги не повинні перевищувати граничних значень, а нормальні реакції додатні, тобто

$$\begin{aligned} Q_{1y} &< \mu N_1; \quad N_1 > 0; \\ Q_{2y} &< \mu N_2; \quad N_2 > 0. \end{aligned} \quad (4.50)$$

Підставляємо у (4.50) вирази для реакцій і розв'язуємо нерівності відносно технологічної реакції N

$$\begin{aligned} N_1 > 0 &\Rightarrow N < \frac{Q_1 + Ga_4}{h_4}; \quad N_2 > 0 \Rightarrow N < \frac{Q_2 + Ga_3}{b_3}; \\ N &< \frac{\mu Q_2 + G(\mu a_3 - d_3)}{h_3 + \mu b_3}; \quad N < \frac{\mu Q_1 + G(\mu a_4 - h_5)}{h_6 + \mu h_4}. \end{aligned} \quad (4.51)$$

Серед значень N , обчислених за формулами (4.51) вибираємо найбільше, яке одночасно задовольняє усім нерівностям. Саме це значення технологічної реакції буде відображати максимально припустиме технологічне навантаження, наприклад, зусилля свердління, різання, клепки, установки монтажних дюбелів і т.п. силових технологічних операцій. Як зазначено вище, представлення будь якого технологічного навантаження у вигляді технологічної реакції не обмежує розроблену модель вузько спеціальними технологічними операціями, а узагальнює результати досліджень, аналіз котрих надано в підрозділі 4.5.

4.5.1. Визначення координат центра ваги робота

Для здійснення автоматизованого керування мобільним РДО необхідно мати аналітичні залежності, що визначають положення робота у технологічному просторі довільної орієнтації, тобто вирази для визначення координат центра ваги робота та координат точок опор педіпуляторів робота, пошук яких здійснено наступним чином.

Нехай точка опори задньої ноги (див. Рис. 4.15), віддалена від лінії перетину площин на величину a_{11} . Тоді за теоремою косинусів можна знайти відстань a_{22} точки опори передньої ноги від цієї ж лінії

$$a_{11}^2 + a_{22}^2 + 2a_{11}a_{22} \cos(\varphi - \alpha) = (2a)^2, \quad (4.52)$$

де a – відстань вздовж осі робота від центру ваги до кріплення педіпулятора.

З рівності (4.52) знаходимо

$$a_{22} = \sqrt{4a^2 - a_{11}^2 \sin^2(\varphi - \alpha)} - a_{11} \cos(\varphi - \alpha) . \quad (4.53)$$

Отже, координати точки опори передньої ноги відносно вибраної системи відліку будуть мати наступні вирази:

$$x_2 = 2R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ + 2b_1; y_2 = a_{11} + a_{22} \cos(\varphi - \alpha); z_2 = a_{22} \sin(\varphi - \alpha), \quad (4.54)$$

де $2b_1$ – ширина робота у місці кріплення ніг; β_0 – початковий кут вигину ноги; початковий радіус вигину $R_0 = L/\beta_0$.

Кут ψ нахилу вісі робота до координатної площини обчислюємо за формулою

$$\psi = \arcsin \left(\frac{(a_{22} - R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ \operatorname{tg}(45^\circ - \varphi_1) \sin(\varphi - \alpha) + h(\cos(\varphi - \alpha) - 1))}{2a} \right), \quad (4.55)$$

де, під час руху кут φ_1 може змінюватись у межах $0 \leq \varphi_1 \leq 90^\circ$; $h = R - R \cos \beta$; $R = L/\beta$.

Кут вигину педіпуляторів робота β знаходимо з рівняння

$$\frac{\sin \beta}{\beta} = \frac{\sin \beta_0 \sin 45^\circ}{\beta_0 \cos(45^\circ - \varphi_1)}. \quad (4.56)$$

Точний розв'язок цього рівняння із трансцендентними функціями може бути наданий як наближений. Як відомо, функцію $\sin \beta$ можна розкласти в ряд, члени якого швидко зменшуються, а тому залишивши в ньому тільки три перші члени (що достатньо для промислової експлуатації робота) і одержавши біквдратне рівняння, знаходимо наближений розв'язок рівняння (4.58), яке визначає кут β вигину ніг робота:

$$\beta = \sqrt{10 - \sqrt{100 - 120 \left(1 - \frac{\sin \beta_0 \sin 45^\circ}{\beta_0 \cos(45^\circ - \varphi_1)} \right)}}. \quad (4.57)$$

Тепер можна визначити шукані координати центра ваги мобільного робота

$$\begin{aligned} x_c &= R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ + b_1; y_c = a \cos \psi - R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ \operatorname{tg}(45^\circ - \varphi_1); \\ z_c &= R(1 - \cos \beta) + a \sin \psi \end{aligned} \quad (4.58)$$

Отримання наведених вище виразів координат характерних точок переміщення мобільного РДО надає можливість програмування його положення у технологічному просторі довільної орієнтації.

4.5.2. Часткові випадки положення мобільного РДО у технологічному просторі

Заводські (наприклад, цеха заводів чи приміщення будівель) умови реальної експлуатації мобільних РДО можуть бути обмежені конкретним положенням мобільного РДО. Так, зокрема, можна розглянути три важливі часткові випадки:

1. Робот знаходиться на підлозі, коли кути (див. Рис. 4.15) $\varphi=0^\circ$, $\alpha=0^\circ$.
2. Робот знаходиться на стелі приміщення, тоді кути $\varphi=180^\circ$, $\alpha=180^\circ$.
3. Якщо робот знаходиться на вертикальній стіні, то кути $\varphi=90^\circ$, $\alpha=90^\circ$.

Очевидно, що при виконанні технологічної операції, більш ймовірне впирання робота на усі чотири ноги, тобто на усі педіпулятори. Тоді у загальному випадку виникають чотири нормальні реакції і чотири сили тертя, напрямки яких невідомі, тобто задача статично невизначена, тому що рівнянь рівноваги можна скласти 6, а невідомих фактично 12. Але задача буде статично визначеною, якщо припустити, що виконуються деякі умови, а саме:

1. При виконанні технологічної операції точки опор відповідних ніг розміщені симетрично до вертикальної площини симетрії робота.
2. Зовнішні сили Q , G , N лежать у цій площині або паралельні до неї.
3. Реакції у симетрично розміщених опорах однакові і також паралельні до площини симетрії.

Оскільки нас цікавить граничне (максимальне) значення технологічної реакції N , то припускаємо, що у одній з пар ніг (де менша нормальна реакції) сила тертя досягає граничного значення, тобто не допускає про ковзання ноги робота. У цьому випадку можна скласти три рівняння рівноваги, у які входять тільки три невідомих.

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \quad 2Q_{1y} + 2\mu N_2 \cos(\varphi - \alpha) - N \sin \psi + 2(Q_{2n} - N_2) \sin(\varphi - \alpha) - G \sin \alpha = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0; \quad 2N_1 - 2Q_{1n} + 2\mu N_2 \sin(\varphi - \alpha) + N \cos \psi - 2(Q_{2n} - N_2) \cos(\varphi - \alpha) - G \cos \alpha = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n M_{ix} = 0; \quad 2(N_2 - Q_{2n})(\cos(\varphi - \alpha)y_2 + \sin(\varphi - \alpha)z_2) - 2\mu N_2(\cos(\varphi - \alpha)z_2 - \sin(\varphi - \alpha)y_2) - G \cos \alpha y_c + G \sin \alpha z_c + N \cos \psi y_c + N \sin \psi z_c = 0. \quad (4.59)$$

З останнього рівняння знаходимо опорну реакцію N_2

$$N_2 = a_{12}Q_{2n} + b_{12}G - c_{12}N, \quad (4.60)$$

де позначено

$$\Delta_1 = 2(\cos(\varphi - \alpha)y_2 + \sin(\varphi - \alpha)z_2) - 2\mu(\cos(\varphi - \alpha)z_2 - \sin(\varphi - \alpha)y_2);$$

$$a_{12} = \frac{2(\cos(\varphi - \alpha)y_2 + \sin(\varphi - \alpha)z_2)}{\Delta_1}; \quad b_{12} = \frac{\cos \alpha y_c - \sin \alpha z_c}{\Delta_1}; \quad c_{12} = \frac{\cos \psi y_c + \sin \psi z_c}{\Delta_1}$$

Потім з перших двох рівнянь знаходимо силу тертя Q_{1y} і нормальну реакцію N_1

$$Q_{1y} = Q_{2n}(d_{12}a_{12} - \sin(\varphi - \alpha)) + G(d_{12}b_{12} + \frac{1}{2}\sin \alpha) - N(d_{12}c_{12} - \frac{1}{2}\sin \psi);$$

$$N_1 = Q_{1n} + Q_{2n}(h_{12}a_{12} + \cos(\varphi - \alpha)) + G(h_{12}b_{12} + \frac{1}{2}\cos \alpha) - N(h_{12}c_{12} + \frac{1}{2}\cos \psi), \quad (4.61)$$

де: $d_{12} = \sin(\varphi - \alpha) - \mu \cos(\varphi - \alpha); \quad h_{12} = -\mu \sin(\varphi - \alpha) - \cos(\varphi - \alpha).$

Реакція N_2 додатна, а тому максимальна величина технологічної реакції не повинна перевищувати певного значення:

$$N_2 > 0 \Rightarrow N < \frac{Q_{2n}a_{12} + Gb_{12}}{c_{12}}. \quad (4.62)$$

Крім того, сила тертя Q_{1y} не повинна перевищувати граничного значення:

$$Q_{1y} < \mu N_1 \Rightarrow N < \frac{\mu N_3 - Q_3}{\mu(h_{12}c_{12} + 0.5\cos \psi) - (d_{12}c_{12} - 0.5\sin \psi)}, \quad (4.63)$$

де: $N_3 = Q_{1n} + Q_{2n}(h_{12}a_{12} + \cos(\varphi - \alpha)) + G(h_{12}b_{12} + \frac{1}{2}\cos \alpha);$

$$Q_3 = Q_{2n}(d_{12}a_{12} - \sin(\varphi - \alpha)) + G(d_{12}b_{12} + \frac{1}{2}\sin \alpha).$$

Таким чином, для означених вище окремих випадків положення мобільного РДО необхідно здійснити наступне:

1. Якщо робот знаходиться на підлозі, то потрібно підставити у вище наведені формули $\varphi=0^\circ$, $\alpha=0^\circ$.
2. Якщо робот знаходиться на стелі, то потрібно підставити значення $\varphi=180^\circ$, $\alpha=180^\circ$.
3. Якщо робот знаходиться на вертикальній стінці, то потрібно підставити значення $\varphi=90^\circ$, $\alpha=90^\circ$.

4.6. Аналіз результатів оптимізації мобільного РДО, створеного за 2-м принципом синтезу

У підсумку, маючи можливість визначати всі сили, що діють на робот при виконанні виробничого завдання, можна визначити максимально припустиме технологічне навантаження, судячи з його реакції, не допускаючи при цьому проковзування ніг педипуляторів робота [див. вирази (4.62), (4.63)].

Моделювання поведінки мобільного робота при різних кутах нахилу до обрію й величини зчеплення захватів робота з поверхнею переміщення виконане при наступних обмеженнях: ваги робота $25 \leq m \leq 50$ (кг), відповідно $G=mg$; довжини педипулятора $L=0,5$ (м); ексцентриситету розміщення гофрованих трубопроводів $0,025 \leq e \leq 0,045$ (м) та відстані їх кріплення до корпусу робота $a=2b_1$; $b_1=R_0 \sin \beta$; центральному радіусі вигину педипуляторів $R_0=L/\beta_0$; $30^\circ \leq \beta_0 \leq 45^\circ$. Ці обмеження продиктовані промисловою доцільністю й параметрами проектного дослідного зразка робота. На рис. 4.16 показані графіки залежності технологічного навантаження від кута нахилу поверхні переміщення робота до обрію, коли всі його чотири ноги перебувають на одній поверхні. Криві 1 і 2 показують стан, коли задня й передня ноги не відриваються від поверхні переміщення, а крива 3 характеризує стан робота, коли він переміщається, але захвати його ніг не прослизують по поверхні руху. Усі три стани руху робота виключають можливість аварійної ситуації, тобто зриву робота з поверхні руху. Як видно із графіків, збільшення коефіцієнта

тертя захватів робота з поверхнею переміщення від значення $\mu = 0,2$ (а) до $\mu = 0,5$ (б), а саме на 150%, приводить до можливості підвищення мінімального технологічного навантаження N : від 350(N) до 770(N), тобто на 120%. Такий ефект свідчить про домінуючий вплив сили зчеплення на можливість підвищення технологічного навантаження робота при виконанні контактних силових операцій: різання, свердління, клепки, установки монтажних дюбелів і т.п. операцій на довільно орієнтованих поверхнях переміщення.

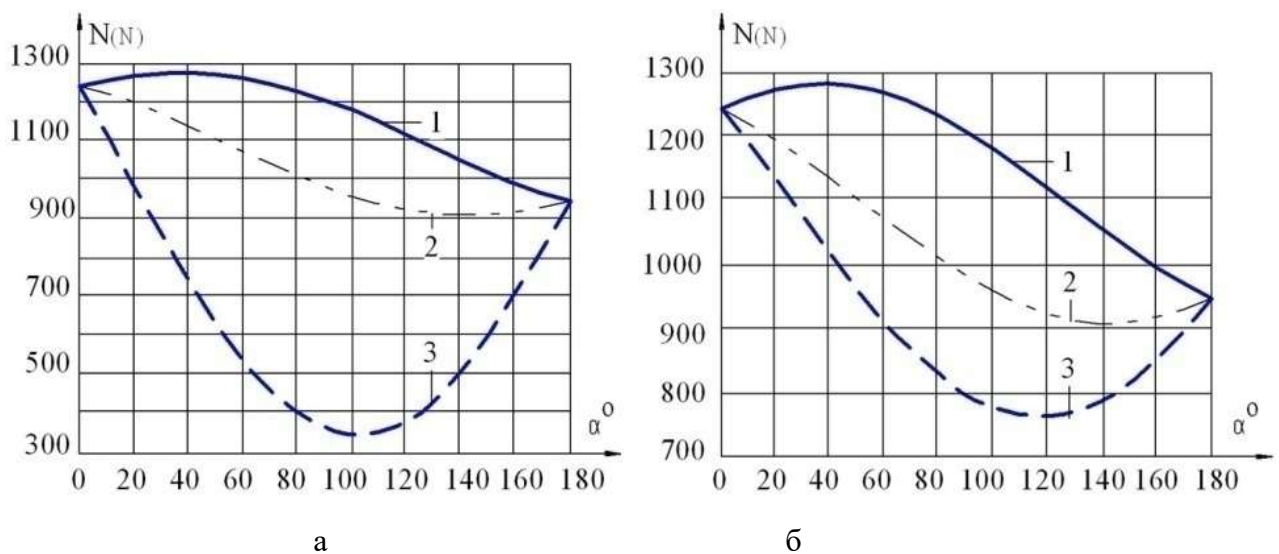


Рис. 4.16. Графіки зміни технологічної реакції $N = f(\alpha)$ залежно від кута α нахилу поверхні переміщення робота до обрію при коефіцієнті тертя захватів робота $\mu=0,2$ (а) і $\mu=0,5$ (б) при опорі на чотири ноги

На графіку рис. 4.17(а) показані залежності технологічного навантаження від кута нахилу поверхні переміщення робота, коли поверхні переміщення не тільки перебувають під кутом до обрію, але й самі ноги розташовані на різних поверхнях, зокрема під кутом $\varphi - \alpha = 30^\circ$. Тут спостерігається зближення станів по кривим (2) і (3), коли передня нога робота не відривається від поверхні переміщення, а задня нога, розташована по діагоналі корпусу робота, рухається без ковзання. Очевидно, що досягнення максимального технологічного навантаження відповідає стану кривій 1, коли робот не рухається.

Тому, можна рекомендувати використовувати робот у русі при виконанні операцій з малим навантаженням, наприклад таких, як відеоспостереження,

діагностика стану поверхонь споруджень гідравлічних електростанцій, моніторинг великих трубопроводів і різних шахт промислового призначення, а також для виконання таких технологічних операцій як нанесення спеціальних покриттів на об'єкти й зварювальних робіт. У той же час, виконання операцій з великим технологічним навантаженням, наприклад свердління, різання, клепка, установка монтажних дюбелів і т.п., слід проводити в стаціонарному стані мобільного робота.

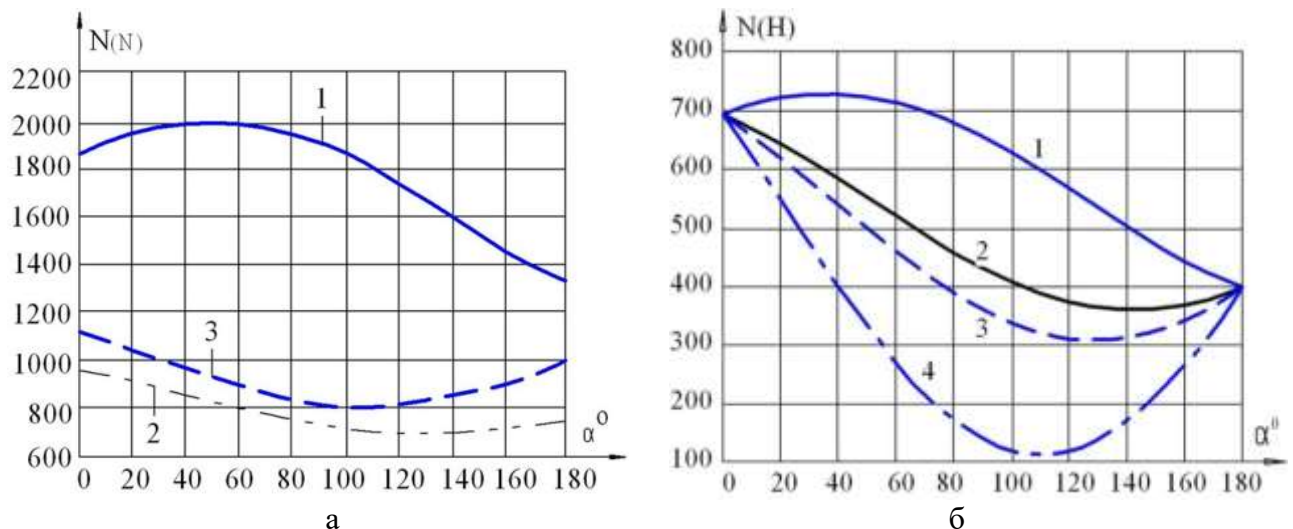


Рис. 4.17. Залежності технологічного навантаження від кута нахилу поверхні переміщення робота при різниці нахилу поверхонь $\varphi - \alpha = 30^\circ$ і коефіцієнті тертя $\mu = 0,5$ (а) та спираючі на дві ноги (б)

У результаті моделювання також отримані граничні значення технологічного навантаження при опорі робота на дві ноги (рис. 4.17, б): криві 1 і 2 визначають стан відриву від поверхні переміщення відповідно першої й другої ніг робота, а криві 3 і 4 – відповідно початок проковзування зазначених ніг робота. При опорі робота на чотири ноги (рис. 4.17, б), де крива 1 відповідає умові $N_1 > 0$, крива 2 умові $N_2 > 0$, тобто ноги робота не відриваються від поверхні переміщення, а крива 3 характеризує проковзування задньої ноги, а крива 4 – проковзування передньої ноги, розташованих по діагоналі корпуса робота.

Отримані залежності дозволяють здійснювати автоматизоване керування пристроями зчеплення робота з поверхнею переміщення залежно від граничних значень технологічних навантажень.

Таким чином, реалізація другого принципу синтезу мобільних РДО, надає можливість досягтися довільної орієнтації крокуючого мобільного робота в різних робочих просторах: прямокутної Декартові, сферичної й циліндричної систем координат. Цей ефект забезпечує суттєве розширення технологічних можливостей мобільних РДО.

4.7. Визначення параметрів педіпуляторів мобільного РДО

Оскільки в мобільному РДО, створення якого здійснено за 2-м принципом синтезу, тобто інтеграції приводів, його педіпулятори визначають довільну орієнтацію робота у технологічному просторі, то такі параметри, як деформація та жорсткість приводних гофрованих трубопроводів, мають вирішальне значення для ефективної експлуатації робота. Отож вкрай необхідно надати методику їх розрахунку з аналітичними залежностями для визначення сил, крутних моментів, нормальних напружень та потенціальної енергії вказаного приводу.

4.7.1. Визначення параметрів педіпуляторів при їх розгинанні

Керуючись схемою рис. 4.18, виріжемо з гофрованого трубопроводу двома поперечними січеннями елемент довжиною t , окресленого двома дугами кіл радіусами r_1 і r_2 . Лівий край умовно закріпимо, а до правого прикладемо силу P_1 , яку рівномірно розподілимо вздовж кола діаметром

$$D_s = D_1 - 2r_2 + 2r_2 \cos \alpha, \quad (4.64)$$

де D_1 – максимальний діаметр трубопроводу; 2α – центральний кут, на який спираються дуги кіл, при довжині $t = 2(r_1 \sin \alpha + r_2 \sin \alpha)$.

Виділимо елементарну смугу при значенні довжини t і ширини $ds_1 = \frac{D_s}{2} d\theta$. На цю смугу діє зовнішня елементарна сила в межах елементарного кута θ :

$$P_2 = \frac{P_1}{2\pi} d\theta. \quad (4.65)$$

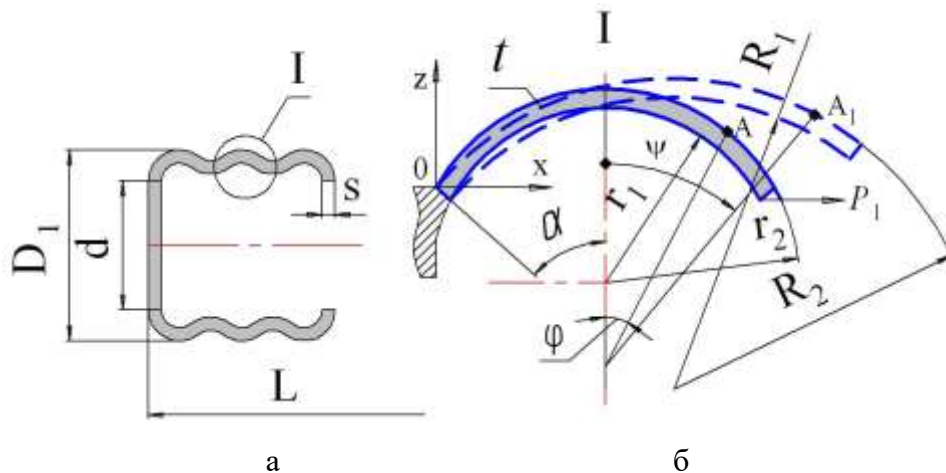


Рис.4.18. Параметри гофри приводних трубопроводів, що перебувають під тиском
а) повздовжній перетин гофри; б) схема деформації частини смужки гофри:
 D_1 , d – зовнішній та внутрішній діаметри гофри; s – товщина матеріалу гофри;
 L – довжина гофрованого трубопроводу

Надалі, припускаємо, що дуги кіл не змінюють своєї довжини, а лише під дією сили тиску рідини чи газу розпрямляються і внаслідок цього радіуси цих дуг збільшуються, а кути β розхилу відповідно зменшуються. Оскільки довжини дуг не змінюються, то мають місце рівності (див. схему рис. 4.18):

$$\begin{aligned} 2r_1\alpha &= 2R_1\beta_1; \quad 2r_2\alpha = 2R_2\beta_2; \\ R_1 &= \frac{r_1\alpha}{\beta_1}; \quad R_2 = \frac{r_2\alpha}{\beta_2}, \end{aligned} \quad (4.66)$$

де: R_1, R_2 – радіуси дуг після часткового розпрямлення, тобто деформації;
 $2\beta_1, 2\beta_2$ – кути розхилу дуг гофри.

Довільна точка A , положення якої визначає змінний кут φ , переходить після деформації гофрованого трубопроводу в точку A_1 , яку характеризує відповідний кут ψ . Ці кути пов'язані між собою співвідношенням

$$R_1\psi_1 = r_1\varphi_1; \quad R_2\psi_2 = r_2\varphi_2.$$

Або, враховуючи вираз (4.66), одержимо позначення

$$\psi_1 = \frac{\beta_1}{\alpha} \varphi_1; \quad \psi_2 = \frac{\beta_2}{\alpha} \varphi_2; \quad 0 \leq \varphi \leq 2\alpha. \quad (4.67)$$

Виберемо початок системи координат Oxz на лівому краї смуги, вісь Ox направимо вздовж смуги. Тоді координати довільних точок B і A , що належать відповідно дугам радіусів r_1 і r_2 , до прикладення сили виражаються формулами:

$$x_B = r_1 \sin \alpha - r_1 \sin(\alpha - \varphi_1); \quad z_B = r_1 \cos \alpha - r_1 \cos(\alpha - \varphi_1);$$

$$x_A = 2r_1 \sin \alpha + r_2 \sin \alpha - r_2 \sin(\alpha - \varphi_2); \quad z_A = r_2 \cos(\alpha - \varphi_2) - r_2 \cos \alpha,$$

а після прикладення сили тиску у трубопроводі, тобто після деформації гофри, ці формули мають вигляд:

$$\begin{aligned} x_{B_1} &= R_1 \sin \beta_1 - R_1 \sin(\beta_1 - \psi_1) = r_1 \frac{\alpha}{\beta_1} \left[\sin \beta_1 - \sin(\beta_1(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha})) \right]; \\ z_{B_1} &= R_1 \cos \beta_1 - R_1 \cos(\beta_1 - \psi_1) = r_1 \frac{\alpha}{\beta_1} \left[\cos \beta_1 - \cos(\beta_1(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha})) \right]; \\ x_{A_1} &= 2r_1 \frac{\alpha}{\beta_1} \sin \beta_1 + r_2 \frac{\alpha}{\beta_2} \left[\sin \beta_2 - \sin(\beta_2(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha})) \right]; \\ z_{A_1} &= R_2 \cos(\beta_2 - \psi_2) - R_2 \cos \beta_2 = r_2 \frac{\alpha}{\beta_2} \left[\cos(\beta_2(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha})) - \cos \beta_2 \right]. \end{aligned} \quad (4.68)$$

Знайдемо поздовжню силу N і згинальний момент M , які виникають у січеннях смуги при різних радіусах дуг

$$\begin{aligned} N_1 &= P_2 \cos(\beta_1 - \varphi_1) = P_2 \cos\left(\beta_1 - \frac{\beta_1}{\alpha} \varphi_1\right); \\ N_2 &= P_2 \cos(\beta_2 - \varphi_2) = P_2 \cos\left(\beta_2 - \frac{\beta_2}{\alpha} \varphi_2\right); \\ M_1 &= P_2 z_{B_1} = P_2 r_1 \frac{\alpha}{\beta_1} \left[\cos \beta_1 - \cos(\beta_1(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha})) \right]; \\ M_2 &= -P_2 z_{A_1} = -P_2 r_2 \frac{\alpha}{\beta_2} \left[\cos(\beta_2(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha})) - \cos \beta_2 \right], \end{aligned} \quad (4.69)$$

де φ_1, φ_2 – центральні змінні кути, що визначають положення січення гофри; вони змінюються у межах $0 \leq \varphi_2 \leq 2\alpha$; $0 \leq \varphi_1 \leq 2\alpha$.

Від поздовжніх сил виникають нормальні напруження у поздовжньому напрямку гофрованого трубопроводу педіпулятора

$$\sigma_{1B} = \frac{N_1}{s(D_s / 2 + z_{B_1})d\theta} = \frac{P_1 \cos\left(\beta_1 - \frac{\beta_1}{\alpha} \varphi_1\right)}{\pi s(D_s + 2z_{B_1})};$$

$$\sigma_{1A} = \frac{N_2}{s(D_s / 2 + z_{A_1})d\theta} = \frac{P_1 \cos\left(\beta_2 - \frac{\beta_2}{\alpha} \varphi_2\right)}{\pi s(D_s + 2z_{A_1})}.$$
(4.70)

Виникають також напруження і у поперечному напрямку гофри. Для їх знаходження виділимо елементарну площинку, прикладемо до неї напруження та внутрішній тиск p газу чи рідини, і складемо рівняння рівноваги в проекції на вісь Oz (див. Рис. 4.18), тобто:

$$pR_1 d\psi_1(D_s / 2 + z_{B_1})d\theta + \sigma_{1B} s d\psi_1(D_s / 2 + z_{B_1})d\theta - \sigma_{2B} s R_1 d\psi_1 d\theta = 0;$$

$$pR_2 d\psi_2(D_s / 2 + z_{A_1})d\theta + \sigma_{1A} s d\psi_2(D_s / 2 + z_{A_1})d\theta - \sigma_{2A} s R_2 d\psi_2 d\theta = 0.$$
(4.71)

Звідси знаходимо нормальні напруження у поперечному напрямку гофри

$$\sigma_{2B} = p \frac{(D_s / 2 + z_{B_1})}{s} + \sigma_{1B} \frac{D_s / 2 + z_{B_1}}{R_1};$$

$$\sigma_{2A} = p \frac{(D_s / 2 + z_{A_1})}{s} - \sigma_{1A} \frac{D_s / 2 + z_{A_1}}{R_2}.$$
(4.72)

Щоб встановити зв'язок між величиною сили деформації гофри і відповідним значенням кута β , використаємо відоме положення, що потенційна енергія, яка нагромаджується в тілі, дорівнює роботі зовнішніх сил. Робота, яку виконує сила P_1 при розпрямлянні дуг гофри педіпулятора, дорівнює

$$W_2 = \frac{1}{2} P_1 (2R_2 \sin \beta_2 - 2r_2 \sin \alpha) = P_1 \left(\frac{r_2 \alpha}{\beta_2} \sin \beta_2 - r_2 \sin \alpha \right);$$

$$W_1 = \frac{1}{2} P_1 (2R_1 \sin \beta_1 - 2r_1 \sin \alpha) = P_1 \left(\frac{r_1 \alpha}{\beta_1} \sin \beta_1 - r_1 \sin \alpha \right).$$
(4.73)

Потенціальну енергію кожної частини гофри обчислюємо за формулами

$$\begin{aligned}
U_1 &= \frac{1}{2E} 2\pi s \int_0^{2\beta_1} (\sigma_{1B}^2 + \sigma_{2B}^2 - 2\mu\sigma_{1B}\sigma_{2B}) R_1 (D_s / 2 + z_{B_1}) d\psi_1 + \frac{1}{2E} 2\pi \int_0^{2\beta_1} \frac{12M_1^2 R_1 d\psi_1}{s^3 (D_s / 2 + z_{B_1})}; \\
U_2 &= \frac{1}{2E} 2\pi s \int_0^{2\beta_2} (\sigma_{1A}^2 + \sigma_{2A}^2 - 2\mu\sigma_{1A}\sigma_{2A}) R_2 (D_s / 2 + z_{A_1}) d\psi_2 + \frac{1}{2E} 2\pi \int_0^{2\beta_2} \frac{12M_2^2 R_2 d\psi_2}{s^3 (D_s / 2 + z_{A_1})},
\end{aligned} \quad (4.74)$$

де: E – модуль Юнга матеріалу, з якого виготовлені гофри; μ – коефіцієнт поперечної деформації.

Тобто з урахуванням (4.73) маємо значення виконуваної роботи $U_1 = W_1$; $U_2 = W_2$ і з цих рівностей, надаючи кутам β конкретні значення, можна обчислювати відповідні значення сили деформації P_1 . Для реалізації цих обчислень складена програма у середовищі *MATLAB*, що надана у Додатках. Означені інтеграли обчислювались чисельно за допомогою методу трапецій при доцільних, з інженерної точки зору, значеннях параметрів гофрованого трубопроводу: $s=0.001\text{м}$; $d=0.02\text{м}$; $D=0.034\text{м}$; $r_1=0.004\text{м}$; $r_2=0.006\text{м}$; $\mu=0.25$; $\alpha=70^\circ$; $t=2(r_1+r_2)\sin \alpha=0.0188$.

За результатами моделювання отримані графіки (Рис. 4.19) залежностей видовження Δ гофри трубопроводу підіпулятора робота від відношення $\frac{P_1}{Esd}$ (де: P_1 – сила, що розтягує гофри; E – модуль Юнга (Н/м^2); s – товщина стінки та d – діаметр гофри; вираз Esd має розмірність сили (Н), отже вираз P_1/Esd – є величина безрозмірна). Крива Δ_1 відповідає видовженню ділянки радіусом r_1 (див. також рис. 4.18); Δ_2 – видовженню ділянки радіуса r_2 , а крива $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ – сумарне видовження виділеної ділянки гофри трубопроводу підіпулятора.

З графіків рис. 4.19 видно, що для гофрованого трубопроводу при розтягу та невеликих деформаціях залежність між силою і видовженням є нелінійною і тільки, коли сила досягне значення $P_1/(Esd) > 0.008$ і трубопровід достатньо розпрямиться ця залежність наближається до лінійної.

З графіку рис. 4.20 випливає, що жорсткість гофрованого трубопроводу при розтягу також не є постійною, вона суттєво зростає при розпрямлянні гофри. Жорсткість гофри C_1 при розтягу обчислена за формулою $C_1 = C_p Esd$.

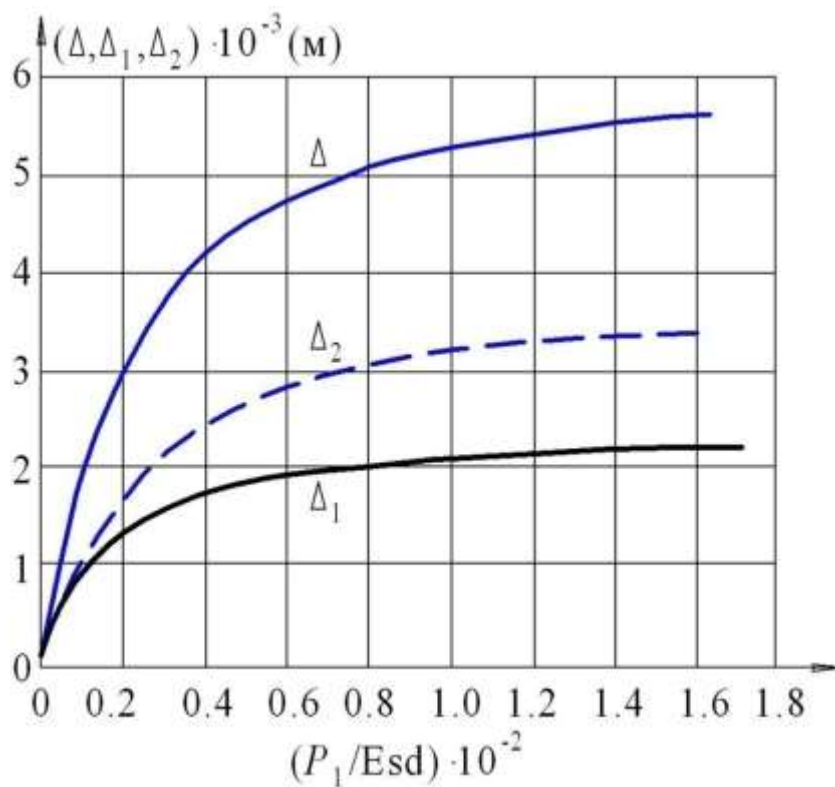


Рис.4.19. Видовження гофрованого трубопроводу підпулятора мобільного РДО залежно від сили P_1 тиску газу чи рідини

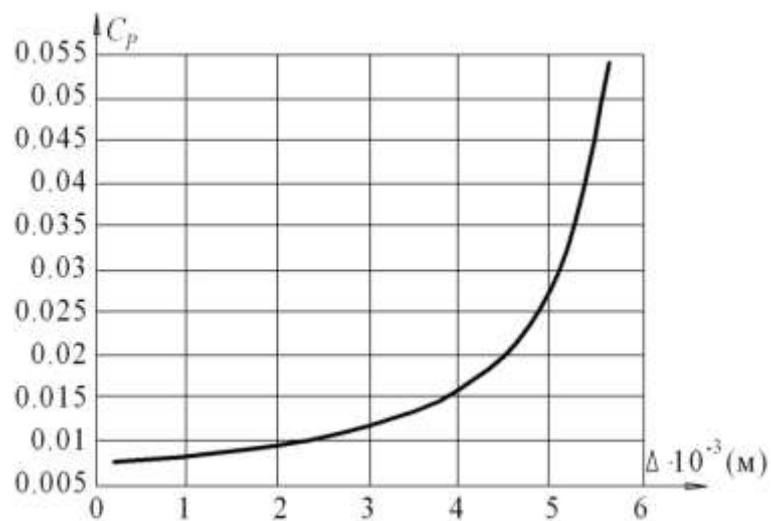


Рис.4.20. Залежність коефіцієнта C_p жорсткості гофрованого трубопроводу від сумарного видовження Δ

Оскільки довільна орієнтація мобільного робота визначається різницями тиску в гофрованих трубопроводах підпуляторів, то вкрай важливо враховувати виявлені ефекти при автоматизованому керуванні мобільними РДО, створеними за 2-м принципом синтезу, тобто інтеграції приводів, що

надає можливість зменшити кількість двигунів, а значить масу робота, точніше його гравітаційне навантаження.

4.7.2. Визначення параметрів педіпуляторів при їх згинанні

Як зазначено в підрозділі 4.2 педіпулятори мобільного РДО для зміни орієнтації у просторі працюють у двох режимах – розгинання та згинання ніг робота, перший з яких розглянуто в попередньому підрозділі. Далі визначимо параметри педіпуляторів при їх згинанні.

Якщо сила P_1 тиску газу чи рідини стискає гофрований трубопровід, що визначає орієнтацію педіпулятора, то, аналогічно, до викладеного вище (див. схему рис. 4.18) будемо вважати, що довжина дуг не змінюється, а тільки зменшуються радіуси дуг кіл гофри і відповідно збільшуються кути розхилу цих дуг. Тобто, мають місце залежності

$$\begin{aligned} 2r_1\alpha &= 2R_3\beta_3; \quad 2r_2\alpha = 2R_4\beta_4; \\ R_3 &= \frac{r_1\alpha}{\beta_3}; \quad R_4 = \frac{r_2\alpha}{\beta_4}, \end{aligned} \quad (4.75)$$

де R_3, R_4 – радіуси дуг гофри після часткового їх згортання; $2\beta_3, 2\beta_4$ – кути розхилу вказаних дуг.

Аналогічно оберемо довільну точку A гофри, положення якої визначає змінний кут φ , і після деформації гофри ця точка переходить в точку A_1 , яку характеризує відповідний кут ψ . Кути пов'язані між собою співвідношенням:

$$R_3\psi_3 = r_1\varphi_1; \quad R_4\psi_4 = r_2\varphi_2.$$

Враховуючи вирази (4.75), одержимо формули для вказаних кутів згину

$$\psi_3 = \frac{\beta_3}{\alpha} \varphi_1; \quad \psi_4 = \frac{\beta_4}{\alpha} \varphi_2; \quad 0 \leq \varphi \leq 2\alpha. \quad (4.76)$$

Аналогічно схемі рис. 4.18 виберемо початок системи координат Oxz на лівому краї смуги, а вісь Ox направимо вздовж смуги. Тоді координати довільних

точок B і A , що належать відповідно дугам радіусів r_1 і r_2 , до прикладення сили виражаються формулами:

$$z_B = r_1 \cos \alpha - r_1 \cos(\alpha - \varphi_1); \quad x_A = 2r_1 \sin \alpha + r_2 \sin \alpha - r_2 \sin(\alpha - \varphi_2);$$

$$z_A = r_2 \cos(\alpha - \varphi_2) - r_2 \cos \alpha.$$

А після прикладення сили ці формули мають вигляд

$$\begin{aligned} x_{B_1} &= R_3 \sin \beta_3 - R_3 \sin(\beta_3 - \psi_3) = r_1 \frac{\alpha}{\beta_3} \left[\sin \beta_3 - \sin(\beta_3(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha})) \right]; \\ z_{B_1} &= R_3 \cos \beta_3 - R_3 \cos(\beta_3 - \psi_3) = r_1 \frac{\alpha}{\beta_3} \left[\cos \beta_3 - \cos(\beta_3(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha})) \right]; \\ x_{A_1} &= 2r_1 \frac{\alpha}{\beta_3} \sin \beta_3 + r_2 \frac{\alpha}{\beta_4} \left[\sin \beta_4 - \sin(\beta_4(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha})) \right]; \\ z_{A_1} &= R_4 \cos(\beta_4 - \psi_4) - R_4 \cos \beta_4 = r_2 \frac{\alpha}{\beta_4} \left[\cos(\beta_4(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha})) - \cos \beta_4 \right]. \end{aligned} \quad (4.77)$$

Знайдемо поздовжню силу N і згинальний момент M , які виникають у січеннях смуги гофри при різних радіусах дуг

$$\begin{aligned} N_3 &= -P_2 \cos(\beta_3 - \psi_3) = -P_2 \cos\left(\beta_3 - \frac{\beta_3}{\alpha} \varphi_1\right); \\ N_4 &= -P_2 \cos(\beta_4 - \psi_4) = -P_2 \cos\left(\beta_4 - \frac{\beta_4}{\alpha} \varphi_2\right); \\ M_3 &= P_2 z_{B_1} = P_2 r_1 \frac{\alpha}{\beta_3} \left[\cos \beta_3 - \cos(\beta_3(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha})) \right]; \\ M_4 &= -P_2 z_{A_1} = -P_2 r_2 \frac{\alpha}{\beta_4} \left[\cos(\beta_4(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha})) - \cos \beta_4 \right]. \end{aligned} \quad (4.78)$$

де φ_1, φ_2 – центральні змінні кути, що визначають положення січення; вони змінюються у межах $0 \leq \varphi_2 \leq 2\alpha$; $0 \leq \varphi_1 \leq 2\alpha$.

Від поздовжніх сил виникають нормальні напруження у поздовжньому напрямку смуги гофри:

$$\sigma_{1B} = \frac{N_1}{s(D_s / 2 + z_{B_1})d\theta} = -\frac{P_1 \cos\left(\beta_3 - \frac{\beta_3}{\alpha} \varphi_1\right)}{\pi s(D_s + 2z_{B_1})};$$

$$\sigma_{1A} = \frac{N_2}{s(D_s / 2 + z_{A_1})d\theta} = -\frac{P_1 \cos\left(\beta_4 - \frac{\beta_4}{\alpha} \varphi_2\right)}{\pi s(D_s + 2z_{A_1})}.$$
(4.79)

Виникають також напруження і у поперечному напрямку смуги гофри. Для їх знаходження виділимо елементарну площинку, прикладемо до неї напруження та внутрішній тиск p , що діє в гофрованому трубопроводі педіпулятора робота і складемо рівняння рівноваги в проекції на вісь Oz (див. рис. 4.18), тобто:

$$pR_3 d\psi_3(D_s / 2 + z_{B_1})d\theta + \sigma_{1B} s d\psi_3(D_s / 2 + z_{B_1})d\theta - \sigma_{2B} s R_3 d\psi_3 d\theta = 0;$$

$$pR_4 d\psi_4(D_s / 2 + z_{A_1})d\theta + \sigma_{1A} s d\psi_4(D_s / 2 + z_{A_1})d\theta - \sigma_{2A} s R_4 d\psi_4 d\theta = 0.$$
(4.80)

Звідси знаходимо вирази для нормальних напруг у поперечному напрямку смуги гофри педіпулятора:

$$\sigma_{2B} = p \frac{(D_s / 2 + z_{B_1})}{s} + \sigma_{1B} \frac{D_s / 2 + z_{B_1}}{R_3};$$

$$\sigma_{2A} = p \frac{(D_s / 2 + z_{A_1})}{s} - \sigma_{1A} \frac{D_s / 2 + z_{A_1}}{R_4}.$$
(4.81)

Щоб встановити зв'язок між величиною сили P_1 і відповідним значенням кута β згинання, знову використаємо відоме положення, що потенціальна енергія, яка нагромаджується в тілі, дорівнює роботі зовнішніх сил. Робота, яку виконує сила P_1 при згортанні дуг смуги гофри, дорівнює

$$W_4 = \frac{1}{2} P_1 (2r_2 \sin \alpha - 2R_4 \sin \beta_4) = P_1 \left(r_2 \sin \alpha - \frac{r_2 \alpha}{\beta_4} \sin \beta_4 \right);$$

$$W_3 = \frac{1}{2} P_1 (2r_1 \sin \alpha - 2R_3 \sin \beta_3) = P_1 \left(r_1 \sin \alpha - \frac{r_1 \alpha}{\beta_3} \sin \beta_3 \right).$$
(4.82)

Потенціальну енергію кожної частини смуги гофри обчислюємо за формулами

$$U_3 = \frac{1}{2E} 2\pi s \int_0^{2\beta_3} (\sigma_{1B}^2 + \sigma_{2B}^2 - 2\mu\sigma_{1B}\sigma_{2B}) R_3(D_s/2 + z_{B_1}) d\psi_3 + \frac{1}{2E} 2\pi \int_0^{2\beta_3} \frac{12M_3^2 R_3 d\psi_3}{s^3(D_s/2 + z_{B_1})};$$

$$U_4 = \frac{1}{2E} 2\pi s \int_0^{2\beta_4} (\sigma_{1A}^2 + \sigma_{2A}^2 - 2\mu\sigma_{1A}\sigma_{2A}) R_4(D_s/2 + z_{A_1}) d\psi_4 + \frac{1}{2E} 2\pi \int_0^{2\beta_4} \frac{12M_4^2 R_4 d\psi_4}{s^3(D_s/2 + z_{A_1})}. \quad (4.83)$$

На основі відзначеного вище $U_3 = W_3$; $U_4 = W_4$ і з цих рівностей, надаючи кутам β згину конкретні значення, можна обчислювати відповідні значення сили P_1 , що деформує гофри педіпулятора мобільного робота і таким чином визначити скорочення Δ (Рис. 4.21) гофрованої труби залежно від відношення $\frac{P_1}{Esd}$ (де: P_1 – сила, що стягує гофри; E – модуль Юнга (Н/м^2); s – товщина стінки та d – діаметр гофри; вираз Esd має розмірність сили (H), отже вираз P_1/Esd – є величина безрозмірна). Крива Δ_1 відповідає скороченню ділянки радіусом r_1 (див. також рис. 4.18); Δ_2 – скороченню ділянки радіуса r_2 , а крива $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ – сумарне скорочення виділеної ділянки гофри трубопроводу педіпулятора.

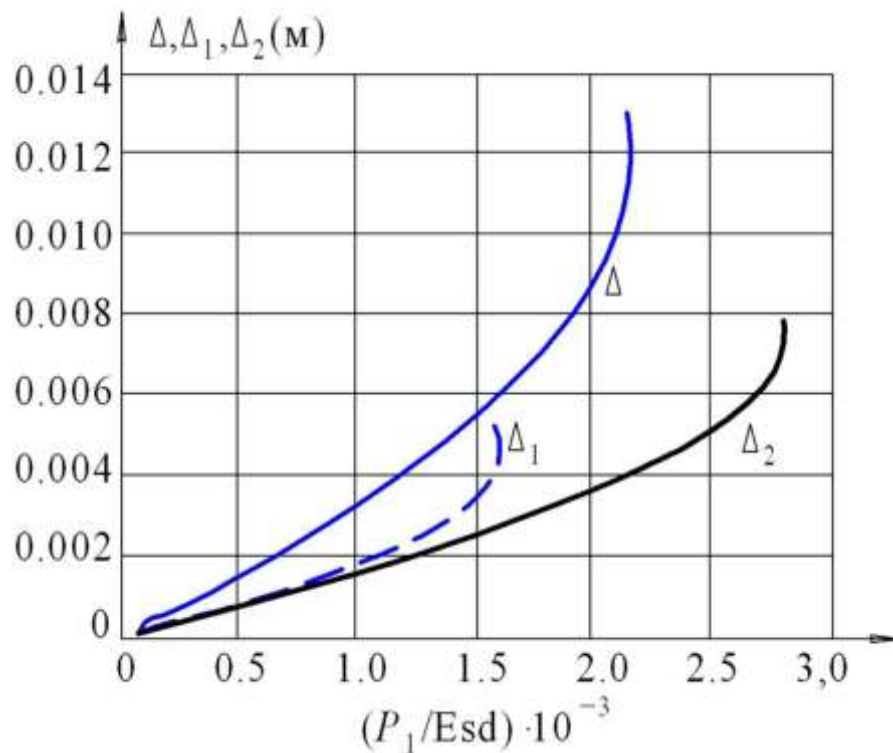


Рис.4.21. Скорочення гофрованого трубопроводу залежно від приводної сили P_1

На рис. 4.22 показано залежність коефіцієнта C_{ct} гофрованого трубопроводу від його скорочення Δ . При цьому жорсткість C_2 поперечного перерізу гофрованого трубопроводу при стиску обчислюється за формулою

$$C_2 = C_{ct} E s d, \quad (4.84)$$

тобто вона значно менша від жорсткості трубопроводу постійного перетину з внутрішнім діаметром d (рис. 4.18), тому й деформація значно більша ніж на графіку рис. 4.20.

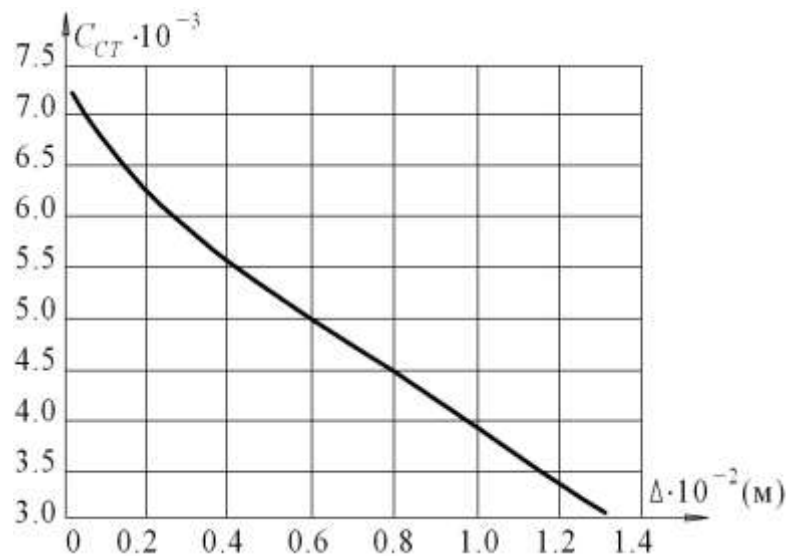


Рис.4.22. Залежність коефіцієнта C_{ct} жорсткості гофрованого трубопроводу від скорочення Δ гофри

Виявлені залежності деформацій від приводної сили, тобто сили тиску в трубопроводах педіпуляторів робота, а також залежності коефіцієнта жорсткості від вказаних деформацій однозначно вказують на різницю переміщень педіпуляторів робота при їх згині та розгину. А це, в свою чергу, диктує необхідність врахування вказаних різниць переміщень при побудові апаратної частини автоматизованого керування орієнтації мобільного РДО у технологічному просторі.

Досі було розглянуто вплив на переміщення педіпуляторів робота *приводної сили* від тиску в їх гофрованих трубопроводах. Для визначення залежностей між *згинальним моментом* і кутом повороту поперечного січення

гофри педіпулятора визначимо ще жорсткість гофрованого трубопроводу при чистому згині.

Для цього прикладемо до раніше виділеного елементу (див. рис. 4.18) зовнішній момент M , який замінимо еквівалентними зусиллями P_3 , розподіленими по контуру кола діаметром D_s . Інтенсивність цих зусиль складе

$$P_3 = \frac{4M}{\pi D_s^2} \sin \theta; \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi. \quad (4.85)$$

Вважаємо, що справджується гіпотеза плоских перерізів і січення кінців дуг виділеного елементу гофри повертаються відповідно на кути γ_1 і γ_2 .

Якщо виділимо смугу гофри шириною $D_s d\theta / 2$ (де θ – елементарний кут повороту січення гофри), то на її торці буде діяти зусилля

$$P_4 = \frac{2M}{\pi D_s} \sin \theta d\theta. \quad (4.86)$$

Внаслідок повороту січень смуга видовжується або вкорочується на величину

$$\Delta_1 = \gamma_1 \frac{D_s}{2} \sin \theta; \quad \Delta_2 = \gamma_2 \frac{D_s}{2} \sin \theta; \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi. \quad (4.87)$$

Причому при $0 \leq \theta \leq \pi$ смуга видовжується (розпрямляється дуга кола D_3), а при $\pi < \theta < 2\pi$ вкорочується (тобто згортається дуга кола). При цьому змінюється кути розхилу дуг та їх радіуси елементарної смуги гофри. Тоді мають місце залежності

$$R_5 = r_1 \frac{\alpha}{\beta_5}; \quad R_6 = r_2 \frac{\alpha}{\beta_6}. \quad (4.88)$$

Деформації (4.87) пов'язані з радіусами і кутами (4.88) рівностями

$$\Delta_1 = 2R_5 \sin \beta_5 - 2r_1 \sin \alpha; \quad \Delta_2 = 2R_6 \sin \beta_6 - 2r_2 \sin \alpha. \quad (4.89)$$

Підставляємо вирази (4.87), (4.88) у формули (4.89) і отримаємо наближену рівність

$$\frac{\sin \beta}{\beta} \approx 1 - \frac{\beta^2}{6} + \frac{\beta^4}{120}$$

Далі розв'язавши біквдратні рівняння, знаходимо шукані кути β_5 і β_6

$$\beta_5 = \sqrt{10 - \sqrt{100 - 120b_1}}; \quad \beta_6 = \sqrt{10 - \sqrt{100 - 120b_2}}, \quad (4.90)$$

$$\text{де } b_1 = 1 - \frac{\sin \alpha}{\alpha} - \frac{\Delta_1}{2r_1\alpha}; \quad b_2 = 1 - \frac{\sin \alpha}{\alpha} - \frac{\Delta_2}{2r_2\alpha}.$$

Знайдемо поздовжню силу N і згинальний момент M , які виникають у січеннях смуги при різних радіусах дуг смуги гофри

$$\begin{aligned} N_5 &= P_4 \cos(\beta_5 - \phi_5) = P_4 \cos\left(\beta_5 - \frac{\beta_5}{\alpha} \varphi_5\right); \\ N_6 &= P_4 \cos(\beta_6 - \phi_6) = P_4 \cos\left(\beta_6 - \frac{\beta_6}{\alpha} \varphi_6\right); \\ M_5 &= P_4 r_1 \frac{\alpha}{\beta_5} \left[\cos \beta_5 - \cos(\beta_5(1 - \frac{\varphi_5}{\alpha})) \right]; \\ M_6 &= -P_4 r_2 \frac{\alpha}{\beta_6} \left[\cos(\beta_6(1 - \frac{\varphi_6}{\alpha})) - \cos \beta_6 \right], \end{aligned} \quad (4.91)$$

де φ_5, φ_6 – центральні змінні кути, що визначають положення січення смуги гофри; вони змінюються у межах $0 \leq \varphi_5 \leq 2\alpha$; $0 \leq \varphi_6 \leq 2\alpha$.

Від поздовжніх сил виникають нормальні напруження у поздовжньому напрямку гофри педіпулятора

$$\begin{aligned} \sigma_{1B} &= \frac{N_5}{s(D_s/2 + z_{B_5})d\theta} = \frac{4M \sin \theta \cos\left(\beta_5 - \frac{\beta_5}{\alpha} \varphi_5\right)}{\pi s(D_s + 2z_{B_5})D_s}; \\ \sigma_{1A} &= \frac{N_6}{s(D_s/2 + z_{A_6})d\theta} = \frac{4M \sin \theta \cos\left(\beta_6 - \frac{\beta_6}{\alpha} \varphi_6\right)}{\pi s(D_s + 2z_{A_6})D_s}, \end{aligned} \quad (4.92)$$

$$\text{де } z_{B_5} = r_1 \frac{\alpha}{\beta_5} \left[\cos \beta_5 - \cos(\beta_5(1 - \frac{\varphi_5}{\alpha})) \right]; \quad z_{A_6} = r_2 \frac{\alpha}{\beta_6} \left[\cos(\beta_6(1 - \frac{\varphi_6}{\alpha})) - \cos \beta_6 \right].$$

Виникають також напруження і у поперечному напрямку. Для їх знаходження виділимо елементарну площинку смуги гофри, прикладемо до неї напруження та внутрішній тиск p газу чи рідини і складемо рівняння рівноваги в проекції на вісь Oz (рис. 4.18), з яких знаходимо значення нормальних напруг

$$\begin{aligned}\sigma_{2B} &= p \frac{(D_s / 2 + z_{B_5})}{s} + \sigma_{1B} \frac{D_s / 2 + z_{B_5}}{R_5}; \\ \sigma_{2A} &= p \frac{(D_s / 2 + z_{A_6})}{s} - \sigma_{1A} \frac{D_s / 2 + z_{A_6}}{R_6}.\end{aligned}\quad (4.93)$$

Щоб встановити зв'язок між величиною моменту і відповідним значенням кута γ , знову використаємо відоме положення, що потенціальна енергія, яка нагромаджується в тілі, дорівнює роботі зовнішніх сил. Робота, яку виконує момент M при повороті смуги гофри, тобто педіпулятора, дорівнює

$$W_5 = \frac{1}{2} M \gamma_1; \quad W_6 = \frac{1}{2} M \gamma_2. \quad (4.94)$$

Потенціальну енергію кожної частини обчислюємо за формулами

$$\begin{aligned}U_5 &= \frac{s}{2E} \int_0^{2\pi} \left(\int_0^{2\beta_5} (\sigma_{1B}^2 + \sigma_{2B}^2 - 2\mu\sigma_{1B}\sigma_{2B}) R_5 (D_s / 2 + z_{B_5}) d\phi_5 + \int_0^{2\beta_5} \frac{12M_5^2 R_5 d\phi_5}{s^4 (D_s / 2 + z_{B_5})} \right) d\theta; \\ U_6 &= \frac{s}{2E} \int_0^{2\pi} \left(\int_0^{2\beta_6} (\sigma_{1A}^2 + \sigma_{2A}^2 - 2\mu\sigma_{1A}\sigma_{2A}) R_6 (D_s / 2 + z_{A_6}) d\phi_6 + \int_0^{2\beta_6} \frac{12M_6^2 R_6 d\phi_6}{s^4 (D_s / 2 + z_{A_6})} \right) d\theta\end{aligned}\quad (4.95)$$

На основі означеного вище $U_5 = W_5$; $U_6 = W_6$ і з цих рівностей, надаючи кутам γ конкретні значення, можна обчислювати відповідні значення згинального моменту M . Обчисливши в (4.95) означені інтеграли чисельним методом, отримаємо вираз для знаходження жорсткості гофрованого трубопроводу при чистому згині $C_3 = C_m E s d^3$. Отже, сумарна жорсткість педіпулятора при згині, коли нейтральна вісь співпадає з віссю стержня, який стягує кільця, при наявності чотирьох трубопроводів буде дорівнювати

$$C = C_1 e^2 + C_2 e^2 + 4C_3. \quad (4.96)$$

Залежність між моментом M і кутом γ повороту поперечного січення відображена графіками рис. 4.23, точніше даний графік ілюструє відношення

$\frac{M}{E s d^2}$ (де: M – момент, що згинає гофри (Нм); E – модуль Юнга (Н/м²); s – товщина стінки та d – діаметр гофри; вираз $E s d^2$ має розмірність (Нм), отже вираз $M / E s d^2$ – є величина безрозмірна). Крива Δ_1 відповідає видовженню

гофри ділянки радіусом r_1 (див. також рис. 4.18); Δ_2 – видовження гофри ділянки радіуса r_2 , а крива $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ – відображає сумарне видовження гофри виділеної ділянки трубопроводу педіпулятора.

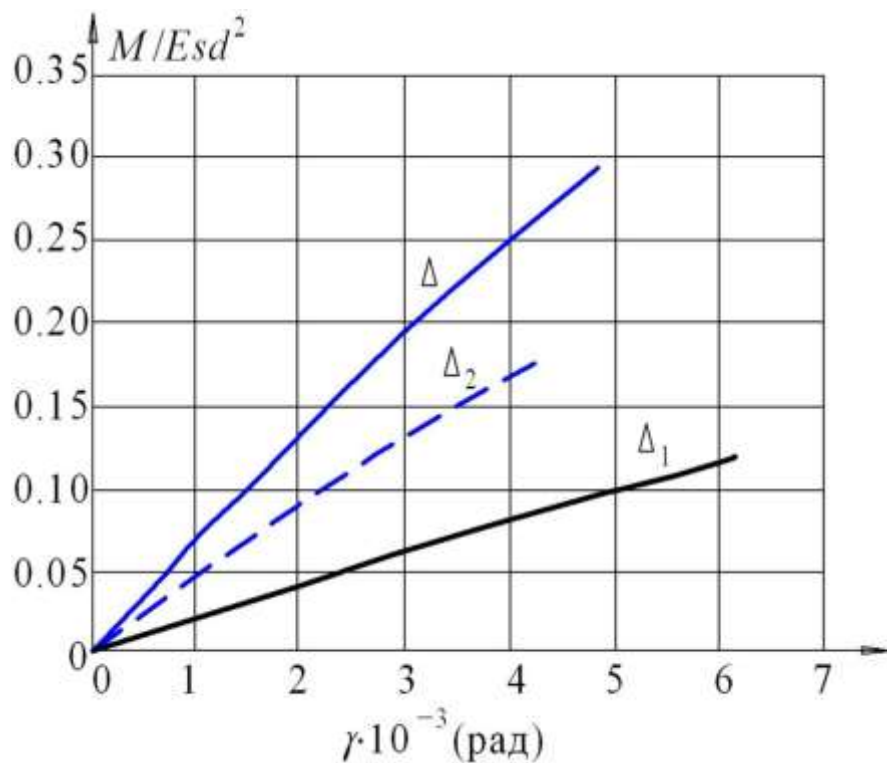


Рис. 4.23. Залежність між згинальним моментом і кутом γ повороту поперечного січення гофри педіпулятора мобільного робота

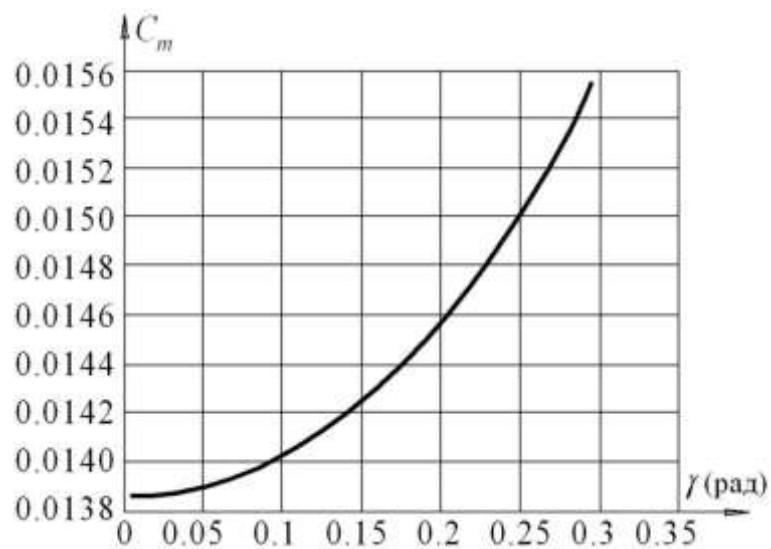


Рис. 4.24. Залежність коефіцієнта C_m жорсткості гофрованого трубопроводу від кута повороту січення гофри

Вплив кута повороту січення гофри на жорсткість педіпулятора робота відображено на рис. 4.24.

Наведені залежності дозволяють здійснювати керування педіпулятором у просторі залежно від таких його параметрів як момент M , що згинає гофри, E – модуля Юнга (пружності) матеріалу, з якого виготовлені гофри, s – товщини стінки та d – діаметру гофри та змінної жорсткості гофрованого трубопроводу при згинанні та розгинанні педіпулятора робота.

4.7.3. Методика розрахунку елемента для стягування кілець педіпулятора робота

Ще одним важливим об'єктом педіпуляторів мобільного робота, створеного за 2-м принципом синтезу є пружний елемент, що стягує напівсферичні кільця педіпулятора. Найкращим чином цю функцію для мобільних роботів підвищеної вантажопідйомності може виконувати гнучкий стержень. Тому необхідно мати методику його розрахунку.

Сила Q натягу гнучкого стержня повинна забезпечити постійний контакт напівсферичних кілець педіпулятора, тобто, повинна виконуватись умова

$$Q \geq F = (p_1 + p_2) \frac{\pi d^2}{4}, \quad (4.97)$$

де: F – повздовжня сили, що виникає від тисків p_1 та p_2 газу чи рідини в гофрованих трубопроводах педіпулятора; d – внутрішній діаметр вказаних трубопроводів.

Крім того, стержень повинен бути досить гнучким, щоб кут φ вигину педіпулятора робота був значним, наприклад $\varphi = \pi / 2$. Відомо, що кривизна ρ стержня залежить від згинального моменту M та жорсткості J_1 стержня, а також модуля Юнга E_1 , тобто згідно відомої формули $\frac{1}{\rho} = \frac{M_1}{E_1 J_1}$.

Якщо стержень вигинається по дузі кола, то $\rho = L / \varphi$ і згинальний момент педіпулятора робота буде дорівнювати

$$M_1 = E_1 J_1 \varphi / L, \quad (4.98)$$

де L – довжина центрального стержня педіпулятора.

Стержень працює одночасно на розтяг і згин, а тому умова міцності матиме вигляд

$$\frac{Q}{A} + \frac{M_1}{W_1} \leq [\sigma], \quad (4.99)$$

де: A – площа поперечного перетину гнучкого стержня; W_1 – момент опору;

$[\sigma]$ – нормальна напруга, що допускається для матеріалу стрижня.

У випадку стержня круглого січення діаметром d_1 умова (4.99) приймає вигляд

$$\frac{(p_1 + p_2)d^2}{d_1^2} + \frac{E_1 d_1 \varphi}{2L} \leq [\sigma], \quad (4.100)$$

а у випадку прямокутного січення, коли $A=bh$, $b=2h$ (де: d – ширина і h – висота перетину стержня) умова (4.99) матиме вигляд

$$\frac{(p_1 + p_2)\pi d^2}{8h^2} + \frac{E_1 h \varphi}{2L} \leq [\sigma]. \quad (4.101)$$

Для зручності автоматизованих розрахунків в середовищі математичних програмних модулів, наприклад, таких як MathCAD чи MatLAB, введемо

позначення: $k = \frac{E_1 \varphi}{2L}$; $a_1 = [\sigma] / k$; $a_2 = \frac{(p_1 + p_2)d^2}{k}$; $a_3 = \frac{(p_1 + p_2)\pi d^2}{8k}$ і

помножимо нерівності відповідно на d_1^2 та h^2 , в результаті одержимо залежності

$$d_1^3 - a_1 d_1^2 + a_2 \leq 0; \quad h^3 - a_1 h^2 + a_3 \leq 0. \quad (4.102)$$

На рис. 4.25 показані графіки лівих частин нерівностей (4.102). З графіків видно, що розміри січення можуть мати такі значення: $d_1=1,8\text{мм}$; $h=2,2\text{мм}$; $b=4,4\text{мм}$. Ці графіки свідчать, що циліндричний і прямокутні стержні не суттєво відрізняються за зміною параметрів щодо їх міцності, але з міркувань забезпечення такого показника конструкцій як технологічність, слід віддавати перевагу циліндричному перетину пружного стержні педіпулятора робота.

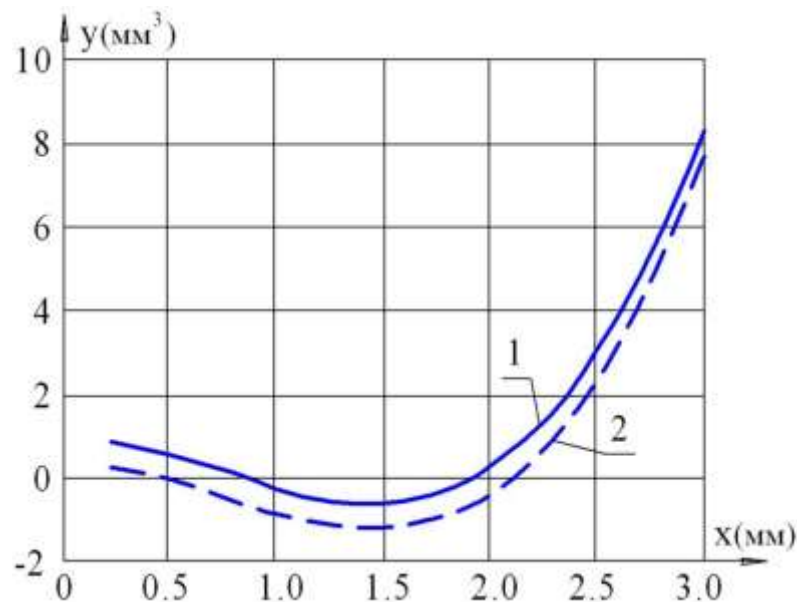


Рис. 4.25. До розрахунку на міцність стержня, що стягує кільця педіпулятора
1 – для стержня круглого січення; 2 – для стержня прямокутного січення $b=2h$

4.7.4. Визначення залежностей між моментом і кутом вигину педіпуляторів мобільного робота

Вантажопідйомність і технологічне навантаження мобільного РДО, створеного за 2-м принципом синтезу, тобто інтеграції приводів, безпосередньо залежать від силового моменту вигину його педіпуляторів.

На основі досліджень деформацій гофрованих трубопроводів при розтягу, стиску і згину педіпуляторів та отриманих графіків (див. підрозділи 4.6.1 і 4.6.2) можна встановити залежність між моментом M , який виникає внаслідок різниці тисків $(p_1 - p_2)$ у гофрованих трубопроводах і кутом β вигину педіпулятора. Як зазначено вище, цей момент визначається формулою

$$M = \frac{\pi d^2}{4} e (p_1 - p_2), \quad (4.103)$$

де: d – внутрішній діаметр трубопроводів; e – ексцентриситет їх розміщення (див. Рис. 4.8).

На основі графіка рис.4.19 можна встановити аналітичну залежність між силою P_1 і деформацією Δ гофрованого трубопроводу при розтягу

$$P_1 = E s d C \varepsilon^2, \quad (4.104)$$

де: величина деформації гофри $\varepsilon = \Delta / t$; $t = 2(r_1 + r_2) \sin \alpha$; $C = 0.0883$.

Безрозмірний коефіцієнт C обчислюється так: на рис.4.19 видно, що при малих значеннях сили графік криволінійний. Припускаємо, що це парабола, яка описується формулою (4.104). Значення коефіцієнта C знаходимо з умови, що парабола проходить через точку графіка

$$P_2 / (E s d) = 0.004; \Delta = 0.0041; t = 2(r_1 + r_2) \sin(70^\circ) = 0.0188.$$

$$E \rho s = \Delta / t; C = (P / (E s d)) / (\rho s)^2 = 0.004 / (0.0041 / 0.0188)^2 = 0.0883$$

Інші графіки на рис. 4.21, рис. 4.23 майже прямолінійні, а тому має місце лінійна залежність між P_2 і ρs та між моментом M і кутом згину. Тому нижче подані коефіцієнти A також безрозмірні і визначаються аналогічно, тобто, що ці прямі проходять через певні точки графіків.

Аналогічно, на основі графіка рис. 4.21 можна записати аналітичну залежність між стискаючою силою P_2 і деформацією Δ

$$P_2 = E s d A_s \varepsilon; \quad (A_s = 0.0064). \quad (4.105)$$

При чистому згині трубопроводів на основі графіка рис.4.23 одержуємо аналітичну залежність між згинальним моментом M_1 і кутом повороту γ гофри

$$M_1 = E \pi s d^2 A_3 \gamma; \quad (A_3 = 0.015). \quad (4.106)$$

При згині підпультатора моментом M деформацію ε і кут повороту γ виразимо через кут вигину β підпультатора робота, а саме

$$\varepsilon = \frac{e}{R} = \frac{\beta e}{L}; \quad \gamma = \frac{\beta t}{L}. \quad (4.107)$$

Вираз моменту M через згинаючі сили P_1 , P_2 і момент M_1 надамо наступним чином

$$M = P_1 e + P_2 e + 4 M_1. \quad (4.108)$$

Підставляємо у (4.108) вирази (4.103) – (4.106), враховуючи (4.107):

$$\frac{\pi d^2}{4} e(p_1 - p_2) = E s d^2 \left(\frac{e}{d} C (\beta e / L)^2 + A_s \frac{e}{d} (\beta e / L) + 4 A_3 \frac{\beta t}{L} \right). \quad (4.109)$$

Звідси знаходимо шуканий зв'язок між різницею тисків $(p_1 - p_2)$ в гофрованих трубопроводах і кутом вигину β педіпуляторів робота:

$$(p_1 - p_2) = E \frac{4s}{\pi d} \left(C(\beta e / L)^2 + A_s(\beta e / L) + 4A_3 \frac{d}{e} \frac{\beta t}{L} \right). \quad (4.110)$$

Шукані залежності ілюструють графіки рис. 4.26 і рис. 4.27. Очевидно, що, як залежності між різницею тисків $(p_1 - p_2)$, так і між згинальним моментом M та кутом β вигину педіпуляторів робота майже пропорційні. Невеличке відхилення від пропорційності створює складова $(\beta e / L)^2$. Цим відхиленням можна нехтувати, оскільки такі параметри, як ексцентриситет e розміщення гофрованих трубопроводів, що знаходяться під тиском $(p_1 - p_2)$ газу чи рідини, а також їх довжина L у виготовленому зразку мобільного робота є величинами сталими. Це означає, що при автоматизованому керуванні приводами педіпуляторів робота головним чинником є різниця тисків $(p_1 - p_2)$.

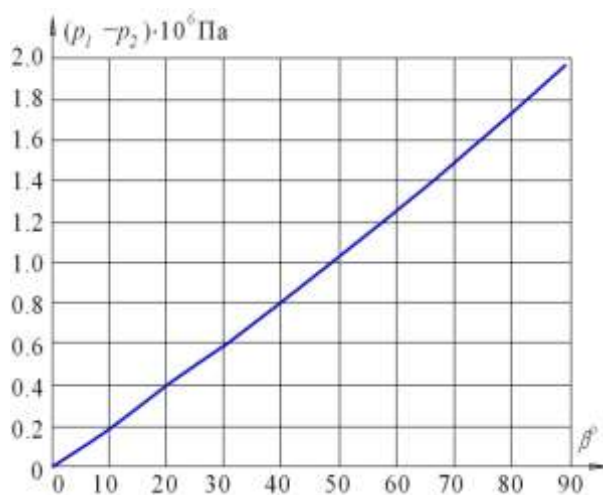


Рис. 4.26. Графік залежності між різницею тисків $(p_1 - p_2)$ кутом β вигину і педіпуляторів робота

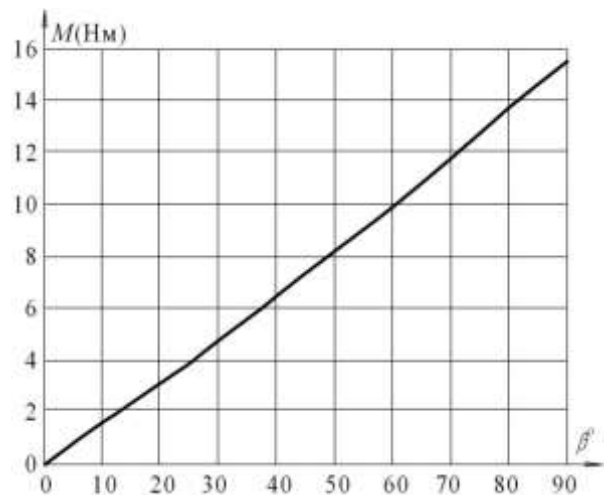


Рис. 4.27. Графік залежності між згинальним моментом M і кутом β вигину педіпуляторів робота

4.8. Антропоморфний мобільний РДО з інтегрованими приводами

На сучасному етапі розвитку мобільних роботів взагалі антропоморфні їх конструкції викликають не аби який інтерес. Не дивлячись на відносно низьку вантажопідйомність, цей тип роботів приваблює широким спектром функціональних можливостей. Окрім відомих технічних рішень антропоморфних захватних пристроїв [126 – 130] та дослідних зразків антропоморфних роботів наземного переміщення [131 – 134], а також роботів лабораторії Boston Dynamics (США) [135], повністю відсутні технічні рішення щодо мобільних роботів довільної орієнтації (РДО) у просторі. А між тим, цей різновид мобільних РДО має досить широку перспективу застосування, зокрема, в таких галузях, як аграрний сектор в частці плодоовочевих господарств та обслуговування лісових і паркових деревних масивів [136 – 138].

Більш того, запропонований вище 2-й принцип синтезу мобільних РДО, що полягає в інтеграції приводів роботів, як найкраще підходить до антропоморфних конструкцій. Отож, керуючись викладеним, запропонуємо далі технічну реалізацію антропоморфного РДО, тим більш, що світова новизна даного рішення підтверджена кваліфікаційною експертизою Державного підприємства «Український інститут інтелектуальної власності» [139].

Задача полягає в тому, щоб на основі 2-го принципу синтезу РДО, досягти не тільки зменшення приводів педіпуляторів шляхом їхньої інтеграції, але й забезпечити максимальну універсальність орієнтації при русі ніг робота в 3D просторі ангулярної системи координат, яка властива людині або тваринам. Також важливо, щоб крокуючий механізм був застосовний для мобільних роботів довільної орієнтації в технологічному просторі, відомих у міжнародних публікаціях, як альпіністські роботи (climbing robots), аналіз яких викладений вище в Розділі 1.

Поставлена мета досліджень досягалася по трьом послідовним етапам: на першому етапі була створена принципово нова конструкція антропоморфного

крокуючого мобільного РДО за 2-м принципом синтезу; на другому етапі розроблена математична модель для розрахунків його геометричних і силових параметрів, і на третьому етапі здійснено моделювання аналітичних зв'язків параметрів крокуючої трансмісії мобільного робота.

4.8.1. Технічна реалізація антропоморфного мобільного РДО

Для кращого розуміння аналітичної моделі антропоморфного крокуючого робота спочатку розглянемо його технічне рішення. На корпусі мобільного робота (Рис. 4.28) встановлено чотири ноги: праву передню та задню, ліву передню та задню. Кожна нога робота містить стегна, гомілки та ступні, на котрих встановлені захвати для зчеплення з поверхнею переміщення.

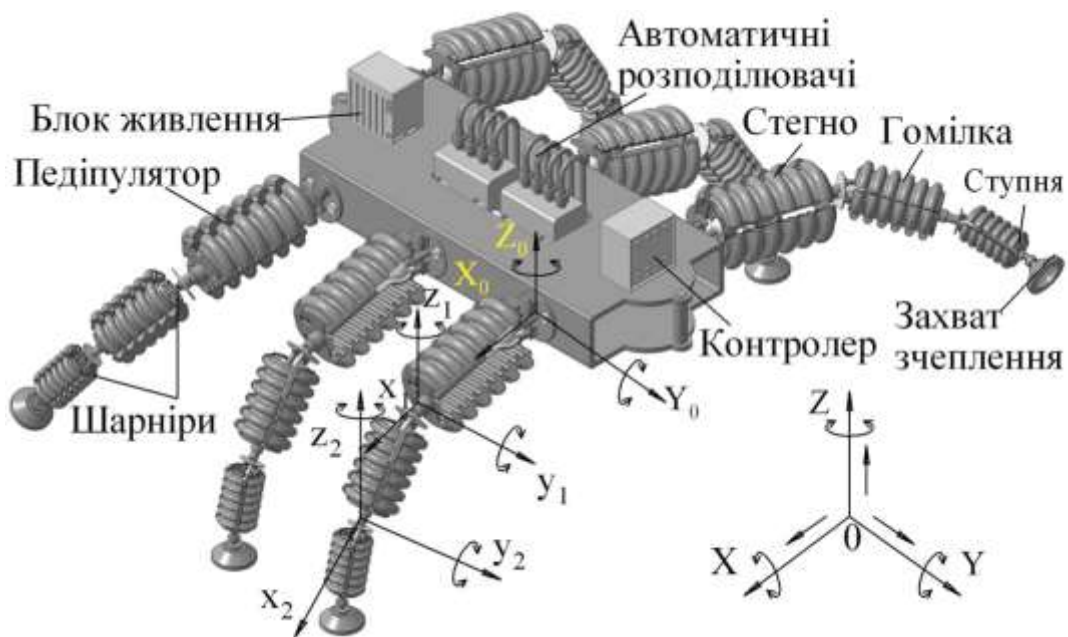


Рис. 4.28. Мобільний робот із антропоморфними педипуляторами

Кожна нога робота приєднана до корпусу шарнірними суглобами, а ланки стегна, гомілки та стопи з'єднанні шарнірними суглобами. Із суглобами пов'язані відповідні системи координат: базова $X_0Y_0Z_0$ та поворотні $x_1y_1z_1$ і $x_2y_2z_2$.

$x_2y_2z_2$. Крім того, робот оснащений блоком живлення, пневматичними чи гідравлічними розподільниками та керуючим контролером.

Робот крокує в наслідок повертання ніг за рахунок створення різних тисків в гофрованих камерах стегна, гомілки та стопи. Поворотні системи координат $x_1y_1z_1$ і $x_2y_2z_2$ кожної ноги рухаються в своїх базових системах координат $X_0Y_0Z_0$, а остання рухається в загальній системі координат XYZ – це потрібно пов'язати, бо нас цікавить не тільки динаміка руху окремої ноги, а й керування орієнтацією робота в загалі.

Нога робота складається з *елементарних* пневматичних або гідравлічних еластичних гофрованих камер (Рис. 4.29), які виконують функцію, так би мовити, м'яз стегна, гомілки та ступні, тому мобільний робот і називаний антропоморфним [23].

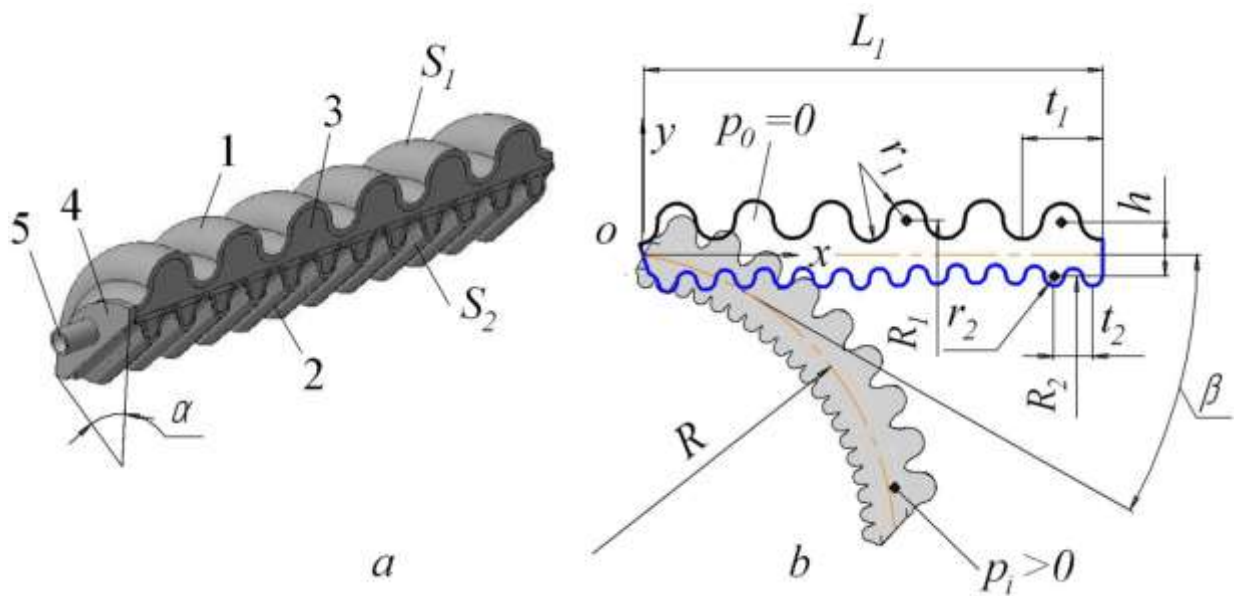


Рис. 4.29. 3D зображення (а) гофрованої камери (м'яза) та її схема (b)

На рис. 4.29.(a) показано, що камера має верхню гофровану оболонку 1 з більшою площею S_1 поверхні та нижню гофровану оболонку 2 з меншою площею S_2 , тобто $S_1 > S_2$ довжиною L_1 . По торцях камера закрита еластичними ребрами 3 і 4. Кожна гофре верхньої 1 і нижньої 2 оболонок є частками тороїдів, відповідно з колом r_1 , що обертається з радіусом R_1 і кола r_2 з радіусом тороїда R_2 , обмежених кутом α , тобто є сегментами різних тороїдів. В цьому

легко впевнитись, якщо на кроці t_1 виступи і впадини однакового радіуса r_1 об'єднати в одну окружність, то вийде тор з радіусом R_1 . Так само і на кроці t_2 оболонки 2. Якщо камеру закріпити в точці «0» системи координат Oxy і через патрубок 5 подати стисле повітря або рідину під тиском p_i , то камера зігнеться радіусом R на кут β рис. 1(b) під дією сили F

$$F = (S_1 - S_2) p_i \quad (4.111)$$

в наслідок різниці площин $(S_1 - S_2)$ верхньої та нижньої оболонок 1 і 2.

Отож маємо *одну ступень* рухомості від однієї камери. Відомо, що повна площа S тороїда з радіусами R_1 і кола r_1 дорівнює

$$S = 4\pi^2 R_1 r_1 \quad (4.112)$$

Оскільки в нашому випадку площа S обмежена кутом α на рис. 4.29(a), то це складає коефіцієнт $\alpha/360^\circ$, то на один крок t_1 маємо площу гофри

$$S_1 = \frac{\alpha}{360^\circ} (4\pi^2 R_1 r_1) = \frac{\alpha}{90^\circ} \pi^2 R_1 r_1, \quad (4.113)$$

а на довжину L_1 з кроком гофри t_1 будемо мати повну площу верхньої оболонки S_1 , нехтуючи товщиною матеріалу оболонки:

$$S_1 = \frac{\alpha}{90^\circ} \frac{L_1}{t_1} \pi^2 R_1 r_1 \quad (4.114)$$

Аналогічно для нижньої оболонки 2 маємо площу S_2

$$S_2 = \frac{\alpha}{90^\circ} \frac{L_1}{t_2} \pi^2 R_2 r_2 \quad (4.115)$$

Підставивши вирази (4.114) і (4.115) в формулу (4.111) отримаємо значення сили згину гофрованої камери (тобто м'яза)

$$F = \frac{\alpha}{90^\circ} \pi^2 L_1 \left(\frac{R_1 r_1}{t_1} - \frac{R_2 r_2}{t_2} \right) p_i. \quad (4.116)$$

Тепер перейдемо безпосередньо до конструкції ноги робота. Вище описану гофровану камеру з одним ступенем рухомості будемо встановлювати як одиничний м'яз на кістки – важелі з шарнірами, які будуть виконувати роль

суглобів ноги робота. Відомо, що кістяк ноги людини складеться з трьох основних ланок – стегна, гомілки та ступні.

Складемо стегно ноги робота (Рис. 4.30). Для ясності розуміння спочатку встановимо тільки дві камери 6 і 7, а потім додамо кожній протилежно ще по одній камері (тобто ще дві камери). Отож камера 6 встановлена на хрестовині 8, що через важелі 9 розміщена на двох осях 10 корпусу 11 робота. А друга камера 7 встановлена на іншій хрестовині 12, що також через свої важелі 13 розміщена на осі 14 корпусу 11. Таким чином, поки що тільки дві камери 6 і 7 розміщені у двох взаємно перпендикулярних площинах відповідно X_0Y_0 та X_0Z_0 із закріпленням своїх початків на вказаних хрестовинах відповідно 8 і 12.

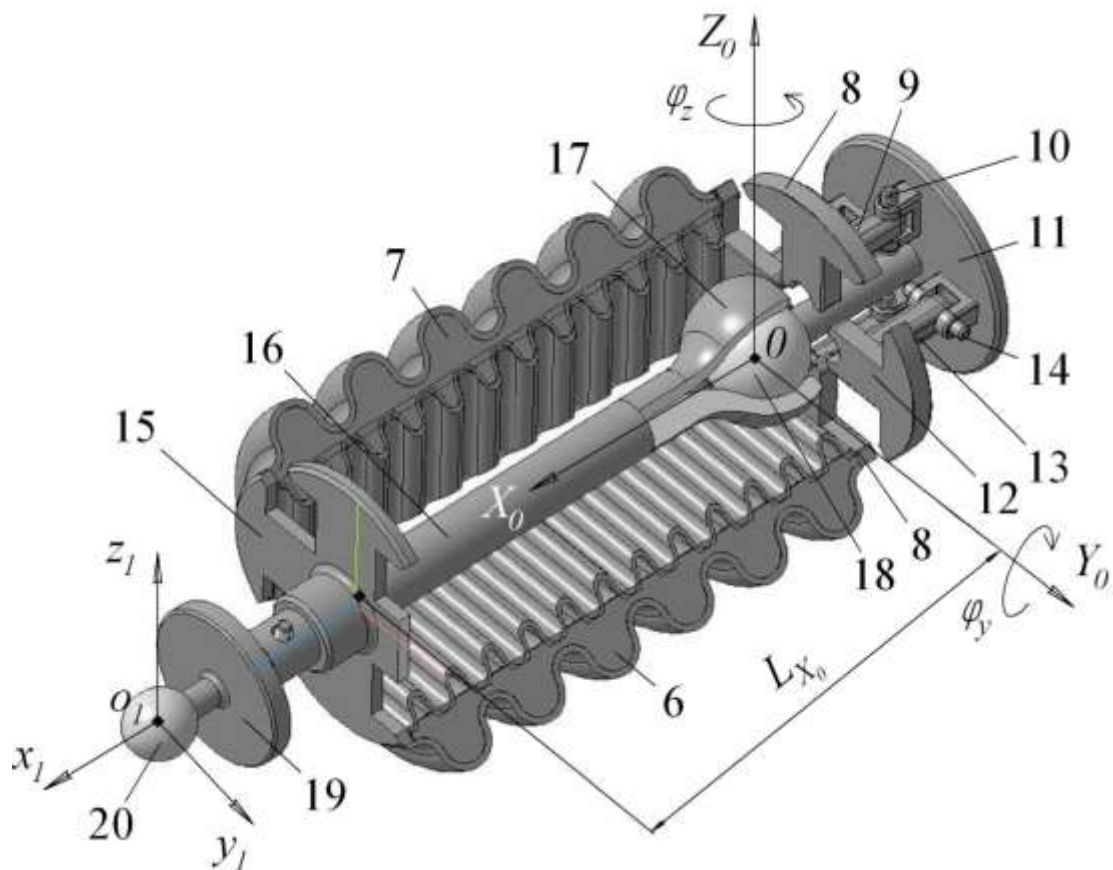


Рис. 4.30. Стегно ноги робота тільки з двома камерами

Кінцеві (протилежні) торці камер 6 і 7 на відстані L_{X_0} закріплено на хрестовині 15, що **вільно** встановлена на валу 16, який своїми півсферами 17 охоплює сферу 18, що закріплена через стержень на корпусі 11 робота. В центрі

«0» сфери 18 знаходиться початок нерухомої (базової) системи координат $X_0Y_0Z_0$.

Якщо створити тиск газу чи рідини в камері 6, то вона зігнеться на кут $+\varphi_y$ навколо вісі Y_0 , а якщо створити тиск в камері 7, то вона зігнеться на кут $+\varphi_z$ навколо вісі Z_0 . Ці згини, як було зазначено вище, відбуваються в наслідок різниці площин більшої зовнішньої та меншої внутрішньої оболонок кожної камери (див. Рис. 4.29).

Таким чином маємо стегно ноги робота з двома ступенями рухомості $+\varphi_y$ та $+\varphi_z$. На ці кути гофровані камери 6 і 7 (коли вони **по черзі** під тиском) через вал 16 повертають відповідно до осей Y_0 і Z_0 рухому систему координат $x_1y_1z_1$, що має центр O_1 у сфері 20, закріпленої на фланці 19 валу 16. Якщо сферу 18 з півсферами 17, що розташовані в центрі системи координат $X_0Y_0Z_0$ будемо вважати суглобом стегна, то сфера 20 із її системою координат $x_1y_1z_1$ буде шарніром коліна ноги робота, на який ми пізніше встановимо гомілку ноги з таких самих камер, але тільки менших. А поки що, добавимо до стегна ще дві камери 21 і 22 (рис. 4.31), які розташовані відповідно протилежно камерам 6 і 7.

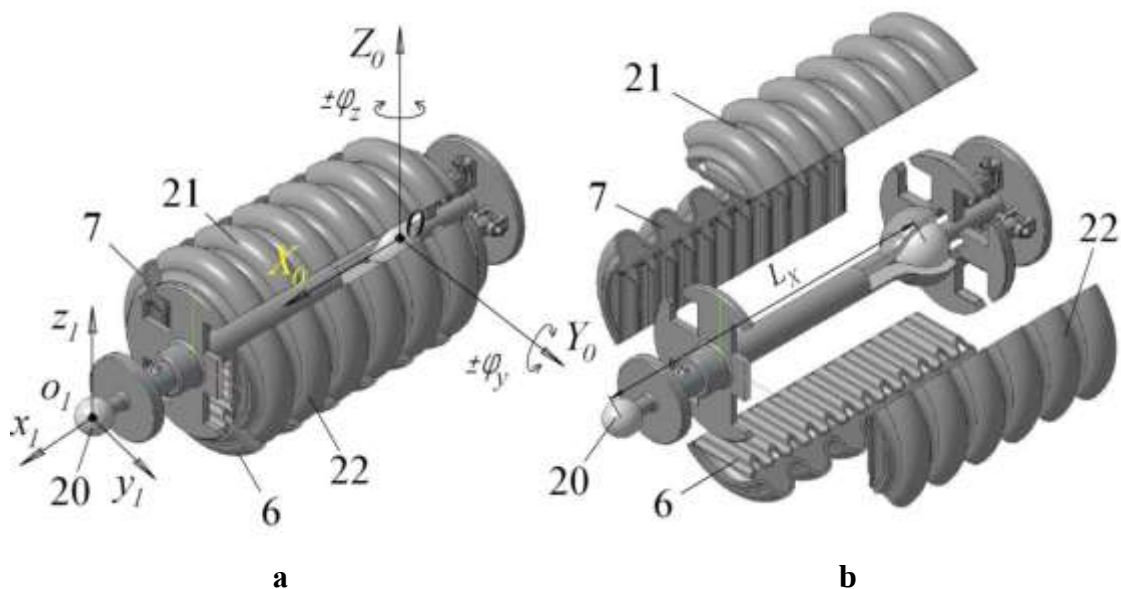


Рис. 4.31. Стегно ноги робота з 4-х камер у зібраному (а) та в рознесеному стані (б)

Для полегшення розуміння конструкції на рис. 4.31(б) те саме стегно показано у вигляді, так званої, вибух-схеми, коли камери умовно рознесені у просторі. Тепер, створюючи по черзі різний тиск у камерах, ми хоч і маємо ті ж

самі два ступені рухомості, але вже в різних напрямках. Тобто протилежно розташовані камери 6 і 21 повертають стегно на кут $\pm\varphi_y$ навколо вісі Y_0 , а дві другі камери 7 і 22, теж протилежно розташовані, повертають стегно на кут $\pm\varphi_z$ навколо вісі Z_0 .

Якщо самі камери згинаються від різниці площин зовнішньої та внутрішньої гофрованих оболонок [див. формулу (4.116)], то кути повертання стегна будуть залежати від різниці тисків в різних чотирьох камерах. Якщо в усіх камерах рівний тиск $p_1 = p_2 = p_3 = p_4$, то стегно стоїть рівно вздовж осі X_0 (див. Рис 4.31).

Тепер зберемо ногу робота цілком (Рис. 4.32). Оскільки у людини гомілка слабша за стегно, а ступня слабша за гомілку, той ми зменшимо геометричні розміри на 25% для гомілки відносно стегна, та ще раз на 25% для стопи відносно гомілки. Отож виходе, що гомілка та ступня мають ті ж самі камери, що й стегно 23, тільки гомілка 24 з розмірами на 25% меншими ніж у стегна, а камери ступні 26 мають розміри ще додатково на 25% ніж у стегна.

Як показано на рис. 4.32 стегно 23 ноги встановлено на шарнірі 18 і при почерговому створенні тиску в камерах повертає вал 16 на кути $\pm\varphi_y$ та $\pm\varphi_z$ навколо відповідних осей Y_0 та Z_0 в системі координат $X_0Y_0Z_0$ разом із системою координат $x_1y_1z_1$, що розміщена в центрі шарніру 20 вала 16.

Камери гомілки 24 повертають вал 25, а значить і саму гомілку, на кути $\pm\gamma_{y1}$ та $\pm\gamma_{z1}$ навколо відповідних осей системи координат $x_1y_1z_1$ разом із системою координат стопи $x_2y_2z_2$. В останній системі координат камери стопи 26 повертають вал 28, а значить і стопу 26, на кути $\pm\theta_{y2}$ та $\pm\theta_{z2}$ навколо відповідних осей системи координат $x_2y_2z_2$. На кінцівці 29 встановлюється захват, що утримує роботу на поверхні переміщення довільної орієнтації у технологічному просторі.

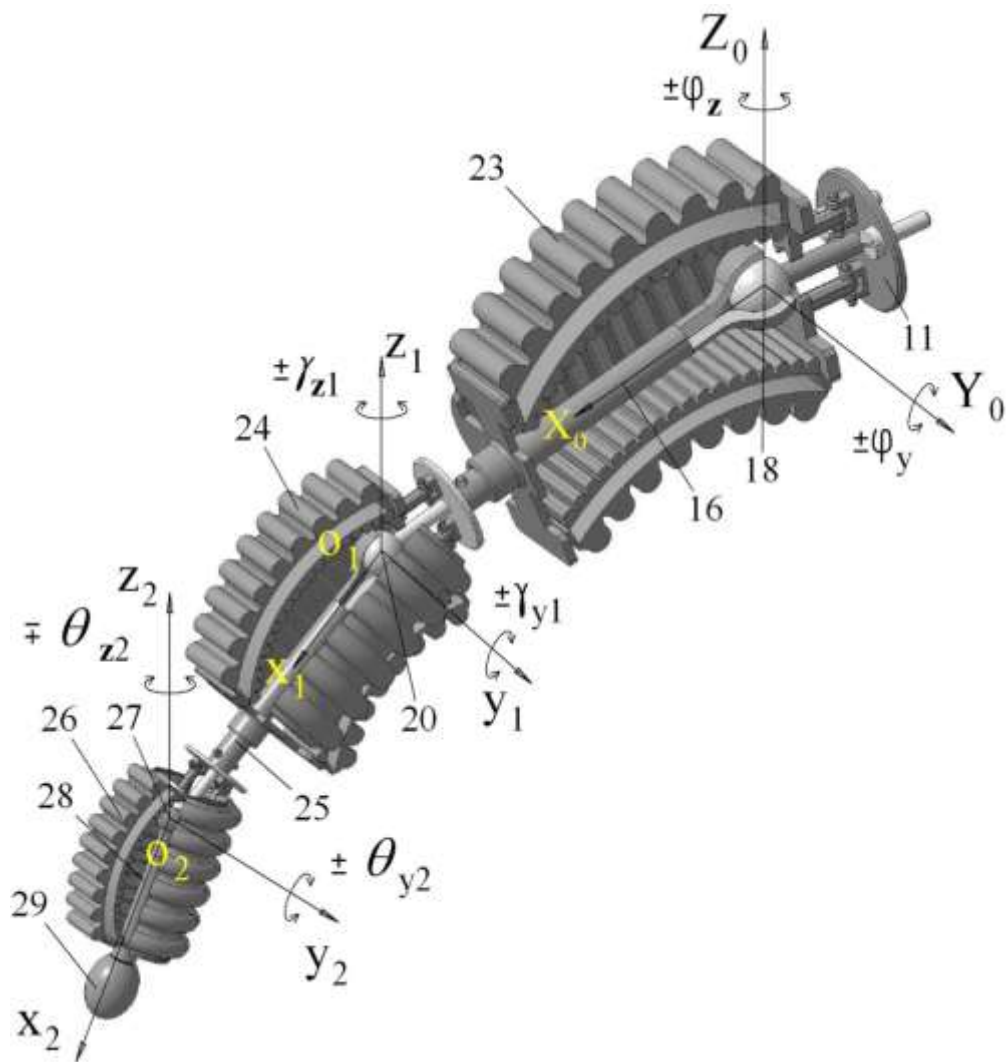


Рис. 4.32. Нога мобільного робота у зібраному стані

Принципова схема блоку керування гофрованими камерами (м'язами) педіпуляторів робота показана на рис. 4.33. Пневматичним компресором або гідравлічним насосом створюється потоки відповідно стисненого газу чи рідини, які по заданому алгоритму керування розподіляється автоматичними пневматичними клапанами по гофрованих камерах. Величина тиску стисненого газу чи рідини в камерах задається регуляторами тиску, а швидкість вступу стисненого повітря в камери регулюється дроселями зі зворотними клапанами. У вихідному положенні, як показано на рис. 4.33, при рівності тисків $p_1=p_2=p_3=p_4$ усі чотири камери займають прямолінійне положення уздовж осі Y .

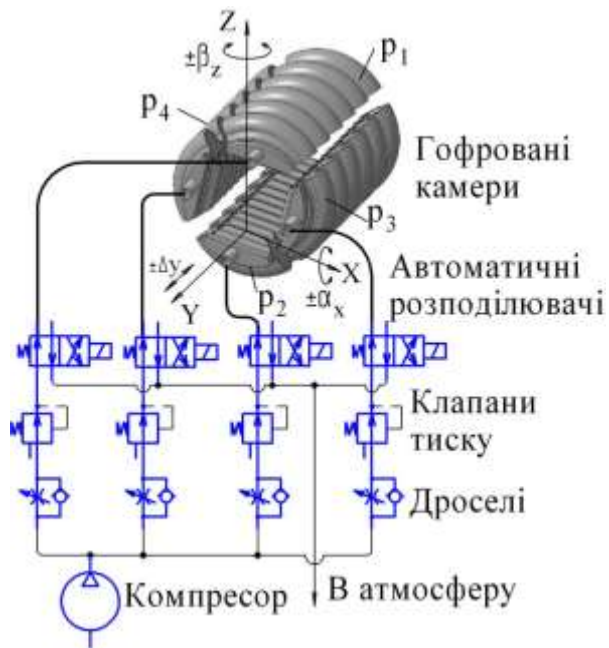


Рис. 4.33. Принципова схема блоку керування гофрованими камерами (м'язами) педіпуляторів робота

Але залежно від величини різниці тисків p_1 і p_2 у відповідних гофрованих камерах, частина ноги робота згинається на кут $\pm\alpha$ навколо осі X , а за умови різниці тисків p_2 і p_3 камери згинаються на кут $\pm\beta$ навколо осі Z . Зазначені вигини гофрованих камер супроводжуються поступальним переміщенням $\pm\Delta y$ уздовж осі Y у системі координат XZY . Кутові вигини гофрованих камер відбуваються внаслідок різниці площ великої й малої гофрованої оболонки кожної камери. Згідно із зазначеним алгоритмом працюють усі частини ніг педіпуляторів робота.

Таким чином, три ланки ноги робота – стегно, гомілка та стопа мають по два ступені рухомості, що складає шість ступенів свободи руху в системі координат $X_0Y_0Z_0$, жорстко пов'язаної з корпусом робота. Це дозволяє ногам робота працювати в сферичній (точніше ангулярной – без поступових кінематичних пар, а тільки обертових, властивій людині) системі координат, а також і в прямокутній Декартовій системі координат XYZ , як це показано вище на рис. 4.28. Такого числа ступенів свободи достатньо для виконання не тільки транспортних, а й будь яких технологічних операцій, звісно з урахуванням силового навантаження мобільного робота.

4.8.2. Визначення силових параметрів антропоморфного педипулятора

Для розрахунку сил, напружень і згинальних моментів, що визначають рівень ефективності експлуатації антропоморфного мобільного РДО, необхідно побудувати його аналітичну модель, яка і є основою керування орієнтацією робота у технологічному просторі.

Головним елементом антропоморфної ноги робота є гофровані пневматичні камери, що працюють під тиском. Камери всіх частин ноги робота: стегна, гомілки й стопи, ідентичні й відрізняються тільки своїми розмірами, які зменшуються від стегна до стопи. На рис. 4.34 показана розрахункова схема основного конструктивного елементу пневматичної камери (тобто м'яза), а саме схема гофрованої оболонки, яка утворює камеру.



Рис. 4.34. Розрахункова схема гофрованої оболонки
а – схема заглушки; б – схема оболонки

Пневматична гофрована камера перебуває під тиском p стисненого повітря або рідини. Цей тиск викликає дію сили F , яку прикладемо в точці «с» – центру маси торцевої заглушки камери.

Спочатку визначимо зусилля, що діють на гофри (тобто м'язи) стегна, гомілки та стопи антропоморфного педіпулятора робота. Для цього знайдемо положення центра ваги площі заглушки, зображеної на рис. 4.34. Ця площа складається з кругового сектора радіуса R_1 , з центральним кутом α , з якого вирізано круговий сектор радіуса R_2 . Площі цих частин вираховуються як $A_2 = \frac{1}{2} \alpha R_2^2$; $A_1 = \frac{1}{2} \alpha R_1^2$. Тоді площа торця камери буде рівнятися

$$A = A_1 - A_2 = \frac{1}{2} \alpha (R_1^2 - R_2^2). \quad (4.117)$$

Визначимо відстань від центру кіл до точки C (центра ваги)

$$OC = \frac{\frac{4 \sin(\alpha / 2)}{3} \frac{R_1 A_1}{\alpha} - \frac{4 \sin(\alpha / 2)}{3} \frac{R_2 A_2}{\alpha}}{A} = \frac{4 \sin(\alpha / 2)}{3} \frac{R_1^3 - R_2^3}{\alpha (R_1^2 - R_2^2)}. \quad (4.118)$$

Внаслідок наявності у камері тиску p на торець камери буде діяти рівнодійна сила F , прикладена у точці C .

$$F = pA = \frac{1}{2} p \alpha (R_1^2 - R_2^2). \quad (4.119)$$

Ця сила розподіляється між верхньою та нижньою гофрованими оболонками на складові N_1 і N_2 , які розтягують гофри. Сили N_1 і N_2 знаходимо з рівнянь рівноваги

$$N_1 + N_2 = F; \quad F \cdot OC - N_1 R_1 - N_2 R_2 = 0. \quad (4.120)$$

Звідси одержуємо вирази для шуканих сил

$$N_1 = \frac{1}{2} p \alpha (OC - R_2)(R_1 + R_2); \quad N_2 = F \frac{R_1 - OC}{R_1 - R_2} = \frac{1}{2} p \alpha (R_1 - OC)(R_1 + R_2) \quad (4.121)$$

Тепер знайдемо залежність між силами N_1 і N_2 та видовженням гофрованих частин елементарної камери. Надалі, припускаємо, що видовження відбувається тільки внаслідок випрямлення гофри. Розглянемо один елемент верхньої гофри довжиною t_1 і радіуса r_1 , зображеного на рис. 4.34(б). Під дією сили N_1 елемент видовжується на величину dt_1 , причому дуга кола радіуса r_1 переходить у дугу кола радіуса R_{b1} , а дуги не змінюють своєї довжини. Зі схеми рис. 4.34(б) легко встановити наступні співвідношення:

$$2r_1 \sin(\alpha_1 / 2) = t_1 \Rightarrow \alpha_1 = 2 \arcsin\left(\frac{t_1}{2r_1}\right);$$

$$R_{b1}\beta_1 = r_1\alpha_1; \quad R_{b1} = \frac{r_1\alpha_1}{\beta_1}; \quad R_{b1}\psi = r_1\varphi; \quad 0 \leq \varphi \leq \alpha_1; \quad 0 \leq \psi \leq \beta_1; \quad (4.122)$$

$$2R_{b1} \sin(\beta_1 / 2) = t_1 + \Delta t_1 \Rightarrow \Delta t_1 = 2 \frac{r_1\alpha_1}{\beta_1} \sin(\beta_1 / 2) - t_1.$$

Аналогічні співвідношення мають місце і для нижньої гофри:

$$2r_2 \sin(\alpha_2 / 2) = t_2 \Rightarrow \alpha_2 = 2 \arcsin\left(\frac{t_2}{2r_2}\right);$$

$$R_{b2}\beta_2 = r_2\alpha_2; \quad R_{b2} = \frac{r_2\alpha_2}{\beta_2}; \quad R_{b2}\psi = r_2\varphi; \quad 0 \leq \varphi \leq \alpha_2; \quad 0 \leq \psi \leq \beta_2; \quad (4.123)$$

$$2R_{b2} \sin(\beta_2 / 2) = t_2 + \Delta t_2; \quad \Delta t_2 = 2 \frac{r_2\alpha_2}{\beta_2} \sin(\beta_2 / 2) - t_2.$$

Видовження зовнішньої частини гофрованої камери будемо знаходити за допомогою інтегралу Мора

$$\Delta t_1 = \int_0^{\alpha_1} \frac{M_p \bar{M} r_1 d\varphi}{EJ_1} + \int_0^{\alpha_1} \frac{N_p \bar{N} r_1 d\varphi}{Eh_1 R_1 \alpha}, \quad (4.124)$$

де h_1 – товщина зовнішньої частини гофрованої труби; $J_1 = \frac{\alpha R_1 h_1^3}{12}$ – осьовий момент інерції поперечного перерізу стінки оболонки; E – модуль Юнга матеріалу оболонки гофрованої камери; M_p , N_p – згинальний момент та поздовжня сила. Останні два параметри залежать від кутів ψ , φ деформації пружної оболонки, кутів згинання гофри α_1 , β_1 , що визначають згин педіпулятора, та сили N_1 від тиску в гофрованій камері, отож вирази для та поздовжньої сили N_p та згинального моменту M_p запишемо так:

$$\begin{aligned} N_p &= N_1 \cos(\psi - \beta_1 / 2) = N_1 \cos(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2); \\ M_p &= N_1 R_{b1} (\cos(\psi - \beta_1 / 2) - \cos(\beta_1 / 2)) = \\ &= N_1 \frac{r_1 \alpha_1}{\beta_1} (\cos(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2) - \cos(\beta_1 / 2)). \end{aligned} \quad (4.125)$$

Від прикладеної одиничної безрозмірної сили маємо поздовжню силу та згинальний момент $\bar{N}$, $\bar{M}$:

$$\begin{aligned}\bar{N} &= \cos(\psi - \beta_1 / 2) = \cos(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2); \\ \bar{M} &= R_{b1} (\cos(\psi - \beta_1 / 2) - \cos(\beta_1 / 2)) = \frac{r_1 \alpha_1}{\beta_1} (\cos(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2) - \cos(\beta_1 / 2)).\end{aligned}\quad (4.126)$$

Підставляємо наведені вище вирази (4.125) і (4.126) для силових факторів у (4.124) та отримуємо:

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= \frac{r_1 N_1}{E J_1} \int_0^{\alpha_1} \left(\frac{r_1 \alpha_1}{\beta_1} \right)^2 (\cos^2(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2) - 2 \cos(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2) \cos(\beta_1 / 2) + \\ &+ \cos^2(\beta_1 / 2)) d\varphi + \frac{r_1 N_1}{E h_1 R_1 \alpha} \int_0^{\alpha_1} \cos^2(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2) d\varphi.\end{aligned}$$

Далі виконуємо інтегрування та знаходимо видовження зовнішньої частини гофрованої камери:

$$\Delta t_1 = \frac{r_1 \alpha_1 p k_1}{E} \left(\frac{1}{J_1} \left(\frac{\alpha_1 r_1}{\beta_1} \right)^2 \left(\frac{1}{2} + \cos^2 \left(\frac{\beta_1}{2} \right) - \frac{3 \sin \beta_1}{2 \beta_1} \right) + \frac{1}{2 h_1 R_1 \alpha} \left(1 + \frac{\sin \beta_1}{\beta_1} \right) \right), \quad (4.127)$$

$$\text{де } k_1 = \frac{1}{2} \alpha (OC - R_2) (R_1 + R_2).$$

Видовження внутрішньої частини гофрованої труби також будемо знаходити також за допомогою інтегралу Мора:

$$\Delta t_2 = \int_0^{\alpha_2} \frac{M_p \bar{M} r_2 d\varphi}{E J_2} + \int_0^{\alpha_2} \frac{N_p \bar{N} r_2 d\varphi}{E h_2 R_2 \alpha}, \quad (4.128)$$

де: h_2 – товщина внутрішньої частини гофрованої труби; $J_2 = \frac{\alpha R_2 h_2^3}{12}$ – осьовий

момент інерції поперечного перерізу стінки оболонки; M_p , N_p – згинальний момент та поздовжня сила від заданого навантаження. У нашому випадку

$$\begin{aligned}N_p &= N_2 \cos(\psi - \beta_2 / 2) = N_2 \cos(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2); \\ M_p &= N_2 R_{b2} (\cos(\psi - \beta_2 / 2) - \cos(\beta_2 / 2)) = N_2 \frac{r_2 \alpha_2}{\beta_2} (\cos(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2) - \cos(\beta_2 / 2)),\end{aligned}\quad (4.129)$$

$\bar{M}$, $\bar{N}$ – згинальний момент та поздовжня сила від прикладеної одиничної безрозмірної сили, що дорівнюють:

$$\begin{aligned}\bar{N} &= \cos(\varphi - \beta_2 / 2) = \cos(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2); \\ \bar{M} &= R_{b_2} (\cos(\varphi - \beta_2 / 2) - \cos(\beta_2 / 2)) = \frac{r_2 \alpha_2}{\beta_2} (\cos(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2) - \cos(\beta_2 / 2)).\end{aligned}\quad (4.130)$$

Підставляємо наведені вище вирази (4.129) і (4.130) для силових факторів у формулу (4.128):

$$\begin{aligned}\Delta t_2 &= \frac{r_2 N_2}{E J_2} \int_0^{\alpha_2} \left(\frac{r_2 \alpha_2}{\beta_2} \right)^2 (\cos^2(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2) - 2 \cos(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2) \cos(\beta_2 / 2) + \\ &+ \cos^2(\beta_2 / 2)) d\varphi + \frac{r_2 N_2}{E h_2 R_2 \alpha} \int_0^{\alpha_2} \cos^2(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2) d\varphi.\end{aligned}$$

Після інтегрування отримуємо видовження нижньої гофрованої камери

$$\Delta t_2 = \frac{r_2 \alpha_2 p k_2}{E} \left(\frac{1}{J_2} \left(\frac{\alpha_2 r_2}{\beta_2} \right)^2 \left(\frac{1}{2} + \cos^2 \left(\frac{\beta_2}{2} \right) - \frac{3 \sin \beta_2}{2 \beta_2} \right) + \right. \\ \left. + \frac{1}{2 h_2 R_2 \alpha} \left(1 + \frac{\sin \beta_2}{\beta_2} \right) \right), \quad (4.131)$$

$$\text{де } k_2 = \frac{1}{2} \alpha (R_1 - OC)(R_1 + R_2).$$

Розв'язавши чисельним методом у середовищі MATLAB систему рівнянь (4.122) і (4.127) та (4.123) і (4.131), знаходимо видовження частин Δt_1 , Δt_2 гофрованої камери та кути β_1 , β_2 її вигину залежно від величини тиску p в камері. Повне видовження камери (див. рис. 4.34) знаходимо за формулами

$$dL_1 = \frac{L}{t_1} \Delta t_1; \quad dL_2 = \frac{L}{t_2} \Delta t_2, \quad (4.132)$$

де L – довжина гофрованої камери.

Тепер можна визначити кут вигину φ оболонки гофрованої камери педіпулятора робота у градусах і середній радіус R_{cp} кривизни вигнутої гофрованої камери, що являє собою одиничний м'яз педіпулятора мобільного робота:

$$\varphi = \frac{dL_1 - dL_2}{R_1 - R_2} \frac{180}{\pi};$$

$$R_{cp} = \frac{L_1 + L_2 + dL_1 + dL_2}{2\varphi} = \frac{(R_1 - R_2)(L_1 + L_2 + dL_1 + dL_2)}{2(dL_1 - dL_2)}. \quad (4.133)$$

За результатами моделювання отримані графічні відображення викладених вище аналітичних залежностей при початкових умовах: матеріал оболонки еластичний, наприклад, так званий, ПВХ – полівінілхлорид. Цей матеріал досить міцний і має наступні характеристики:

- питома щільність $\rho = (1.35 \cdot 10^3 \dots 1.43 \cdot 10^3) \text{ кг/м}^3$;
- межа міцності: при розтяганні $\sigma_1 = (4 \cdot 10^7 \dots 7 \cdot 10^7) \text{ Па}$;
при вигині $\sigma_2 = (8 \cdot 10^7 \dots 12 \cdot 10^7) \text{ Па}$;
- модуль Юнга (пружності) $E = (2,6 \cdot 10^9 \dots 4,0 \cdot 10^9) \text{ Па}$.

За схемою рис. 4.29 прийняті такі розміри гофрів камери: $R_1 = 0,1 \text{ м}$; $r_1 = 0,01 \text{ м}$; $t_1 = 0,04 \text{ м}$; $R_2 = 0,08 \text{ м}$; $r_1 = 0,008 \text{ м}$; $t_1 = 0,02 \text{ м}$; $h = R_1 - R_2$; $L_1 = 0,1 \text{ м}$; товщина матеріалу ПВХ дорівнює $h_1 = 0,003 \text{ м}$. У разі зміни характеристик матеріалу або розмірів гофри за розробленими вище аналітичними залежностями легко отримати аналогічні графіки.

Так, графік рис. 4.35 ілюструє залежність видовження dL_1 більшої та dL_2 меншої оболонки гофрованої камери (див. Рис. 4.34) від тиску в еластичній камері, яка є одиничним м'язом антропоморфного педіпулятора. Як видно з графіку рис. 4.35 видовження верхньої оболонки значно випереджає видовження нижньої частини гофрованої камери при однаковому в них тиску p , тобто коли педіпулятор робота згинається. Це істотно пояснюється більшою площею верхньої пружної оболонки.

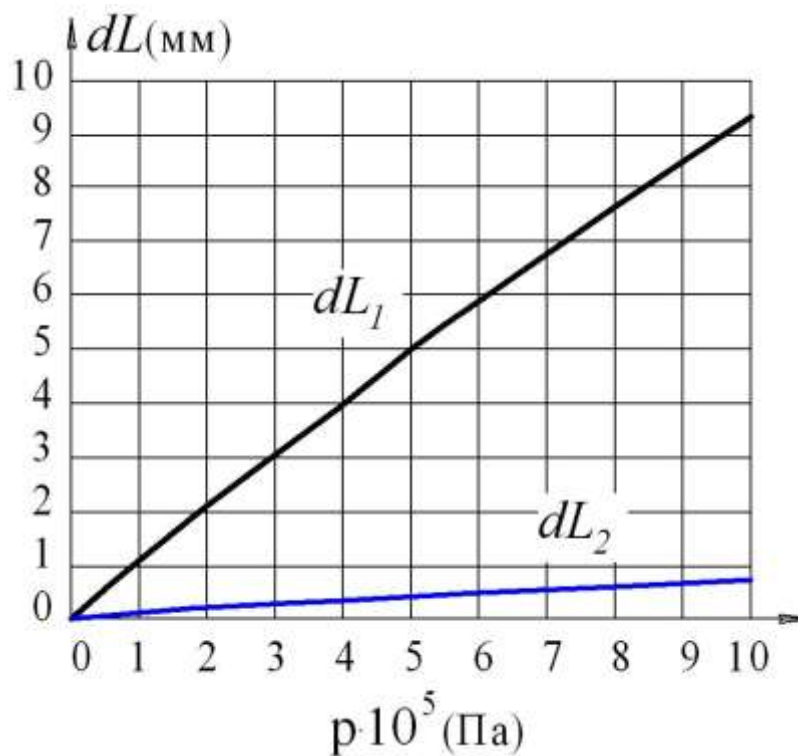


Рис. 4.35. Залежність видовження dL_1 більшої та dL_2 меншої оболонок гофрованої камери залежно від тиску p в камері

Отож при здійсненнях автоматизованого керування орієнтацією педіпуляторів мобільного робота слід віддавати перевагу контролю видовження верхніх оболонок стегна, гомілки та стопи ноги антропоморфного робота, оскільки при цьому буде менша помилка виміру dL .

Аналогічний ефект спостерігається і на графіках рис. 4.36, що відображає зміни кутів вигину β_1 меншої та більшої β_1 оболонок гофрованої камери залежно від тиску p в еластичній камері. Ці залежності свідчать про те, що власне для вигину еластичних оболонок достатньо досить низького тиску, але для забезпечення силового навантаження необхідний тиск знаходиться в діапазоні $p = (3...8) \cdot 10^5$ Па. Графік рис. 4.37 залежності кута вигину φ гофрованої камери від тиску однозначно вказує, що при побудові апаратної частини автоматичного керування педіпуляторами мобільного робота доцільно здійснювати контроль та вимір саме кута вигину φ з використанням, наприклад, таких цифрових датчиків кута, як енкодер, встановлюючи їх на стегні, гомілці та стопі антропоморфного мобільного робота.

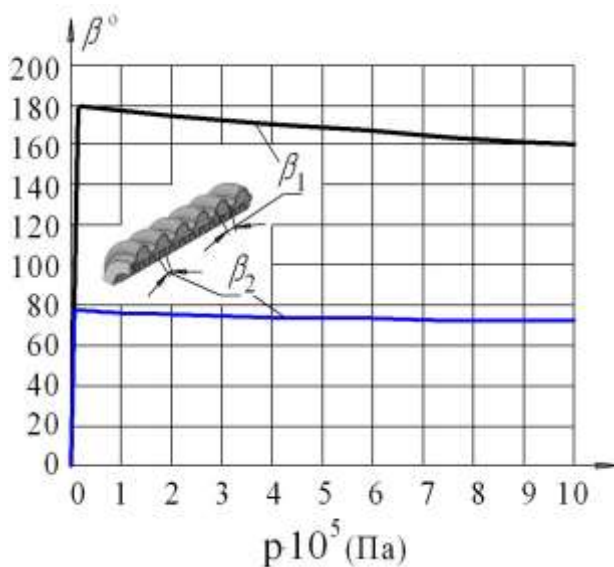


Рис.4.36. Зміна кутів β_1 і β_2 при зміні тиску p у гофрованій камері

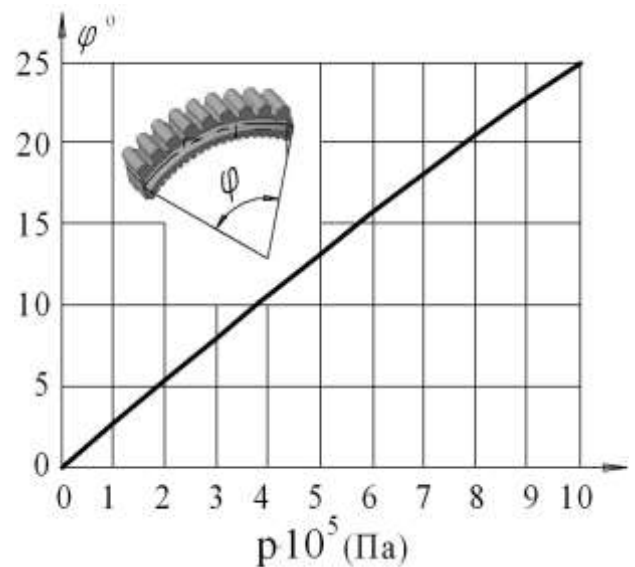


Рис. 4.37. Графік кута вигину φ гофрованої камери залежно від тиску

Аналіз графіків максимальних згинальних моментів M та поздовжньої сили N , наданих на рис. 4.38 та рис. 4.39, показує, що продиктовані промисловою доцільністю вказані вище чисельні значення розмірів гофрованих

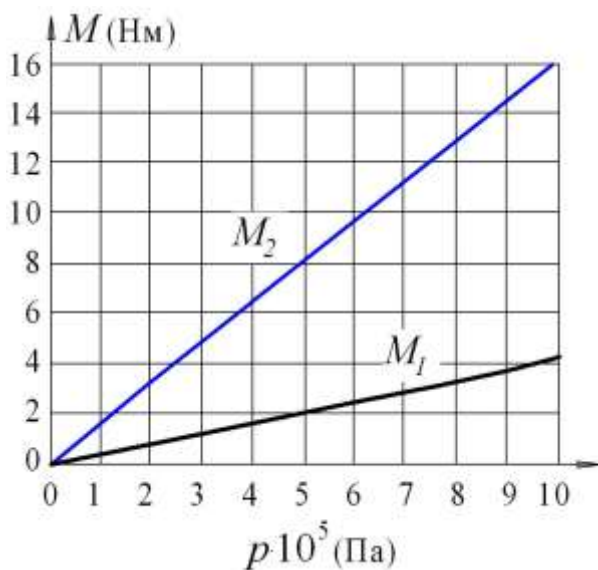


Рис. 4.38. Значення максимальних згинальних моментів більшої M_1 та меншої M_2 гофрованої камери залежно від тиску p в камері

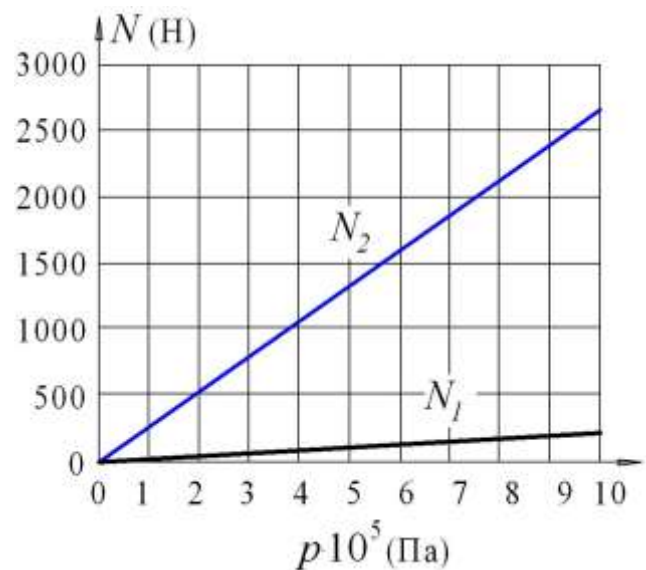


Рис.4.39. Значення максимальних поздовжніх сили деформації більшої N_1 та меншої N_2 гофрованих камер підпулятора робота

камер з матеріалу ПВХ при модулі Юнга (пружності) $E = (2,6 \cdot 10^9 \dots 4,0 \cdot 10^9)$ Па, достатні для експлуатації мобільного РДО в діапазоні силового навантаження від 50 кг до 300 кг. При такому діапазоні силового впливу можна виконувати не тільки транспортні, а й будь які технологічні операції.

Таким чином, отримавши вирази сил і моментів, а також формули для обчислення деформацій гофрованих камер ноги педіпулятора робота, надається можливим визначити напруження, що діють у пружних оболонках камер. Вирішення цієї задачі необхідно для забезпечення надійного функціонування антропоморфного педіпулятора залежно від навантажень мобільного робота.

Максимальні напруження від згинальних моментів σ_M і поздовжніх сил σ_N обчислюємо за формулами:

$$\begin{aligned}\sigma_{M1} &= \frac{M_1^{\max}}{J_1} \frac{h_1}{2} = pk_1(R_{b1} - R_{b1} \cos \beta_1) = \frac{pk_1 r_1 \alpha_1}{\beta_1} (1 - \cos \beta_1); \\ \sigma_{M2} &= \frac{M_2^{\max}}{J_2} \frac{h_2}{2} = pk_2(R_{b2} - R_{b2} \cos \beta_2) = \frac{pk_2 r_2 \alpha_2}{\beta_2} (1 - \cos \beta_2); \\ \sigma_{N1} &= \frac{N_1^{\max}}{\alpha R_1 h_1} = \frac{pk_1}{\alpha R_1 h_1}; \\ \sigma_{N2} &= \frac{N_2^{\max}}{\alpha R_2 h_2} = \frac{pk_2}{\alpha R_2 h_2}.\end{aligned}\tag{4.134}$$

Крім цих нормальних напружень, виникають ще кільцеві напруження σ_{1k} і σ_{2k} , які можна знайти, якщо умовно вирізати з оболонки елементарний елемент і скласти рівняння рівноваги у проекції на нормаль до поверхні. В результаті одержуємо рівняння

$$\frac{\sigma_{N1} h_1}{R_{b1}} + \frac{\sigma_{1k} h_1}{R_1} = -p; \quad \frac{\sigma_{N2} h_2}{R_{b2}} + \frac{\sigma_{2k} h_2}{R_2} = -p.\tag{4.135}$$

Звідси знаходимо вирази для кільцевих напружень в верхній σ_{1k} на нижній σ_{2k} оболонках гофрованих камер антропоморфного педіпулятора мобільного робота:

$$\begin{aligned}\sigma_{1k} &= -p \frac{R_1}{h_1} - \frac{\sigma_{N1} R_1}{R_{b1}} = -p \frac{R_1}{h_1} - \frac{\sigma_{N1} R_1 \beta_1}{r_1 \alpha_1}; \\ \sigma_{2k} &= -p \frac{R_2}{h_2} - \frac{\sigma_{N2} R_2}{R_{b2}} = -p \frac{R_2}{h_2} - \frac{\sigma_{N2} R_2 \beta_2}{r_2 \alpha_2}.\end{aligned}\tag{4.136}$$

Для забезпечення надійного функціонування антропоморфного мобільного робота необхідно отримати вирази для визначення еквівалентних напружень згідно четвертій (енергетичній) теорії міцності, оскільки від значень цих параметрів виникає небезпека руйнування при умові поєднання основних деформацій гофрованих камер педіпуляторів. Отож еквівалентні напруги в верхній σ_{1ek} на нижній σ_{2ek} камерах складуть:

$$\begin{aligned}\sigma_{1ek} &= \sqrt{(\sigma_{M1} + \sigma_{N1})^2 + (\sigma_{1k})^2 - \sigma_{1k}(\sigma_{M1} + \sigma_{N1})}; \\ \sigma_{2ek} &= \sqrt{(\sigma_{M2} + \sigma_{N2})^2 + (\sigma_{2k})^2 - \sigma_{2k}(\sigma_{M2} + \sigma_{N2})}.\end{aligned}\quad (4.137)$$

Тепер можна перевіряти міцність педіпуляторів робота, а саме вона буде забезпечена, якщо еквівалентні напруження менші від допустимих напружень, тобто

$$\sigma_{1ek} < [\sigma]; \quad \sigma_{2ek} < [\sigma], \quad (4.138)$$

де значення припустимих напруг $[\sigma]$ визначається відповідними характеристиками матеріалу, з якого виготовляються гофровані камери антропоморфного мобільного робота. Наприклад, для вище наведеного стану, коли використовується у якості матеріалу полівінілхлорид, межа міцності при розтяганні має діапазон $[\sigma_1] = (4 \cdot 10^7 \dots 7 \cdot 10^7)$ Па; при вигині $[\sigma_2] = (8 \cdot 10^7 \dots 12 \cdot 10^7)$ Па та модулі Юнга $E = (2,6 \cdot 10^9 \dots 4,0 \cdot 10^9)$ Па.

За результатами моделювання отримані графоаналітичні залежності напружень σ_{M1}, σ_{M2} від згинальних моментів і поздовжніх сил у в верхній на нижній σ_{N1}, σ_{N2} оболонках гофрованих камер (Рис. 4.40), з яких з'ясовано, що для надійної експлуатації мобільного робота з антропоморфними педіпуляторами, значення припустимих напруг $[\sigma]$ при певному тиску p повинно бути вищим за значень напруги σ_{M2} у більшій з гофрованих камер педіпуляторів.

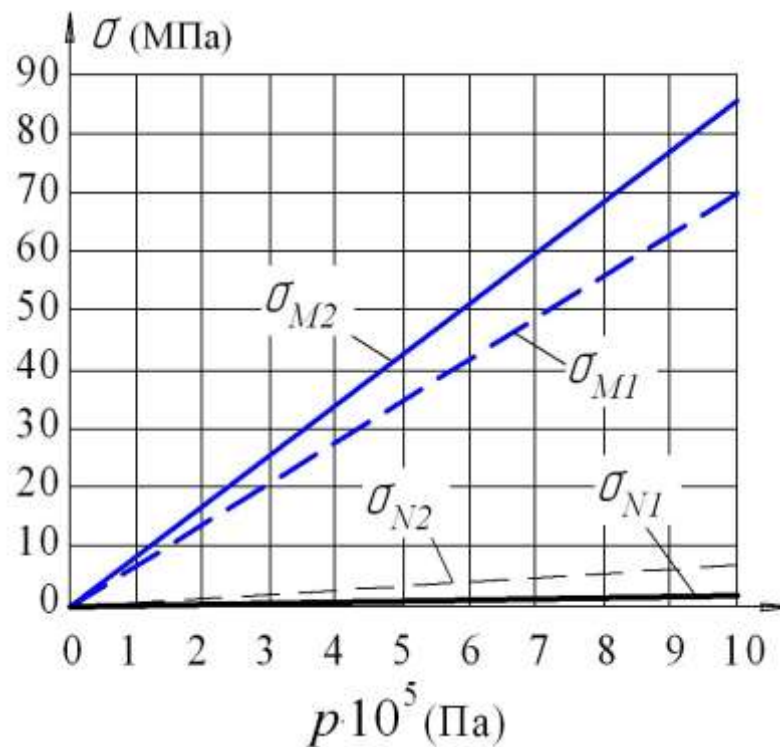


Рис.4.40. Значення напружень σ_{M1}, σ_{M2} від згинальних моментів і поздовжніх сил σ_{N1}, σ_{N2} у верхній на нижній оболонках гофрованих камер

Графік залежності (Рис. 4.41) еквівалентних наруг в більшій σ_{1ek} та меншій σ_{2ek} гофрованих камер вказує на границю допустимого напруження, а саме: горизонтальна штрихова лінія відповідає критичним значенням напруженню. Видно, що міцність гофрованих камер педіпуляторів буде забезпечена до тиску $p = 8,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Тут слід зауважити, що для промислової експлуатації антропоморфного мобільного робота з педіпуляторами із гофрованих камер, достатньо забезпечення тиску до $p = 8 \cdot 10^5 \text{ Па}$, про що також свідчать графіки рис.4.39 максимальних поздовжніх сили деформації більшої гофрованих камер в діапазоні силового навантаження від 50кг до 300кг.

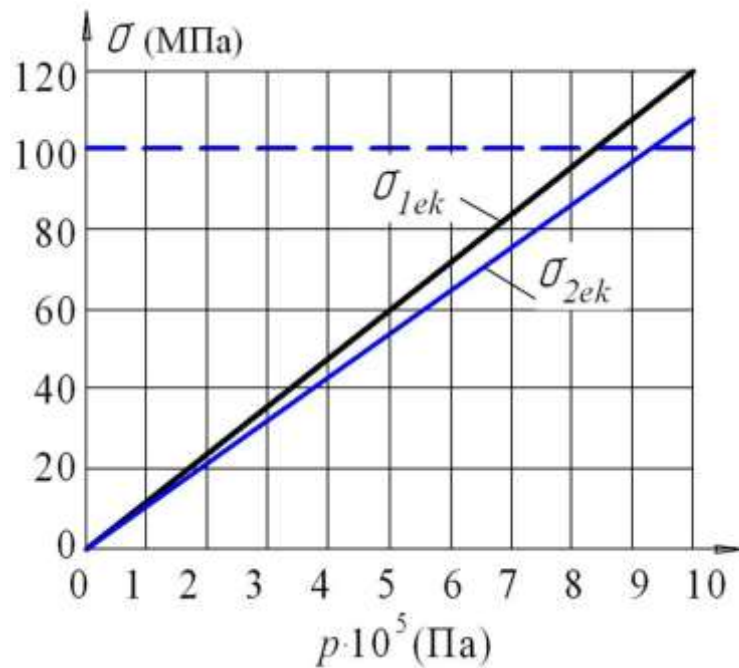


Рис. 4.41. Значення еквівалентних напружень в оболонках гофрованих камер

Таким чином, запропоновані мобільні РДО з інтегрованими приводами, що створені за 2-м принципом їх синтезу, на основі досліджень їх динамічних моделей та оптимізації конструктивно-технологічних параметрів, надають можливість стверджувати спроможність їх експлуатації в різноманітних промислових галузях при виконанні як транспортних, так і технологічних операцій.

4.9. Висновки до розділу

1. Запропонований 2-й принцип синтезу мобільних роботів технологічного призначення, що полягає в інтеграції приводів, дозволяє створювати принципово нові технічні реалізації мобільних РДО з педіпуляторами довільної орієнтації. Цей результат, у свою чергу, надає можливість виконувати різноманітні технологічні й транспортні операції в будь-якому виробничому просторі й програмувати переміщення робота в різних системах координат.

2. Розроблені математичні моделі, що включають опис динаміки переміщень і багатокритеріальну оптимізацію технологічного РДО дозволяють обчислювати максимально можливе технологічне навантаження крокуючого мобільного робота на довільно орієнтованій поверхні переміщення, а саме в діапазоні нахилу поверхні руху до обрію від 0^0 до 180^0 , що достатньо для будь-якого технологічного простору.

3. За результатами моделювання впливу технологічного навантаження робота на динаміку його переміщення отримані графоаналітичні залежності зміни величин переміщення, швидкості та кутів вигину педіпуляторів мобільного РДО, а саме: з'ясовано, що швидкість спочатку при дії рушійного моменту приводу робота стрімко зростає, а далі зменшується внаслідок витрати енергії на згин ноги педіпулятора і підіймання корпусу. Потім швидкість знову дещо зростає, бо опорні ноги розпрямляються, а корпус робота опускається і, таким чином, вивільняється частина набутої енергії.

4. Дослідження динаміки педіпуляторів мобільного РДО показують, що характер динаміки руху не змінюється на різних етапах переміщень робота, але суттєво змінюються у часі значення переміщення, швидкості робота та кута вигину центральної осі педіпулятора, що й визначає положення мобільного робота у технологічному просторі.

5. Результати оптимізації параметрів мобільного РДО, що визначають критичні (максимально припустимі) значення технологічного навантаження, надають можливість рекомендувати використання роботів у русі при виконанні технологічних операцій з малим навантаженням, наприклад таких, як відеоспостереження, діагностика стану поверхонь споруджень гідравлічних електростанцій, моніторинг великих трубопроводів і різних шахт промислового призначення, нанесення спеціальних покриттів на об'єкти й зварювальних робіт. У той же час, виконання операцій з великим технологічним навантаженням, наприклад свердління, різання, клепка, установка монтажних дюбелів і т.п., слід проводити в стаціонарному стані мобільного робота.

6. Отримані аналітичні залежності формалізованого опису функціонування мобільних роботів дозволяють здійснювати автоматизоване керування пристроями зчеплення робота з поверхнею переміщення залежно від граничних значень технологічних навантажень. Викладені результати моделювання необхідно враховувати при розробці програмно-апаратного забезпечення для автоматизованого керування мобільними РДО.

7. Таким чином, реалізація 2-го принципу керування синтезом мобільних РДО як на прикладі гнучких педіпуляторів, так і на прикладі антропоморфної їх реалізації, надає можливість досягтися довільної орієнтації крокуючого мобільного робота в різних робочих просторах: прямокутної Декартові, сферичної й циліндричної систем координат. Цей ефект забезпечує суттєве розширення технологічних можливостей мобільних РДО.

8. Світова новизна запропонованих технічних розв'язків мобільних РДО, що створені за 2-м принципом їх синтезу, тобто інтеграції приводів педіпуляторів, підтверджена результатами кваліфікаційної експертизи Державного підприємства «Український інститут інтелектуальної власності».

РОЗДІЛ 5

СИНТЕЗ МОБІЛЬНИХ РДО ЗА ТРЕТІМ ПРИНЦИПОМ: ЗАСТОСУВАННЯ АЕРОДИНАМІЧНОЇ ПІДНІМАЛЬНОЇ СИЛИ МОБІЛЬНОГО РОБОТА

В даному розділі запропонуємо і розв'ємо надалі доцільність застосування 3-го принципу автоматизованого синтезу технологічних РДО, який має наступне тлумачення:

Принцип 3. Застосування аеродинамічної піднімальної сили (на основі генераторів тяги) як засобу протидії гравітаційному навантаженню з метою збільшення технологічного навантаження при одночасному зменшенні потужності приводів руху й зчеплення мобільних РДО з поверхнею переміщення [141, 142].

Первісно в даному розділі представлена принципово нова технічна реалізація мобільного РДО за третім принципом синтезу, потім здійснено кінематичний і динамічний аналізи руху генератора тяги, надана модель фізичної сутності процесу створення аеродинамічної піднімальної сили і нарешті досліджено вплив ваги робота і аеродинамічної піднімальної сили, як протидії гравітаційному навантаженню, на величину технологічної реакції при виконання мобільним РДО виробничого завдання.

5.1. Постановка завдання створення мобільних РДО за 3-м принципом синтезу

Як відзначено вище, мобільні роботи довільної орієнтації в просторі або роботи вертикального переміщення, відомі в закордонних публікаціях як Climber Robot (альпіністський робот), призначені для виконання технологічних операцій в екстремальних умовах виробництва, у тому числі й техногенних катастроф, небезпечних і навіть неприйнятних для перебування людини.

Головною вимогою до даного типу роботів є втримання їх на поверхні переміщення. У переважній більшості міжнародних досліджень у даній області, розглянутих вище в розділі 1, а також у створених експериментальних зразках мобільних РДО, дане завдання вирішується створенням різноманітних підсистем зчеплення робота з поверхнею переміщення (див. підрозділ 1.2), але на жаль, не запропоновані будь які рекомендації чи моделі протидії гравітаційному навантаженню мобільних РДО. Таким чином, проблема подолання гравітаційного навантаження або, принаймні, часткової її компенсації для мобільних роботів, здатних виконувати технологічні операції в просторі довільної орієнтації, залишається актуальною.

Тому тут запропонуємо принципово інший підхід, а саме: оснащення мобільного робота джерелом реактивної тяги *не хімічного* походження, точніше пневматичним генератором аеродинамічної піднімальної сили. Реалізація даного принципу синтезу РДО спрямована на часткову компенсацію або навіть повне подолання гравітаційного навантаження, однак, не допускаючи при цьому перетворення мобільного робота в літальний апарат, щоб забезпечити виконання *контактних* силових технологічних операцій при обслуговуванні різних промислових об'єктів.

Постановка завдання. Для підвищення надійності втримання робота на поверхні довільної орієнтації, поряд з використанням відомих підсистем зчеплення робота із зазначеною поверхнею, необхідно оснастити робот джерелом *протидії* гравітаційному навантаженню, дія якого не тільки протилежна по напрямкові, але й постійно *збігається* з лінією сили гравітації незалежно від положення робота в просторі.

Крім того, необхідно щоб створювана реактивна тяга, тобто аеродинамічна піднімальна сила, не перевищувала зусилля зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення за рахунок автоматизованого керування зазначеною тягою залежно від кута нахилу робота до обрію технологічного простору. Також, вкрай бажано, щоб вказана реактивна тяга за

своєю фізичною суттю мала нехімічне походження, що значно спростить експлуатацію мобільних РДО в реальних виробничих умовах.

5.2. Технічна реалізація мобільного РДО з генератором тяги

У даному розділі викладений опис принциповий нової технічної реалізації мобільного робота з генератором пневматичної реактивної тяги. Наведені синтез конструкцій виконавчих механізмів робота й математичні моделі їх функціонування. Пропонований технічний розв'язок спрямований на компенсацію або повне подолання гравітаційного навантаження мобільного робота довільної орієнтації при виконанні транспортних і технологічних операцій. У сукупності викладені розв'язки сприяють підвищенню надійності втримання мобільних роботів на поверхні довільної орієнтації в просторі при їхній експлуатації в різних областях промисловості.

На відміну від вище викладеного (див. підрозділ 1.2), запропонований інший спосіб протидії гравітаційному навантаженню робота довільної орієнтації, а саме використання аеродинамічної піднімальної сили, створюваної генератором реактивної тяги не хімічного походження. Тобто по суті пропонується антигравітаційний мобільний робот для довільної орієнтації у технологічному просторі. Саме в цьому контексті (від лат. *contextus* – «з'єднання», «зв'язок») застосований термін *антигравітація*, як спосіб тільки *протидії* гравітаційному навантаженню, але, у жодному разі не гасіння її або екранування, що було б протиріччям. Більш того, сила вказаної протидії не повинна перевищувати зусилля зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення довільної орієнтації, щоб уникнути перетворення робота в літальний апарат.

Спочатку розглянемо принципово новий технічний розв'язок мобільного робота з генератором пневматичної реактивної тяги, установленому на Кардановому підвісі [143, с. 7–9]. На корпусі (Рис. 5.1) робота встановлені крокуючі механізми – гнучкі педіпулятори, постачені зубчастою трансмісією і

її приводом. Наявність гнучких педіпуляторів дозволяє здійснювати довільну орієнтацію робота в просторі системи координат xuz . На закінченнях зазначених педіпуляторів, принцип роботи яких докладно викладено в розділі 3, можуть бути встановлені будь-якого типу захвати із приводами для зчеплення робота з поверхнею переміщення довільної орієнтації. Крім того, робот оснащений блоком живлення, комплектом пневматичної й гідравлічної апаратури, а також контролером керування. Однак принциповою відмінністю мобільного робота є установка на Кардановому підвісі генератора пневматичної тяги із трьома ступенями свободи $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ в системі координат XYZ. Пристрої, призначені для виміру кута нахилу робота до обрію, виконані у вигляді енкодерів – датчиків перетворення кута повороту в електричний сигнал, установлених на осях противаг, завжди спрямованих під дією сили ваги по напрямковій гравітаційної сили.



Рис. 5.1. Мобільний РДО з генератором пневматичної реактивної тяги

Для ясності викладення тут слід зазначити, що головною властивістю карданова підвісу є те, що якщо в ньому закріпити обертове тіло, то воно буде зберігати напрямок осі обертання незалежно від орієнтації самого підвісу. Ця

властивість знайшла застосування в гіроскопах, що використовуються в авіації й космонавтиці. Тримачі суднових компасів або просто посудин з питвом у транспортних засобах теж використовують карданів підвіс, який дозволяє предмету перебувати у вертикальному положенні незважаючи на поштовхи й тряску. Карданів підвіс (Рис. 5.2,а) одержав свою назву по імені Джероламо Кардано, який не тільки не винайшов його, але навіть і не претендував на авторство: він описав цей пристрій у своїй, що одержала широку популярність, книзі «De subtilitate rerum» («Хитромудрий устрій речей», 1550 р.). Карданів підвіс був уперше винайдений грецьким інженером Філоном Візантійським у III в. до н.е.

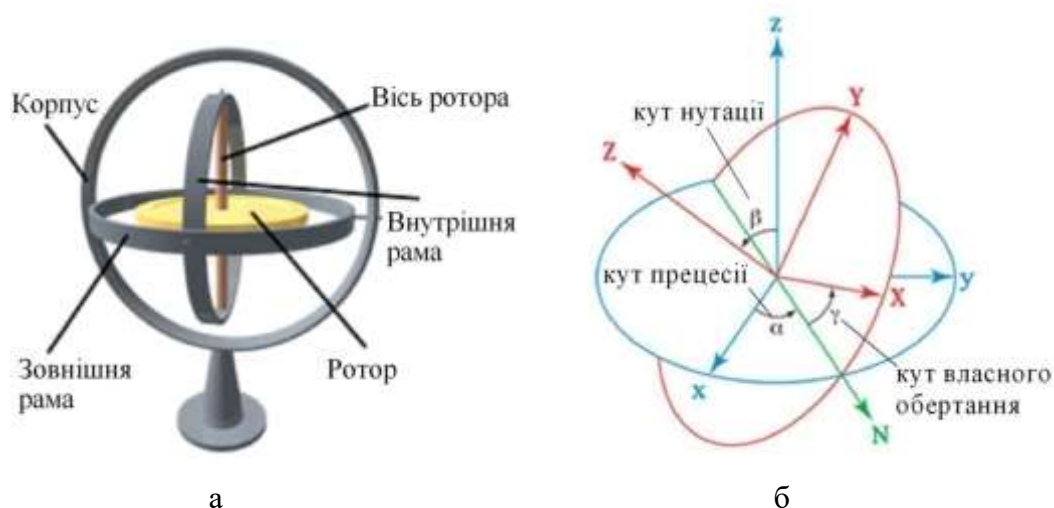


Рис. 5.2. Карданів підвіс (а) з трьома ступенями свободи та кути (б) повороту тіла, що встановлене на підвісі

Тіло, установлене на Кардановому підвісі, робить повороти на певні кути, тобто має місце три повороти системи, які дозволяють привести будь-яке положення системи до поточного положення. Якщо позначити початкову систему координат як xuz (Рис.5.2,б), а кінцеву як XYZ , то лінія N пересічення координатних площин буде називатися *лінією вузлів*. При цьому кут α між віссю x і лінією вузлів N складе кут прецесії (явище, при якому момент імпульсу тіла міняє свій напрямок у просторі); кут β між осями z і Z — кут нутації (від лат. *nutatio* «коливання» — слабкий нерегулярний рух обертового твердого тіла, що робить прецесію), а кут γ між віссю X і лінією вузлів — кут власного обертання тіла.

Спочатку розглянемо як встановлено пневматичний генератор тяги на Кардановому підвісі, що має принципове значення для керування напрямком і величиною аеродинамічної сили. На рис. 5.3(а) показано устрій Карданового підвісу з генератором пневматичної тяги у зібраному, а на рис. 5.3(б) – у розібраному стані у вигляді, так званої, вибух схеми.

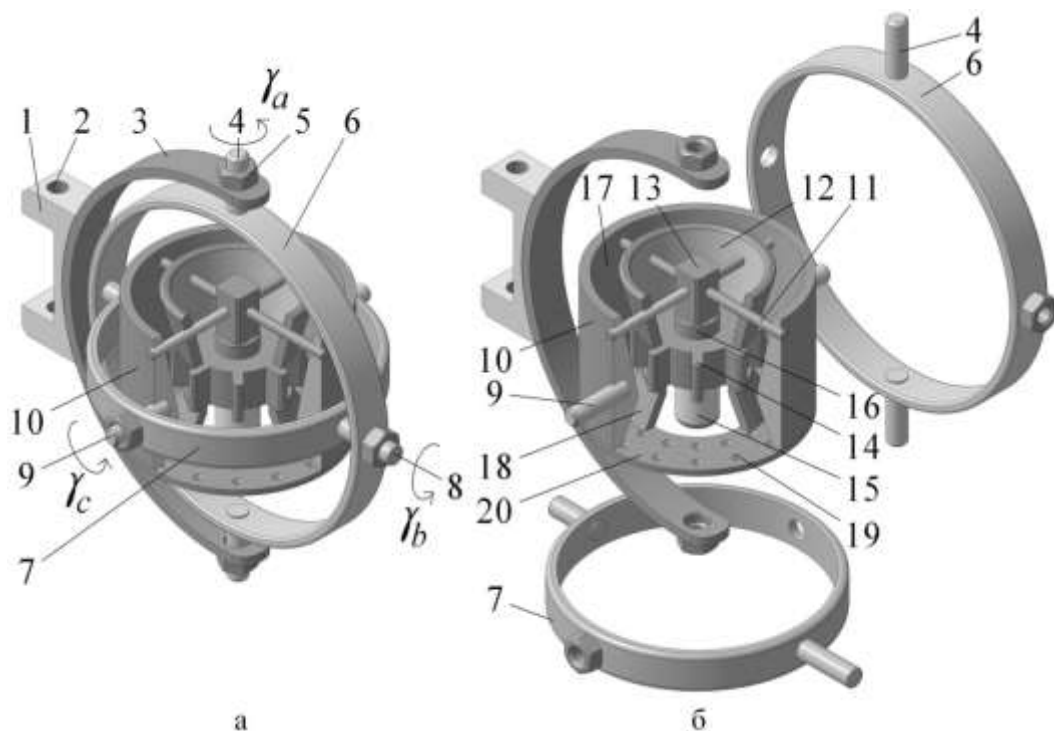


Рис. 5.3. Встановлення генератора пневматичної тяги на Карданового підвісу

Кронштейн 1 (Рис. 5.3,а) через отвори 2 встановлено нерухомо на корпусі робота, таким чином, що центр Карданового підвісу співпадає з центром ваги (центром мас) робота. На кронштейні 1 нерухомо закріплено скобу 3, в якій на осях 4 з фіксацією в осьовому напрямку елементом 5 встановлено зовнішнє кільце 6 з можливістю обертання на кут $0 \leq \gamma_a \leq 180^\circ$ навколо осі 4. Усередині кільця 6 встановлено внутрішнє кільце 7 на осях 8 з можливістю обертання на кут $0 \leq \gamma_b \leq 180^\circ$ навколо осі 8. На осях 9 кільця 7 встановлено корпус 10 генератора тяги з можливістю обертання на кут $0 \leq \gamma_c \leq 180^\circ$ навколо осі 9. Корпус 10 генератора за допомогою хрестовини 11 (рис. 5.3,б) жорстко з'єднаний із внутрішнім корпусом 12 та приводом 13 генератора, що містить лопатний ротор 14 з двигуном 15 та автономним блоком живлення 16 [143].

Концентрично встановлені корпуси 10 і 12 утворюють конічну воронку 17 для забору повітря та конічну воронку 18 для примусового витиснення стислого повітря через сопла 19 шайби 20, що герметично з'єднує корпуси 10 і 12.

Оскільки Карданів підвіс має три ступені свободи, тобто обертання на вказані вище кути $\gamma_{a,b,c}$ навколо відповідних осей, а корпус 10 генератора тиску встановлено зі зміщенням h центру його ваги m_2 відносно центру Карданового підвісу, то під дією крутного моменту $M_2 = m_2gh$ генератор тиску буде завжди повертатися до співпадіння його осі з напрямком дії сили гравітації $(m_1 + m_2)g$. У разі включення двигуна 15 лопатним ротором 14 буде нагнітатися стисле повітря через сопла 19, утворюючи таким чином пневматичну реактивну тягу R , що спрямована завжди **протилежно** потоку стислого повітря та напрямку дії сили гравітації $(m_1 + m_2)g$. Але пневматична реактивна тяга R , як зазначено вище, за своєю величиною не повинна перевищувати силу гравітації, щоб робот не перетворився на літальний апарат та не перевищив силу зчеплення захватів робота з поверхнею переміщення, а тільки зменшував негативний вплив сили гравітації.

Як відзначено вище, сам генератор тяги встановлений з певним зсувом відносно центру Карданового підвісу, тому й виникає при цьому крутний момент, що направляє вісь генератора, а значить і створюваний їм потік стисненого повітря, завжди по лінії дії гравітаційної сили ваги й природно протилежно останньої. Сили зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення залежать не тільки від фізико-механічних властивостей поверхні переміщення, але, насамперед, від нормальних реакцій опор ногам робота, які, у свою чергу, визначаються кутом нахилу робота до обрію технологічного простору. Тому щоб уникнути перевищення реактивної тяги сил зчеплення робота, і не припустити перетворення його в літальний апарат, а значить і втрати здатності виконувати контактні силові технологічні операції, необхідно здійснювати регулювання продуктивності пневматичного генератора тяги залежно від кута нахилу робота до обрію, як це показано на рис. 5.4.

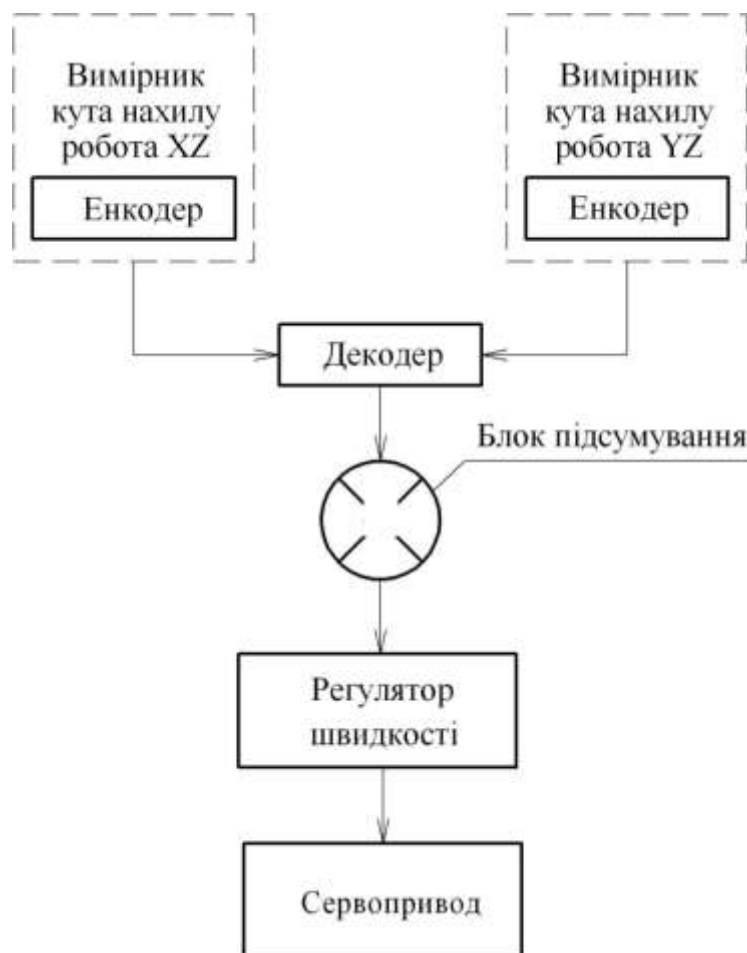


Рис. 5.4. Структурна схема блоку керування генератором тяги

Вказане *автоматичне регулювання* здійснюється за допомогою зв'язку зазначеного вище пристрою виміру кута нахилу робота з регулятором швидкості сервоприводу генератора тяги в такий спосіб. Сигнали енкодерів, пропорційні куту нахилу робота, після дешифрування декодером і порівняння їх у блоці підсумовування, надходять на регулятор швидкості сервоприводу генератора тяги, збільшуючи або зменшуючи продуктивність пневматичного компресора, і тим самим регулюють швидкість витікання стисненого повітря через множину сопів 19 (див. вище рис. 5.3). У підсумку змінюється сила реактивної пневматичної тяги залежно від кутів нахилу робота до обрію, попереджаючи тим самим можливість перевищення сил зчеплення робота з поверхнею переміщення.

Таким чином, підвищується надійність утримання робота на поверхні переміщення довільної орієнтації незалежно від типу захватів робота й фізико-

механічних властивостей топології зазначеної поверхні. Для можливості проектно-конструкторської реалізації підвісу генератора тяги виконаємо його кінематичний і динамічний аналіз, розрахунки аеродинамічної піднімальної сили, та здійснимо дослідження впливу реактивної тяги на технологічне навантаження мобільного робота довільної орієнтації. В кінцевому підсумку отримані результати моделювання нададуть можливість здійснювати автоматичне керування співвідношенням сил зчеплення робота з поверхнею переміщення і його технологічним навантаженням.

5.3. Кінематичний аналіз підвісу генератора тяги мобільного РДО

Для керування процесом орієнтації генератора тяги мобільного РДО необхідно виконати кінематичний аналіз руху Карданового підвісу з отриманням аналітичних залежностей кутів обертання підвісу генератора тяги та його швидкостей.

Нагадаємо, що власне Карданів підвіс, як показано виносним елементом «А» на рис. 5.5, установлений кронштейном 13 на корпусі 1 робота, таким чином, що центри повороту його кілець збігаються із центром мас робота. Підвіс містить нерухливе півкільце 14 і два поворотні кільця – зовнішнє 15 і внутрішнє кільце 16, установлені на відповідні їм осях. На внутрішньому кільці 16 з можливістю повороту закріплений пневматичний генератор тяги 17 (компресор), лопатевої ротор 18 якого, будучи постачений сервоприводом і автономним блоком живлення, всмоктує повітря через конічну порожнину «В» і нагнітає стиснене повітря в множину сопів 19. Витікаючи із сопів, потік стисненого повітря створює аеродинамічну піднімальну силу, спрямовану протилежно силі гравітації. Сукупність сопів створює сумарну піднімальну силу, потік повітря в соплах є ламінарним при середній швидкості повітря в соплі не більш $1/3$ швидкості звуку.

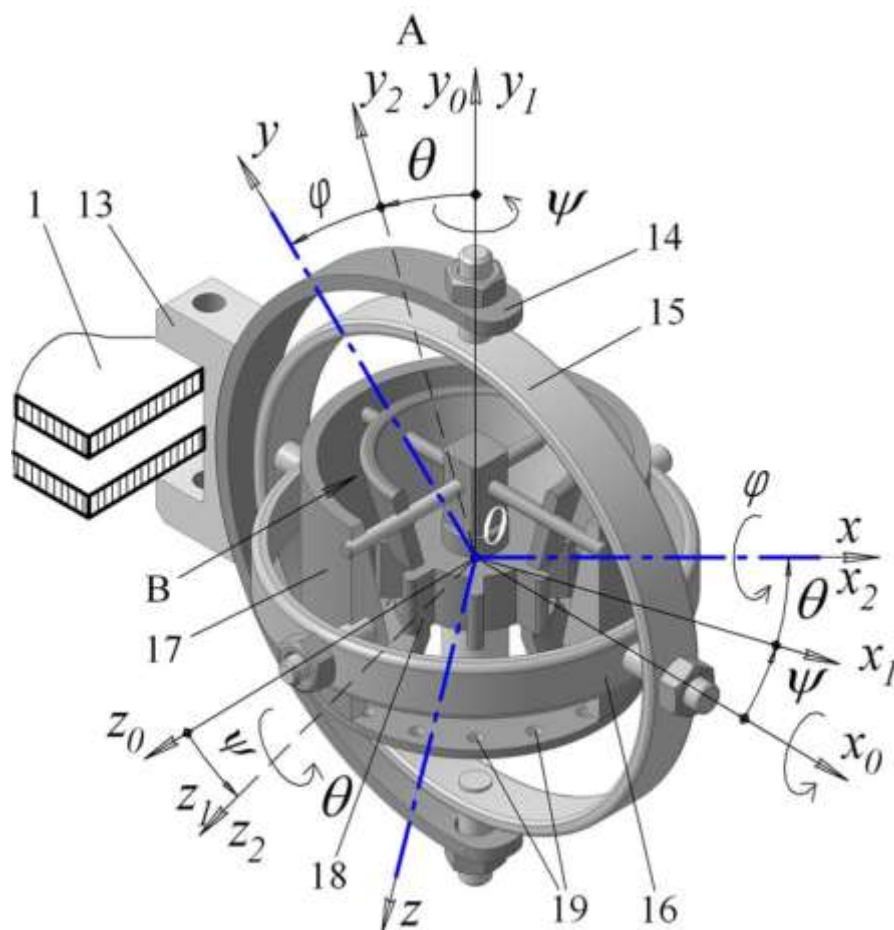


Рис. 5.5. Карданів підвіс із трьома ступенями свободи у вигляді кутів повороту ψ , θ і φ

Виберемо у точці O (нерухома точка карданового підвісу) початок нерухомої системи координат $Ox_0y_0z_0$. Вісь Oy_0 направимо перпендикулярно до опорної площини робота, яка нахилена до горизонталі під кутом α , вісь Ox_0 напрямлена вниз паралельно до опорної площини, а вісь Oz_0 перпендикулярна до вказаних осей і утворює з ними праву трійку. Виберемо також у точці O початок рухомої системи координат $Oxyz$, яка незмінно скріплена з тілом генератора тяги (компресором) і рухається разом з ним [144, 145].

Компресор має три степені свободи і для опису його руху зручно користуватись кутами Ейлера-Крилова (ψ , θ , φ), які дають змогу, здійснивши три повороти на задані кути, отримати необхідне положення незмінно скріпленої з генератором тяги рухомої системи координат $Oxyz$. Перший поворот на кут ψ , що називається кутом *прецесії*, здійснюємо навколо осі Oy_0 . При цьому одержуємо систему координат $Ox_1y_1z_1$ скріплену з тілом, яка

характеризує положення генератора тяги після першого повороту. Напрямні косинуси отриманих осей відносно попередньої системи координат $Ox_o y_o z_o$ можна записати у вигляді матриці B_1 , стовпці якої і є напрямними косинусами осей Ox_1, Oy_1, Oz_1 відповідно

$$B_1 = \begin{pmatrix} \cos\psi & 0 & \sin\psi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\psi & 0 & \cos\psi \end{pmatrix} \quad (5.1)$$

Другий поворот на кут θ , який називається кутом *нутації*, проводимо навколо осі Oz_1 і одержуємо систему координат $Ox_2 y_2 z_2$ жорстко скріплену з тілом генератора тяги. Напрямні косинуси отриманих осей відносно попередньої системи координат Ox_1, Oy_1, Oz_1 можна записати у вигляді матриці B_2 , стовпці якої і є напрямними косинусами осей $Ox_2 y_2 z_2$ відповідно

$$B_2 = \begin{pmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (5.2)$$

І третій поворот на кут φ , кут *власного обертання* генератора тяги, здійснюємо навколо осі Ox_2 . В результаті одержуємо остаточне положення компресора, яке характеризується системою координат $Oxyz$. Напрямні косинуси отриманих осей відносно попередньої системи координат $Ox_2 y_2 z_2$ можна записати у вигляді матриці B_3 , стовпці якої і є напрямними косинусами осей Ox, Oy, Oz відповідно

$$B_3 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi & -\sin\varphi \\ 0 & \sin\varphi & \cos\varphi \end{pmatrix}. \quad (5.3)$$

Перемноживши матриці B_1, B_2, B_3 , одержимо матрицю B , стовпці якої є напрямними косинусами осей Ox, Oy, Oz відносно нерухомої системи координат $Ox_o y_o z_o$:

$$B = B_1 B_2 B_3 = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix}, \quad (5.4)$$

де позначено:

$$a_{11} = \cos \theta \cos \psi; \quad a_{13} = \sin \psi \cos \varphi + \sin \varphi \cos \psi \sin \theta;$$

$$a_{21} = \sin \theta; \quad a_{22} = \cos \theta \cos \varphi; \quad a_{23} = -\sin \varphi \cos \theta; \quad a_{31} = -\sin \psi \cos \theta;$$

$$a_{32} = \sin \varphi \cos \psi + \sin \psi \cos \varphi \sin \theta; \quad a_{33} = \cos \psi \cos \varphi - \sin \varphi \sin \psi \sin \theta.$$

Кожному куту повороту ψ, θ, φ відповідає вектор кутової швидкості

$$\vec{\omega}_1 = \vec{j}_o \frac{d\psi}{dt} = \dot{\psi} \vec{j}_o; \quad \vec{\omega}_2 = \vec{k}_1 \frac{d\theta}{dt} = \dot{\theta} \vec{k}_1; \quad \vec{\omega}_3 = \vec{i} \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi} \vec{i}, \quad (5.5)$$

де $\vec{j}_o, \vec{k}_1, \vec{i}$ – одиничні вектори напрямлені відповідно вздовж координатних осей Oy_o, Oz_1, Ox . Тоді сумарна кутова швидкість дорівнює геометричній сумі зазначених векторів кутових швидкостей

$$\vec{\omega} = \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_2 + \vec{\omega}_3 = \dot{\psi} \vec{j}_o + \dot{\theta} \vec{k}_1 + \dot{\varphi} \vec{i}. \quad (5.6)$$

Виразимо одиничні вектори $\vec{j}_o, \vec{k}_1$, через одиничні вектори рухомої системи координат $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$

$$\vec{k}_1 = (\vec{k} \cos \varphi + \vec{j} \sin \varphi); \quad \vec{j}_o = \vec{i} \sin \theta + \cos \theta (\vec{j} \cos \varphi - \vec{k} \sin \varphi). \quad (5.7)$$

Підставивши (5.7) у вираз (5.6), знаходимо проекції кутової швидкості на осі рухомої системи координат

$$\begin{aligned} \omega_x &= \dot{\varphi} + \dot{\psi} \sin \theta; \quad \omega_y = \dot{\theta} \sin \varphi + \dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi; \\ \omega_z &= \dot{\theta} \cos \varphi - \dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi. \end{aligned} \quad (5.8)$$

Аналогічно, якщо виразити одиничні вектори $\vec{k}_1, \vec{i}$, через одиничні вектори нерухомої системи координат $\vec{i}_o, \vec{j}_o, \vec{k}_o$, а саме:

$\vec{k}_1 = (\vec{k}_o \cos \theta + \vec{i}_o \sin \theta); \quad \vec{i} = \vec{j}_o \sin \theta + \cos \theta (\vec{i}_o \cos \psi + \vec{k}_o \sin \psi)$, то можна знайти проекції кутової швидкості на осі нерухомої системи координат

$$\omega_{x_o} = \dot{\theta} \sin \psi + \dot{\varphi} \cos \theta \cos \psi; \quad \omega_{y_o} = \dot{\psi} + \dot{\varphi} \sin \theta; \quad \omega_{z_o} = \dot{\theta} \cos \psi - \dot{\varphi} \cos \theta \sin \psi. \quad (5.9)$$

Далі знаходимо вектор кутового прискорення (пришвидження) тіла генератора

$$\vec{\varepsilon} = \frac{d\vec{\omega}}{dt} = \varepsilon_x \vec{i} + \varepsilon_y \vec{j} + \varepsilon_z \vec{k}.$$

Тоді проекції вектора кутового прискорення на осі рухомої системи координат обчислюємо за формулами:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{d\omega_x}{dt} = \ddot{\varphi} + \ddot{\psi} \sin \theta + \dot{\psi} \dot{\theta} \cos \theta; \\ \varepsilon_y &= \frac{d\omega_y}{dt} = \ddot{\theta} \sin \varphi + \ddot{\psi} \cos \theta \cos \varphi + \dot{\theta} \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\psi} \dot{\theta} \sin \theta \cos \varphi - \dot{\psi} \dot{\varphi} \cos \theta \sin \varphi; \\ \varepsilon_z &= \frac{d\omega_z}{dt} = \ddot{\theta} \cos \varphi - \ddot{\psi} \cos \theta \sin \varphi - \dot{\theta} \dot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\psi} \dot{\theta} \sin \theta \sin \varphi - \dot{\psi} \dot{\varphi} \cos \theta \cos \varphi.\end{aligned}\quad (5.10)$$

Таким чином положення генератора тяги повністю визначено у просторі довільної орієнтації.

5.4. Динамічний аналіз руху генератора тяги на Кардановому підвісі

Для дослідження динаміки руху заданої механічної системи, тобто генератора тяги мобільного РДО, використаємо рівняння Лагранжа 2-го роду, які мають стандартний вигляд

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i; \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (5.11)$$

де q_i – узагальнені координати; $\dot{q}_i$ – узагальнені швидкості; Q_i – узагальнена сила, що відповідає узагальненій координаті q_i ; $T = T(q_i, \dot{q}_i, t)$ – вираз кінетичної енергії механічної системи. Оскільки у нашому випадку $q_1 = \psi$; $q_2 = \theta$; $q_3 = \varphi$, то система рівнянь (5.11) матиме вигляд

$$\begin{aligned}\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \psi} &= Q_\psi; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} &= Q_\theta; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= Q_\varphi.\end{aligned}\quad (5.12)$$

Задана механічна система складається з трьох твердих тіл. Тіло 1 – це внутрішнє кругове кільце діаметром d_b і масою m_b (див. Рис. 5.5). Це тіло має дві степені свободи і його положення повністю визначають кути ψ і θ , а вектор миттєвої кутової швидкості обчислюємо за формулою

$$\vec{\omega} = \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_2 = \dot{\psi} \vec{j}_o + \dot{\theta} \vec{k}_1. \quad (5.13)$$

Проекції цієї кутової швидкості на осі $Ox_2y_2z_2$, які незмінно скріплені зі вказаним вище кільцем Карданового підвісу, дорівнюють

$$\omega_{x2} = \dot{\psi} \sin \theta; \quad \omega_{y2} = \dot{\psi} \cos \theta; \quad \omega_{z2} = \dot{\theta}. \quad (5.14)$$

Оскільки осі системи координат $Ox_2y_2z_2$ є для кільця головними осями інерції, то вираз для обчислення кінетичної енергії цього кільця матиме вигляд

$$T_1 = \frac{1}{2} ((\omega_{x2})^2 I_{x2} + (\omega_{y2})^2 I_{y2} + (\omega_{z2})^2 I_{z2}). \quad (5.15)$$

Обчислимо осьові моменти інерції кільця:

$$\begin{aligned} I_{y2} &= \iint ((x_2)^2 + (z_2)^2) dm = \left(\frac{d_b}{2} \right)^2 \iint dm = \frac{m_b d_b^2}{4}; \\ I_{x2} &= \iint ((y_2)^2 + (z_2)^2) dm = \frac{1}{2} I_{y2} = \frac{m_b d_b^2}{8}; \\ I_{z2} &= \iint ((y_2)^2 + (x_2)^2) dm = \frac{1}{2} I_{y2} = \frac{m_b d_b^2}{8}. \end{aligned} \quad (5.16)$$

(для кільця координата $y_2=0$).

Підставимо вирази (5.14) і (5.16) у формулу (5.15) і отримаємо вираз для кінетичної енергії

$$T_1 = \frac{m_b d_b^2}{16} ((\dot{\psi})^2 (1 + \cos^2 \theta) + (\dot{\theta})^2). \quad (5.17)$$

Тіло 2, тобто генератор тяги у виконання компресора, має три степені вільності і його положення у просторі цілком визначають кути ψ , θ , φ , а проекції вектора кутової швидкості описують формули (5.8). Тоді для компресора вираз кінетичної енергії можна записати як для тіла, що здійснює сферичний рух

$$T_2 = \frac{1}{2}(\omega_x^2 I_x + \omega_y^2 I_y + \omega_z^2 I_z - 2\omega_x \omega_y I_{xy} - 2\omega_x \omega_z I_{xz} - 2\omega_y \omega_z I_{yz}), \quad (5.18)$$

де I_x, I_y, I_z – осьові моменти інерції компресора відносно осей системи відліку скріпленої з компресором; I_{xy}, I_{xz}, I_{yz} – відцентрові моменти інерції компресора.

Тілом 3 є зовнішнє кільце Карданового підвісу (див. Рис. 5.5), діаметр якого d_3 і маса m_3 . Це кільце має одну степінь вільності, воно здійснює обертальний рух навколо нерухомої осі і його положення повністю визначає кут ψ . Кінетична енергія цього кільця дорівнює

$$T_3 = \frac{1}{2}(\dot{\psi})^2 I_3 = \frac{m_3 d_3^2}{16}(\dot{\psi})^2. \quad (5.19)$$

Отже, повна кінетична енергія системи генератор тяги – Карданів підвіс дорівнює сумі знайдених кінетичних енергій окремих тіл цієї системи:

$$T = \frac{m_b d_b^2}{16}((\dot{\psi})^2 (1 + \cos^2 \theta) + (\dot{\theta})^2) + \frac{m_3 d_3^2}{16}(\dot{\psi})^2 + \frac{1}{2}(\omega_x^2 I_x + \omega_y^2 I_y + \omega_z^2 I_z - 2\omega_x \omega_y I_{xy} - 2\omega_x \omega_z I_{xz} - 2\omega_y \omega_z I_{yz}). \quad (5.20)$$

Знайдемо частинні похідні, що входять у рівняння (5.12), тобто рівняння Лагранжа II роду для нашого випадку:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = \frac{m_b d_b^2}{8} \dot{\psi} (1 + \cos^2 \theta) + \frac{m_3 d_3^2}{8} \dot{\psi} + \omega_x I_x \sin \theta + \omega_y \cos \theta \cos \varphi I_y - \cos \theta (\cos \varphi \omega_z - \omega_y \sin \varphi) I_{yz} - \omega_z I_z \cos \theta \sin \varphi - (\omega_y \sin \theta + \omega_x \cos \theta \cos \varphi) I_{xy} - (\omega_z \sin \theta - \omega_x \cos \theta \sin \varphi) I_{xz}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) = b_{11} \ddot{\psi} + b_{12} \ddot{\theta} + b_{13} \ddot{\varphi} + F_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \psi} = 0;$$

де позначено:

$$b_{11} = \frac{m_b d_b^2}{8} (1 + \cos^2 \theta) + \frac{m_3 d_3^2}{8} + I_x \sin^2 \theta + (\cos \theta \cos \varphi)^2 I_y + \cos^2 \theta \sin 2\varphi I_{yz} + I_z (\cos \theta \sin \varphi)^2 - \sin 2\theta \cos \varphi I_{xy} + \sin 2\theta \sin \varphi I_{xz};$$

$$b_{12} = 0.5 \sin 2\varphi \cos \theta I_y - \cos \theta \cos 2\varphi I_{yz} - 0.5 I_z \cos \theta \sin 2\varphi - \\ - \sin \varphi \sin \theta I_{xy} - \cos \varphi \sin \theta I_{xz};$$

$$b_{13} = I_x \sin \theta - \cos \theta \cos \varphi I_{xy} + \cos \theta \sin \varphi I_{xz};$$

$$F_1 = -\frac{m_b d_b^2}{8} \dot{\psi} \dot{\theta} \sin 2\theta + I_x \dot{\theta} \cos \theta (\omega_x + \dot{\psi} \sin \theta) - (2\dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi (\dot{\theta} \sin \theta \cos \varphi + \dot{\phi} \cos \theta \sin \varphi) + \\ + \dot{\theta} (\dot{\phi} \cos 2\varphi \cos \theta - 0.5 \dot{\theta} \sin 2\varphi \sin \theta)) I_y - I_z (\dot{\theta} (\dot{\phi} \cos \theta \cos 2\varphi - 0.5 \dot{\theta} \sin 2\varphi \sin \theta) - 2\dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi \\ (\dot{\phi} \cos \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi \sin \theta)) + (\dot{\theta} (\dot{\theta} (\sin \theta \cos 2\varphi + 2 \sin 2\varphi \cos \theta) + \dot{\psi} (2 \cos 2\varphi \cos^2 \theta - \\ - \sin 2\varphi \sin 2\theta)) I_{yz} - I_{xy} (\dot{\psi} (2\dot{\theta} \cos 2\theta \cos \varphi - \dot{\phi} \sin \varphi \sin 2\theta) - \dot{\phi} (\dot{\theta} \sin \theta \cos \varphi + \dot{\phi} \cos \theta \sin \varphi) + \\ + \dot{\theta} (\dot{\theta} \sin \varphi \cos \theta + \dot{\phi} \sin \theta \cos \varphi)) - I_{xz} (-\dot{\psi} (2\dot{\theta} \cos 2\theta \sin \varphi + \dot{\phi} \cos \varphi \sin 2\theta) + \dot{\phi} (\dot{\theta} \sin \theta \sin \varphi - \\ - \dot{\phi} \cos \theta \cos \varphi) + \dot{\theta} (\dot{\theta} \cos \varphi \cos \theta - \dot{\phi} \sin \theta \sin \varphi)).$$

Частинні похідні за координатою θ :

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} = \frac{m_b d_b^2}{8} \dot{\theta} + \omega_y \sin \varphi I_y + \omega_z \cos \varphi I_z - \omega_x \sin \varphi I_{xy} - \\ - \omega_x \cos \varphi I_{xz} - (\sin \varphi \omega_z + \cos \varphi \omega_y) I_{yz}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) = b_{21} \ddot{\psi} + b_{22} \ddot{\theta} + b_{23} \ddot{\phi} + F_2, \quad (5.21)$$

де позначено:

$$b_{21} = 0.5 \cos \theta \sin 2\varphi (I_y - I_z) - \sin \theta \sin \varphi I_{xy} - \sin \theta \cos \varphi I_{xz} - \cos \theta \cos 2\varphi I_{yz};$$

$$b_{22} = \frac{m_b d_b^2}{8} + \sin^2 \varphi I_y + \cos^2 \varphi I_z - \sin 2\varphi I_{yz};$$

$$b_{23} = -\sin \varphi I_{xy} - \cos \varphi I_{xz};$$

$$F_2 = \dot{\psi} ((\dot{\phi} \cos \theta \cos 2\varphi - 0.5 \dot{\theta} \sin \theta \sin 2\varphi) (I_y - I_z) - (\dot{\phi} \sin \theta \cos \varphi + \dot{\theta} \cos \theta \sin \varphi) I_{xy} - \\ - (\dot{\theta} \cos \theta \cos \varphi - \dot{\phi} \sin \theta \sin \varphi) I_{xz} + (\dot{\theta} \sin \theta \cos 2\varphi + 2 \dot{\phi} \cos \theta \sin 2\varphi) I_{yz} + \\ + \dot{\theta} \dot{\phi} (\sin 2\varphi (I_y - I_z) - 2 \cos 2\varphi I_{yz}) + \dot{\phi}^2 (\sin \varphi I_{xz} - \cos \varphi I_{xy}).$$

Тепер знайдемо частинні похідні за третьою координатою φ :

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = \omega_x I_x - \omega_y I_{xy} - \omega_z I_{xz}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = b_{31} \ddot{\psi} + b_{32} \ddot{\theta} + b_{33} \ddot{\varphi} + F_3,$$

де позначено:

$$b_{31} = I_x \sin \theta - I_{xy} \cos \theta \cos \varphi + I_{xz} \cos \theta \sin \varphi;$$

$$b_{32} = -I_{xy} \sin \varphi - I_{xz} \cos \varphi; \quad b_{33} = I_x.$$

$$F_3 = \dot{\psi} (I_x \dot{\theta} \cos \theta + I_{xy} (\dot{\theta} \sin \theta \cos \varphi + \dot{\varphi} \sin \varphi \cos \theta) + \\ + I_{xz} (\dot{\varphi} \cos \varphi \cos \theta - \dot{\theta} \sin \theta \sin \varphi)) - \dot{\theta} \dot{\varphi} (I_{xy} \cos \varphi - I_{xz} \sin \varphi).$$

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = -\frac{m_b d_b^2}{16} (\dot{\psi})^2 \sin 2\theta + \omega_x \dot{\psi} \cos \theta I_x - \omega_y \dot{\psi} \cos \varphi \sin \theta I_y + \omega_z \dot{\psi} \sin \varphi \sin \theta I_z - \\ - (\dot{\psi} \cos \theta \omega_y - \omega_x \dot{\psi} \cos \varphi \sin \theta) I_{xy} - (\dot{\psi} \cos \theta \omega_z + \omega_x \dot{\psi} \sin \varphi \sin \theta) I_{xz} - \\ - (\omega_y \dot{\psi} \sin \varphi \sin \theta - \dot{\psi} \cos \varphi \sin \theta \omega_z) I_{yz}.$$

Остаточно маємо:

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = -\omega_y \dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi I_y - \omega_z \dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi I_z + \omega_x \dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi I_{xy} + \\ + \omega_x \dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi I_{xz} + (\omega_y \dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi + \omega_z \dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi) I_{yz}$$

Отримані рішення надають можливість дослідити зміни кутів обертання кілець Карданового підвісу, на яких встановлено генератор реактивної (аеродинамічної) тяги, графіки яких викладено нижче.

Але спочатку ще знайдемо проекції сили ваги $\vec{G}_2$ генератора тяги на осі нерухомої системи координат $Ox_o y_o z_o$

$$\vec{G}_2 = m_2 g (\vec{i}_o \sin \alpha - \vec{j}_o \cos \alpha + 0 \vec{k}_o),$$

а також на осі системи координат $Oxyz$, що незмінно скріплена з компресором

$$\begin{aligned} G_{2x} &= m_2 g (a_{11} \sin \alpha - a_{21} \cos \alpha); \\ G_{2y} &= m_2 g (a_{12} \sin \alpha - a_{22} \cos \alpha); \\ G_{2z} &= m_2 g (a_{13} \sin \alpha - a_{23} \cos \alpha). \end{aligned} \tag{5.22}$$

Аналогічно, можна знайти проекції сил ваги зовнішнього і внутрішнього кілець. Нехай положення центру мас компресора відносно рухомої системи відліку визначає радіус-вектор

$$O\vec{C} = \vec{\rho}_c = h(a\vec{i} + b\vec{j} + c\vec{k}), \quad (5.23)$$

де h – відстань від точки O до центру мас; a, b, c – напрямні косинуси радіуса-вектора.

Знайдемо момент сили $\vec{G}_2$ відносно центру O (див. Рис. 5.5) та проекції цього моменту на осі системи координат $Oxyz$, незмінно скріпленої з компресором

$$\vec{M}_O = \vec{\rho}_c \times \vec{G}_2 = M_{Ox}\vec{i} + M_{Oy}\vec{j} + M_{Oz}\vec{k}, \quad (5.24)$$

де: $M_{Ox} = h(bG_{2z} - cG_{2y})$; $M_{Oy} = h(cG_{2x} - aG_{2z})$; $M_{Oz} = h(aG_{2y} - bG_{2x})$.

Для визначення узагальнених сил Q_{qi} , які входять у праві частини рівнянь Лагранжа 2-го роду (5.12), будемо надавати, по черзі, кожній узагальненій координаті можливе переміщення δ_{qi} (мале переміщення, що дозволяється накладеними на механічну систему в'язями) і обчислювати при цьому можливу роботу δA_{qi} . Тоді узагальнену силу Q_{qi} знаходимо за формулою

$$Q_{qi} = \frac{\delta A_{qi}}{\delta_{qi}}. \quad (5.25)$$

Тож надамо куту ψ обертання кільця Карданового підвісу можливе переміщення δ_ψ і обчислимо при цьому можливу роботу

$$\delta A_\psi = M_{yo} \delta_\psi - R_{yo} \text{sign}(\delta_\psi) \mu \delta_\psi, \quad (5.26)$$

де M_{yo} – проекція моменту $\vec{M}_O$ на вісь Oy_o :

$$M_{yo} = M_{Ox}a_{21} + M_{Oy}a_{22} + M_{Oz}a_{23},$$

а R_{yo} – складова реакції, що перпендикулярна до осі Oy_o

$$R_{yo} = (m_3 + m_b + m_2)g \sin \alpha;$$

Тоді за формулою (5.25) знаходимо силу обертання кільця на кут ψ

$$Q_{\psi} = M_{Ox} a_{21} + M_{Oy} a_{22} + M_{Oz} a_{23} - (m_3 + m_b + m_2) g \mu \sin \alpha \operatorname{sign}(\dot{\psi}). \quad (5.27)$$

де μ – коефіцієнт тертя кочення в опорах кілець Карданового підвісу.

Тепер, як вказано вище по черзі, надамо куту θ можливе переміщення δ_{θ} і обчислимо при цьому можливу роботу

$$\delta A_{\theta} = M_{z1} \delta_{\theta} - R_{z1} \operatorname{sign}(\delta_{\theta}) \mu \delta_{\theta}, \quad (5.28)$$

де аналогічно: M_{z1} – проекція моменту $\vec{M}_O$ на вісь Oz_1

$$M_{z1} = M_{Ox} (a_{11} \sin \psi + a_{31} \cos \psi) + M_{Oy} (a_{12} \sin \psi + a_{32} \cos \psi) + M_{Oz} (a_{13} \sin \psi + a_{33} \cos \psi),$$

а R_{z1} – складова реакції, що перпендикулярна до осі Oz_1 :

$$R_{z1} = (m_b + m_2) g \sqrt{\cos^2 \alpha + (\sin \alpha \cos \psi)^2}$$

Тоді за формулою (5.25) знаходимо вирази моменту M_{z1} та сили Q_{θ}

$$\begin{aligned} M_{z1} &= M_{Ox} (a_{11} \sin \psi + a_{31} \cos \psi) + M_{Oy} (a_{12} \sin \psi + a_{32} \cos \psi) + \\ &+ M_{Oz} (a_{13} \sin \psi + a_{33} \cos \psi); \\ Q_{\theta} &= M_{Ox} (a_{11} \sin \psi + a_{31} \cos \psi) + M_{Oy} (a_{12} \sin \psi + a_{32} \cos \psi) + \\ &+ M_{Oz} (a_{13} \sin \psi + a_{33} \cos \psi) - \mu \operatorname{sign}(\dot{\theta}) (m_b + m_2) g \sqrt{\cos^2 \alpha + (\sin \alpha \cos \psi)^2}. \end{aligned} \quad (5.29)$$

І нарешті надамо куту φ можливе переміщення δ_{φ} і обчислимо при цьому можливу роботу

$$\delta A_{\varphi} = M_{Ox} \delta_{\varphi} - R_{\perp x} \operatorname{sign}(\delta_{\varphi}) \mu \delta_{\varphi}, \quad (5.30)$$

де $R_{\perp x}$ – складова реакції перпендикулярна до осі Ox , а саме:

$$R_{\perp x} = \sqrt{(m_2 g)^2 - G_{2x}^2} = m_2 g \sqrt{1 - (a_{11} \sin \alpha - a_{21} \cos \alpha)^2};$$

Аналогічно за формулою (5.25) знаходимо значення сили обертання кільця на кут φ :

$$Q_{\varphi} = M_{Ox} - \mu m_2 g \sqrt{1 - (a_{11} \sin \alpha - a_{21} \cos \alpha)^2} \operatorname{sign}(\dot{\varphi}). \quad (5.31)$$

Якщо осі системи координат $Oxyz$, що незмінно скріплена з генератором тяги, є головними осями інерції, то відцентрові моменти інерції дорівнюють нулю ($I_{xy} = 0, I_{xz} = 0, I_{yz} = 0$) і наведені вище формули для знаходження коефіцієнтів b_{ij} та виразів F_1, F_2, F_3 , значно спрощуються і можемо записати їх наступним чином:

$$\begin{aligned} b_{11} &= \frac{m_b d_b^2}{8} (1 + \cos^2 \theta) + \frac{m_3 d_3^2}{8} + I_x \sin^2 \theta + (\cos \theta \cos \varphi)^2 I_y + I_z (\cos \theta \sin \varphi)^2; \\ b_{12} &= 0.5 \sin 2\varphi \cos \theta I_y - 0.5 I_z \cos \theta \sin 2\varphi; \quad b_{13} = I_x \sin \theta; \\ b_{21} &= 0.5 \cos \theta \sin 2\varphi (I_y - I_z); \quad b_{23} = 0; \\ b_{22} &= \frac{m_b d_b^2}{8} + \sin^2 \varphi I_y + \cos^2 \varphi I_z; \end{aligned} \quad (5.32)$$

$$b_{31} = I_x \sin \theta; \quad b_{32} = 0; \quad b_{33} = I_x;$$

$$\begin{aligned} F_1 &= -\frac{m_b d_b^2}{8} \dot{\psi} \dot{\theta} \sin 2\theta + I_x \dot{\theta} \cos \theta (\omega_x + \dot{\psi} \sin \theta) - (2\dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi (\dot{\theta} \sin \theta \cos \varphi + \\ &+ \dot{\varphi} \cos \theta \sin \varphi) + \dot{\theta} (\dot{\varphi} \cos 2\varphi \cos \theta - 0.5 \dot{\theta} \sin 2\varphi \sin \theta)) I_y - \\ &- I_z (\dot{\theta} (\dot{\varphi} \cos \theta \cos 2\varphi - 0.5 \dot{\theta} \sin 2\varphi \sin \theta) - 2\dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi (\dot{\varphi} \cos \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi \sin \theta)); \end{aligned}$$

$$F_2 = \dot{\psi} ((\dot{\varphi} \cos \theta \cos 2\varphi - 0.5 \dot{\theta} \sin \theta \sin 2\varphi) (I_y - I_z) + \dot{\theta} \dot{\varphi} \sin 2\varphi (I_y - I_z));$$

$$F_3 = \dot{\psi} I_x \dot{\theta} \cos \theta,$$

а також перепишемо для відцентрових моменти інерції, що дорівнюють нулю

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} = -\frac{m_b d_b^2}{16} (\dot{\psi})^2 \sin 2\theta + \omega_x \dot{\psi} \cos \theta I_x - \omega_y \dot{\psi} \cos \varphi \sin \theta I_y + \omega_z \dot{\psi} \sin \varphi \sin \theta I_z;$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = -\omega_y \dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi I_y - \omega_z \dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi I_z.$$

Введемо матрицю C обернену до матриці A , утвореної з коефіцієнтів b_{ij}

$$C = A^{-1} = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{pmatrix}^{-1}$$

і зробимо заміну $\dot{\psi} = v_1$, $\dot{\theta} = v_2$, $\dot{\phi} = v_3$. Тоді задача зводиться до розв'язку системи лінійних диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} \frac{dv_1}{dt} = c_{11}D_1 + c_{12}D_2 + c_{13}D_3; \\ \frac{dv_2}{dt} = c_{21}D_1 + c_{22}D_2 + c_{23}D_3; \\ \frac{dv_3}{dt} = c_{31}D_1 + c_{32}D_2 + c_{33}D_3; \end{cases} \quad \begin{cases} \frac{d\psi}{dt} = v_1; \\ \frac{d\theta}{dt} = v_2; \\ \frac{d\phi}{dt} = v_3. \end{cases} \quad (5.33)$$

Тут позначено:

$$D_1 = Q_\psi - F_1 + \frac{\partial T}{\partial \psi}; \quad D_2 = Q_\theta - F_2 + \frac{\partial T}{\partial \theta};$$

$$D_3 = Q_\phi - F_3 + \frac{\partial T}{\partial \phi}; \quad \dot{\psi} = v_1; \quad \dot{\theta} = v_2; \quad \dot{\phi} = v_3;$$

$F_{1,2,3}$ – вираження частних производных по углам поворота колес подвеса с учетом моментов сил Q_ψ, Q_θ, Q_ϕ .

Систему диференціальних рівнянь (5.33) розв'язана числовими методами, зокрема, методом Рунге – Кутта четвертого порядку точності при заданих початкових значеннях кутів Ейлера – Крилова (див. вище рис. 5.5) і їх похідних за часом. На основі такого розв'язку побудовані графіки зміни у часі кутів ψ, θ, γ обертання кілець Карданового підвісу, що надані нижче.

Результатами моделювання на рис. 5.6(а, б) процесу повороту на кути ψ, θ кілець Карданового підвісу показують наявність коливань внаслідок малого моменту сил тертя катання в опорах кілець. Цей ефект однозначно вказує на необхідність застосування демпферів для гасіння коливань. Гідравлічні демпфери, що здійснюють перетворення енергії коливань у сили рідинного тертя, давно застосовуються в пневматичних приводах промислових роботів і випускаються серійно в якості комплектуючих виробів і можуть бути застосовані для зменшення амплітуди коливань кілець підвісу.

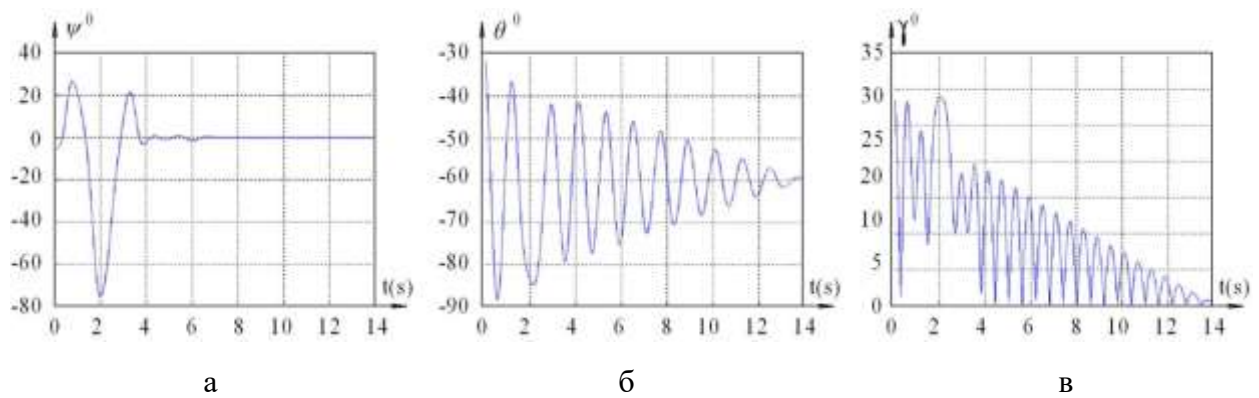


Рис. 5.6. Зміни кутів повороту ψ , θ , γ кілець Карданового підвісу з генератором тяги

На рис. 5.6(в) кут γ між вертикаллю й радіус-вектором: центр підвісу $\rightarrow$ центр мас компресора поступово зменшується, і сопла компресора займають *вертикальне* положення, тобто по лінії гравітаційного навантаження, що й було потрібно довести установкою генератора тяги на Кардановому підвісі.

На рис. 5.7 надано графіки зміни кутових швидкостей кілець (блакитна лінія – кутова швидкість $\dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt}$; червона лінія – кутова швидкість $\dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt}$), які підтверджують доцільність застосування демпферів для гасіння коливань.

Зменшення коливань можливо досягнути також і збільшенням коефіцієнту тертя, замінивши опори кочення на опори ковзання, наслідком чого буде збільшення моменту сил тертя катання в опорах кілець. Окрім того, якщо експлуатація мобільного РДО здійснюється в цеховому приміщенні (стіна, стеля і відповідні перехідні положення у просторі), то, щоб сопла компресора займали вертикальне положення достатньо підвісу з двома ступенями свободи, тобто можна вважати, що відсутнє власне обертання компресора. У цьому разі в наведених вище формулах слід покласти $\varphi = 0$; $\dot{\varphi} = 0$ і тоді вони значно спрощуються.

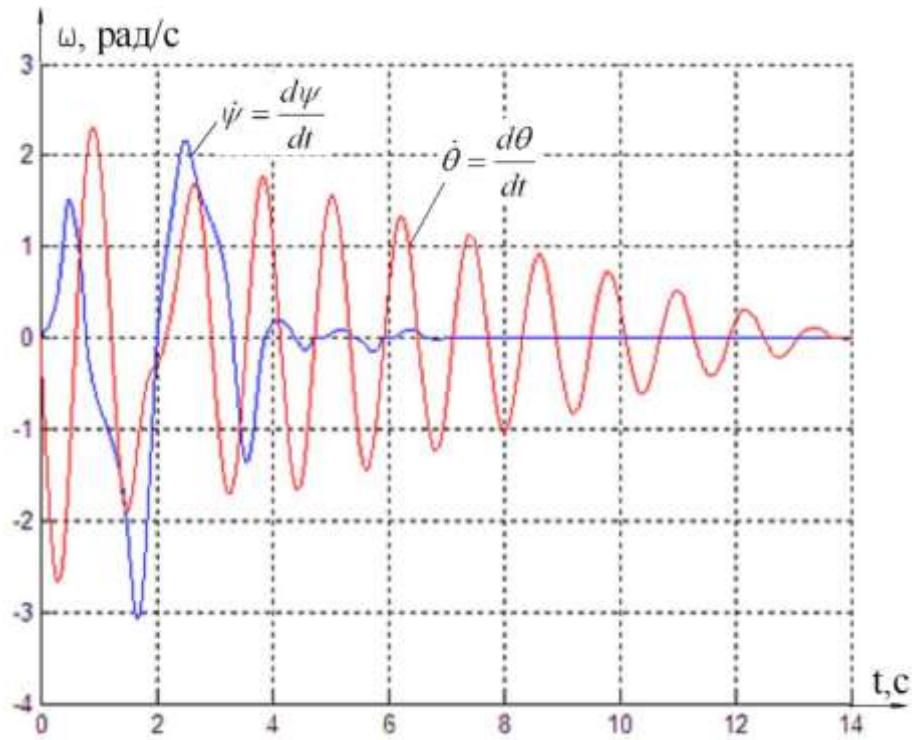


Рис.5.7. Зміна у часі кутових швидкостей обертання кілець Карданового підвісу з генератором тяги

Тобто при 2-х ступенях свободи елементи матриці B (5.4) матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \cos \theta \cos \psi; & a_{12} &= -\cos \psi \sin \theta; & a_{13} &= \sin \psi; \\ a_{21} &= \sin \theta; & a_{22} &= \cos \theta; & a_{23} &= 0; \\ a_{31} &= -\sin \psi \cos \theta; & a_{32} &= \sin \psi \sin \theta; & a_{33} &= \cos \psi. \end{aligned} \quad (5.34)$$

Тоді задача на відміну від постановки (5.33) зводиться до розв'язку системи чотирьох (а не шести) лінійних диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} \frac{dv_1}{dt} = c_{11}D_1 + c_{12}D_2; \\ \frac{dv_2}{dt} = c_{21}D_1 + c_{22}D_2; \\ \frac{d\psi}{dt} = v_1; \\ \frac{d\theta}{dt} = v_2, \end{cases} \quad (5.35)$$

де позначено: $D_1 = Q_\psi - F_1 + \frac{\partial T}{\partial \psi}$; $D_2 = Q_\theta - F_2 + \frac{\partial T}{\partial \theta}$.

Аналогічно випадку (5.33), система диференціальних рівнянь (5.35), розв'язана числовими методами, зокрема, методом Рунге – Кутта четвертого порядку точності при заданих початкових значеннях кутів Ейлера – Крилова.

Однак, результатів дослідження кінематики та динаміки руху генератора тяги, встановленому на Кардановому підвісу, недостатньо для синтезу мобільного РДО з генератором тяги. Для розрахунку параметрів останнього необхідно розробити відповідну методику, яку викладено нижче.

5.5. Розробка методики розрахунку параметрів генератора тяги

Означена методика вкрай необхідна для визначення параметрів сопів генератора та величини реактивної пневматичної тяги, що протидіє гравітаційному навантаженню на мобільний робот довільної орієнтації у технологічному просторі.

Для переважної більшості технічних систем найбільший інтерес представляє розгляд випадку адіабатного плину газу, тобто плину без підведення теплоти ззовні й відводу її. Тому нижче будемо розглядати в основному тільки адіабатний плин газу із сопів генератора тяги. Тому що довжина сопла й дифузора генератора тяги невеликі, а швидкість плину в їх середовищі досить висока, то теплообмін між стінками каналу й середовищем при малому часі їх контакту настільки незначний, що в більшості випадків їм можна зневажити й уважати процес витікання адіабатним.

Як відомо процес адіабатного витікання повітря можна описати системою рівнянь [146], які запишемо у диференціальній формі. Рівняння зміни кількості руху (імпульсу) за елементарний проміжок часу при нехтуванні силами тертя складає

$$\rho u du = -dP, \quad (5.36)$$

де: ρ – густина газу, кг/м^3 ; u – змінна швидкість руху газу вздовж отвору (сопла), м/с ; P – тиск газу, Н/м^2 .

Рівняння балансу енергії, причому при адіабатному процесі відсутній обмін тепловим потоком із зовнішнім середовищем, ($dq=0$)

$$C_p dT + \mu u du = 0, \quad (5.37)$$

де: C_p – теплоємність одного моля газу при постійному тиску, Дж/моль;

T – абсолютна температура, ° Кельвіна; μ – маса одного моля газу, кг/моль.

Рівняння Клапейрона – Менделєєва має вигляд [147]:

$$d\left(\frac{P}{\rho}\right) = \frac{R}{\mu} dT, \quad (5.38)$$

де $R=8,32$ Дж/(град.моль) – універсальна газова стала.

Причому з фізики відомо, що $R = C_p - C_v$ (C_v – теплоємність одного моля газу при постійному об'ємі, Дж/моль).

Отож розв'яжемо рівність (5.38) відносно dT

$$dT = d\left(\frac{P}{\rho}\right) \frac{\mu}{R} = d\left(\frac{P}{\rho}\right) \frac{\mu}{C_p - C_v};$$

і підставимо у рівняння (5.37):

$$\frac{k}{k-1} d\left(\frac{P}{\rho}\right) + u du = 0, \quad (5.39)$$

де $k=C_p/C_v$ (для повітря $k=1,4$).

Інтегруємо одержане диференціальне рівняння

$$\int_{u_1}^{u_2} u du = -\frac{k}{k-1} \int_{P_1/\rho_1}^{P_2/\rho_2} d\left(\frac{P}{\rho}\right), \text{ або } \frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = -\frac{k}{k-1} \left(\frac{P_2}{\rho_2} - \frac{P_1}{\rho_1}\right), \quad (5.40)$$

де: u_1, P_1, ρ_1 – швидкість, тиск та густина газу на вході у отвір; u_2, P_2, ρ_2 – швидкість, тиск та густина газу на виході з отвору сопів генератора тяги.

З рівності (5.40) знаходимо швидкість u_2 (швидкість u_1 мала і надалі нею нехтуємо)

$$u_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \frac{\rho_1}{\rho_2}\right)}. \quad (5.41)$$

Виключимо з рівнянь (5.36) і (5.39) додаток $u du$:

$$\frac{k}{k-1} d\left(\frac{P}{\rho}\right) = \frac{dP}{\rho}, \text{ або } \frac{k}{k-1} \frac{dP}{\rho} - \frac{k}{k-1} \frac{P d\rho}{\rho^2} = \frac{dP}{\rho}.$$

Після зведення подібних доданків і відокремлення змінних, отримаємо диференціальне рівняння

$$k \frac{d\rho}{\rho} = \frac{dP}{P}. \quad (5.42)$$

Інтегруємо це диференціальне рівняння

$$k \int_{\rho_1}^{\rho} \frac{d\rho}{\rho} = \int_{P_1}^P \frac{dP}{P} \Rightarrow k \ln\left(\frac{\rho}{\rho_1}\right) = \ln\left(\frac{P}{P_1}\right).$$

Після потенціювання отримаємо остаточно наступний вираз

$$\left(\frac{\rho}{\rho_1}\right)^k = \frac{P}{P_1} \Rightarrow \frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/k}. \quad (5.43)$$

Підставимо вираз (5.43) у формулу (5.41) для швидкості газу на виході сопла

$$u_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}. \quad (5.44)$$

Масу газу, що протікає за одиницю часу через довільний переріз сопла, можна обчислити за формулою

$$M = \rho u F = \text{const.}, \quad (5.45)$$

де F – площа поперечного перетину сопла колектора генератора тяги, м^2 .

Знайдемо диференціал від виразу (5.44)

$$dM = (u d\rho + \rho du) F + \rho u dF = 0. \quad (5.46)$$

Враховуючи рівність (5.42), потім (5.36), одержимо

$$d\rho = \frac{1}{k} \frac{\rho dP}{P} = -\frac{1}{k} \frac{\rho^2 u du}{P}. \quad (5.47)$$

Підставляємо (5.47) в (5.46) і тоді з (5.46) можна одержати рівність

$$\frac{dF}{F} = \frac{du}{u} \left(\frac{\rho u^2}{kP} - 1 \right). \quad (5.48)$$

Загальновідомо, що швидкість «а» звуку у газі обчислюється за формулою

$$a = \sqrt{kP / \rho}$$

Тоді рівність (5.48) можна подати у вигляді

$$\frac{dF}{F} = \frac{du}{u} \left(\frac{u^2}{a^2} - 1 \right). \quad (5.49)$$

З рівності (5.49) видно, що, поки швидкість витікання газу $u < a$, для зростання швидкості ($du > 0$) необхідно, щоб сопло звужувалось ($dF < 0$). Швидкість газу u зростатиме до тих пір, доки не досягне критичного значення $u_{кр}$, яке дорівнює швидкості звуку при даних параметрах газу, тобто

$$u_{кр} = \sqrt{k \frac{P_2}{\rho_2}} = \sqrt{k \frac{P_1}{\rho_1} b^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (5.50)$$

де $b = P_2 / P_1$.

Якщо прирівняти вирази (5.44) і (5.50), то знайдемо критичне відношення тисків $b_{кр}$ на вході та виході з отвору

$$\sqrt{k \frac{P_1}{\rho_1} (b_{кр})^{\frac{k-1}{k}}} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left(1 - (b_{кр})^{\frac{k-1}{k}} \right)}. \quad (5.51)$$

Звідси знаходимо

$$(b_{кр})^{\frac{k-1}{k}} = \frac{2}{k+1} \Rightarrow b_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (5.52)$$

Тоді з (5.50) одержуємо остаточну формулу для обчислення критичної швидкості газу

$$u_{кр} = \sqrt{\frac{P_1}{\rho_1} \frac{2k}{k+1}}. \quad (5.53)$$

Масу газу, що витікає через сопло за одиницю часу можна знайти за формулою

$$M = \rho_2 u_2 F_2, \quad (5.54)$$

де F_2 – площа поперечного перетину сопла на виході газу, м².

Знаючи масу M , можна обчислити силу G_a протидії гравітаційному навантаженню мобільного РДО, тобто аеродинамічну силу:

$$G_a = M u_2 + (P_1 - P_2) F_2. \quad (5.55)$$

Враховуючи наведені вище співвідношення, формула (5.55) матиме такий остаточний вигляд для сили, що протидіє гравітаційній силі робота:

$$G_a = \frac{2k}{k-1} \frac{\rho_a}{\rho_1} P_1 F_2 \left(1 - b^{\frac{k-1}{k}} \right) + (P_1 - P_a) F_2 \quad \text{при } b = \frac{P_a}{P_1} \leq b_{кр};$$

$$G_a = \frac{2}{k+1} (b_{кр})^{\frac{1}{k}} P_1 F_2 + (P_1 - b_{кр} P_1) F_2 \quad \text{при } b = b_{кр}.$$
(5.56)

Таким чином отримані аналітичні залежності для керування режимами функціонування генератора аеродинамічної тяги, а саме для визначення та регулювання маси, швидкості стислого газу та самої антигравітаційної сили, надають можливість здійснювати автоматизоване керування процесом протидії гравітаційному навантаженню мобільного робота довільної орієнтації у просторі.

5.6. Аналіз результатів моделювання генератора тяги

На нижче наданих графіках показані результати моделювання генератора тяги мобільного РДО у середовищі MATLAB для сопла з отвором діаметром $d_o = 0,003(\text{м})$. Зрозуміло, ці дані вимагають експериментальної апробації, що є наступним етапом досліджень (див. Розділ 6). Однак навіть у теоретичній реалізації отримані залежності прийнятні для етапу технічного проекту дослідного зразка мобільного робота з генератором реактивної тяги.

Практично пропорційно росту тиску витікання газу (після $2 \cdot 10^5 \text{ Па}$) росте маса його витрати, про що свідчить графік рис. 5.8. Тут доречно нагадати, що автоматичне керування витратою стисненого газу здійснюється регулюванням продуктивності компресора залежно від кута нахилу мобільного РДО до обрію. Структурна схема блоку керування витратою стисненого газу наведена вище на рис. 5.4.

Також, надзвичайно суттєво, що графік рис. 5.8 ілюструє цілком рентабельні витрати стисненого повітря для створення аеродинамічної

піднімальної сили, а це в свою чергу, доказує, що маса компресора, яка залежить від його продуктивності, може бути не великою в межах 20...30(кг).

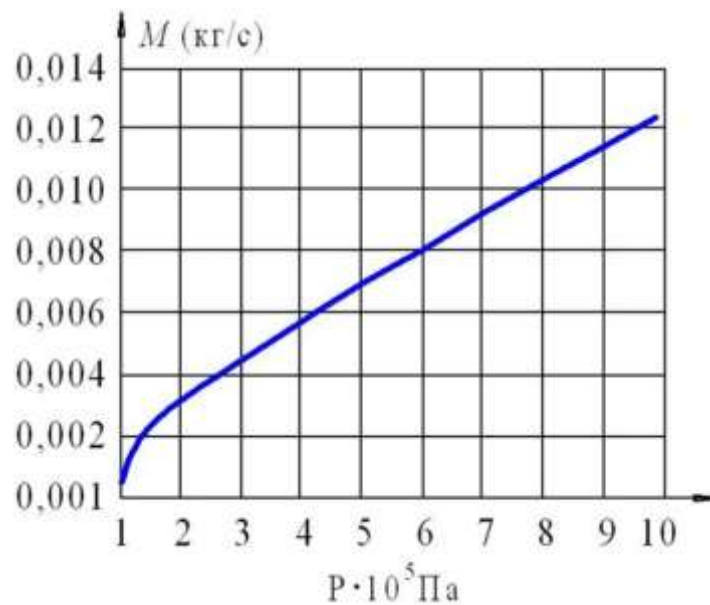


Рис. 5.8. Залежність маси витрат стислого газу від тиску

На графіках рис. 5.9, де крива G_1 ілюструє зміну сили тяги від швидкості витікання стисненого повітря, крива G_2 – від різниці тисків, G_a – відображає сумарну силу тяги, можна встановити силу реактивної тяги G в залежності від числа сопів та площин F_2 їх поперечного перетину, або діаметрів: $d = \sqrt{4F/\pi}$.

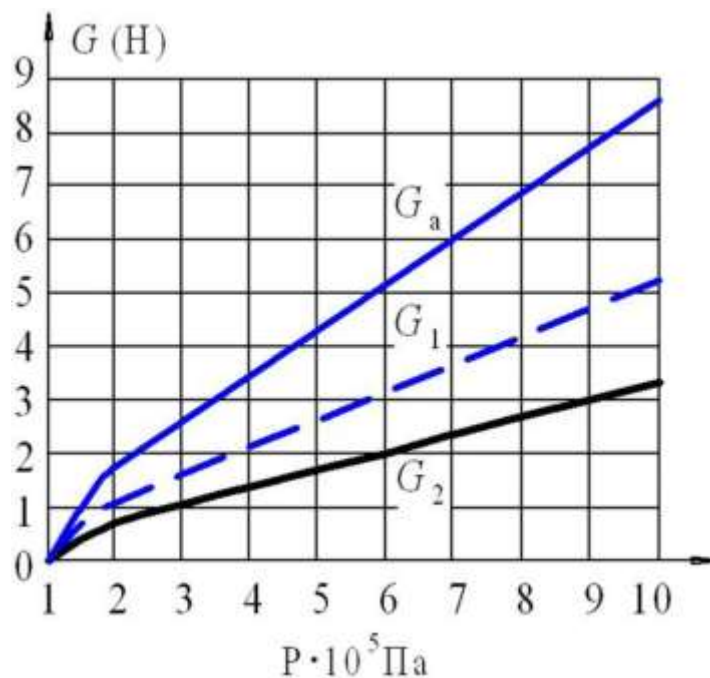


Рис. 5.9. Залежності величини сили реактивної тяги від тиску стікаючого газу: G_1 – сила від швидкості витікання газу; G_2 – сила від різниці тисків; G_a – сумарна сила

Якщо задати n отворів діаметром d , то витрата маси M_c стисненого повітря й величину сили реактивної тяги G можна обчислити за формулами:

$$M_c = Mn \left(\frac{d}{d_o} \right)^2; \quad G = G_a n \left(\frac{d}{d_o} \right)^2, \quad (5.57)$$

де значення M і G_a вибираємо з наведених графіків залежно від тиску стікаючого газу (рис. 5.8 та рис. 5.9) для діаметру $d_o=0,003$ м.

Так, наприклад, нехай число сопів рівно $n=50$ з отворами діаметром $d=0,004$ (м) і тиском у камері $P_1=6 \cdot 10^5$ (Па). Тоді із графіка знаходимо $G_a=5,2$ (Н) і сумарна сила реактивної тяги G складе: $G=5,2 \cdot 50 \cdot (0,004 / 0,003)^2 = 462$ (Н). Цей приклад свідчить про можливість промислової експлуатації мобільного робота масою не більш 50(кг) за умови регулювання сили реактивної тяги, як це описане вище (див. Рис. 5.4). Слід урахувувати, що збільшення числа сопів до сотень при одночасному зменшенні їх діаметра, аж до десятих часток міліметра, а це можливо застосуванням лазерної технології, сприяє стабілізації положення мобільного робота довільної орієнтації внаслідок забезпечення ламінарного потоку в соплах і зниження турбулентності потоку повітря на виході сопів генератора пневматичної реактивної тяги.

5.7. Дослідження впливу сили ваги мобільного РДО на технологічне навантаження

Застосування генераторів тяги як засобу протидії гравітаційній силі, що реалізується за 3-м принципом синтезу мобільних РДО, а саме такий принципово новий розв'язок, як розміщення генератора тяги на Кардановому підвісі, дозволяє генератору тяги зберігати збіг ліній дії протилежних сил: піднімальної пневматичної й гравітаційної, незалежно від положення робота в просторі.

Даний принцип, будучи заснованим на узгодженні технологічного навантаження й зусиль зчеплення робота з поверхнею переміщення, з одного боку, і сили реактивної пневматичної тяги, з іншого боку, дозволяє здійснити диференційований підхід до регулювання аеродинамічної піднімальної сили робота залежно від його орієнтації в просторі. Точніше, регулювати силу втримання робота на поверхні переміщення (більш докладно див. підрозділ 5.2) залежно від кутів Ейлера осей робота відносно обрію. Зазначене регулювання необхідне, щоб при критичних кутах нахилу робота пневматична реактивна тяга по своїй величині не перевищувала силу зчеплення захватів робота з поверхнею переміщення. Інакше кажучи, щоб робот не перетворився на літальний апарат, а генератор тяги долав негативний вплив сили гравітації, одночасно не перевищуючи силу зчеплення захватів робота.

Ця задача вирішується розрахунками критичного кута нахилу робота до обрію, коли настає момент часу включення генератора пневматичної тяги. Як видно зі схеми рис. 5.10 у разі експлуатації мобільного РДО у цеховому приміщенні кут α нахилу робота до обрію може змінитись в межах $0 \leq \alpha \leq 180^\circ$. Наприклад, коли робот перебуває на вертикальній стіні, то $\alpha = 90^\circ$, а коли на такій поверхні переміщення, як стеля, то $\alpha = 180^\circ$. При цьому діють наступні сили: mg – сила ваги робота; N – реакція технологічного навантаження; P – сила зчеплення захватів ніг робота з поверхнею переміщення; Q_n, Q_{n1}, Q_{n2} , – сили нормальних реакцій опор робота; Q_{f1}, Q_{f2} – сили тертя.

Для дослідження впливу ваги робота і антигравітаційної сили на величину технологічної реакції, яка узагальнює будь яке технологічне навантаження від силової операції, що виконує мобільний РДО, розглянемо останній у квазістатичному стані зі силовим навантаженням, показаним на рис. 5.11.

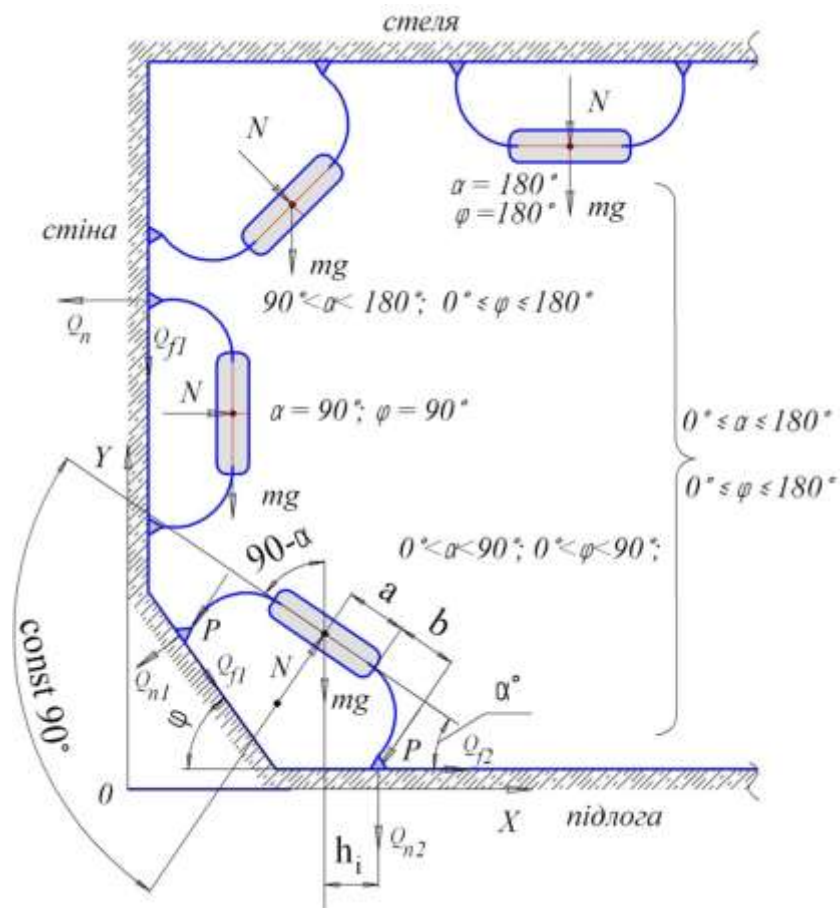


Рис. 5.10. Схема положень мобільного РДО у просторі цехового приміщення

Як і раніш розглядаємо робот з педіпуляторами 1 і 2, що згинаються під моментом M . На корпусі робота 3 нерухомо встановлено скобу 4 Карданового підвісу, в якому на осях «а» встановлено зовнішнє кільце 5 з можливістю обертання на кут $0 \leq \gamma_a \leq 180^\circ$, що достатньо для співпадіння лінії дії реактивної тяги R з силою ваги G робота. Кільце 5 має осі «b», на яких обертається внутрішнє кільце 6 на кут $0 \leq \gamma_b \leq 180^\circ$. В цьому кільці встановлено осі «с», на яких обертається на кут $0 \leq \gamma_c \leq 180^\circ$ генератор тяги 7, який через сопла 8 нагнітає стисле повітря у напрямку дії сили гравітації $G = mg$.

Причому, якщо вказані кільця Карданового підвісу співпадають з центром ваги O_1 робота, то центр ваги O_2 генератора 7 зміщено на величину плеча h для створення обертового моменту $M_2 = m_2 gh$ (де m_2 – маса генератора), щоб генератор тиску завжди повертався до співпадіння його осі з напрямком дії сили гравітації $G = mg = (m_1 + m_2)g$, де m_1 – маса робота.

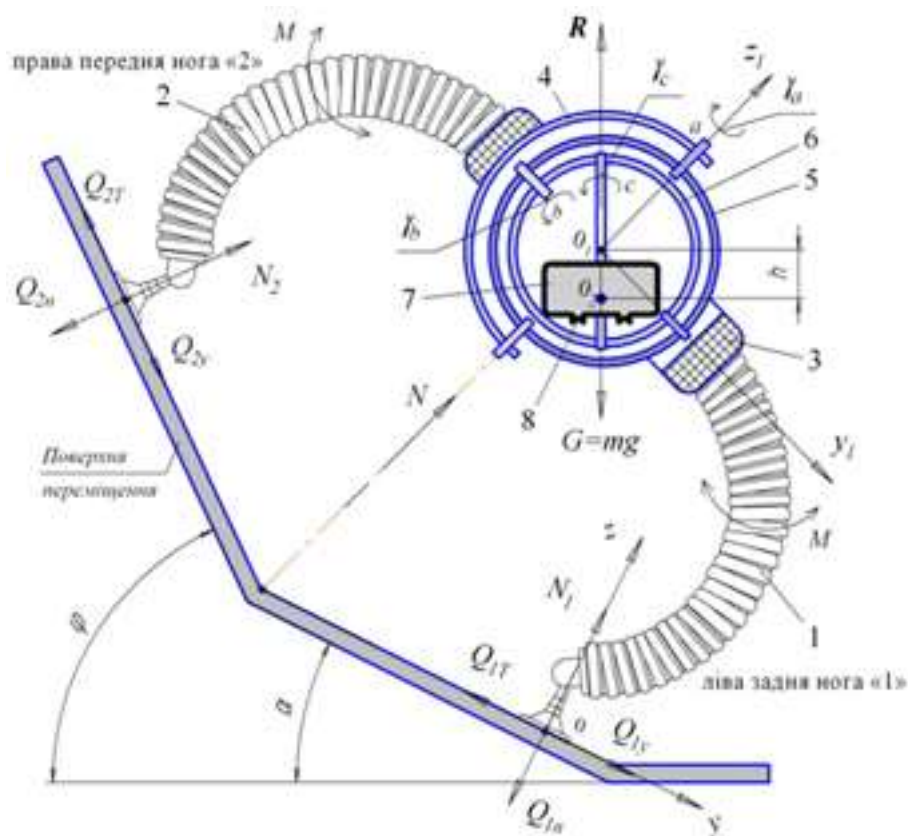


Рис. 5.11. Положення мобільного РДО на поверхнях довільної орієнтації

На рис. 5.12 сила N – це реакція сили технологічного навантаження будь якої силовій операції, а сила R – сила протидії гравітаційному навантаженню, що створює генератор реактивної тяги, яким оснащено мобільний РДО.

Вважаємо, що ліва задня нога «1» спирається на площину, яка нахилена до горизонтальної площини під кутом α , а права передня нога «2» спирається на площину, яка нахилена відповідно під кутом φ , причому лінія перетину цих площин горизонтальна.

На робот діють такі сили (Рис.5.12): сила ваги $G = mg$, прикладена у центрі ваги і напрямлена вертикально вниз; технологічна реакція N , прикладена у центрі ваги і напрямлена перпендикулярно до площини робота; сили зчеплення Q_{1n} і Q_{2n} ніг робота з відповідними площинами, напрямлені по нормалях до площин; нормальні реакції N_1 і N_2 , напрямлені протилежно до сил зчеплення; сили тертя Q_{1T} і Q_{2T} , які лежать у відповідних площинах. Оскільки невідома ні величина цих сил, ні їх напрям, то кожен з них розкладемо на дві

складові $Q_{1T}(Q_{1x}, Q_{1y}), Q_{2T}(Q_{2x}, Q_{2y})$, одна з яких паралельна до вісі Ox , а друга перпендикулярна до цієї вісі і лежить у відповідній площині.

Виберемо початок системи координат $Oxyz$ (Рис.5.11) у точці контакту ноги «1» з площиною переміщення, вісь Ox направимо паралельно до лінії перетину площин, вісь Oz перпендикулярна до першої опорної площини, вісь Oy перпендикулярна до двох попередніх осей.

Отож координати точки опори передньої ноги відносно вибраної системи відліку визначаються так:

$$x_2 = 2R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ + 2b_1; \quad y_2 = 2a; \quad z_2 = 0, \quad (5.58)$$

де: a – відстань вздовж осі робота від центру ваги до кріплення ноги; $2b_1$ – ширина робота у місці кріплення ніг; β_0 – початковий кут вигину ноги; початковий радіус вигину $R_0 = L / \beta_0$. $R = L / \beta$.

Кут β знаходимо з рівняння

$$\frac{\sin \beta}{\beta} = \frac{\sin \beta_0 \sin 45^\circ}{\beta_0 \cos(45^\circ - \varphi_1)}, \quad (5.59)$$

де, під час руху кут φ_1 може змінюватись у межах $0 \leq \varphi_1 \leq 90^\circ$;

Наближений розв'язок цього рівняння складає

$$\beta = \sqrt{10 - \sqrt{100 - 120 \left(1 - \frac{\sin \beta_0 \sin 45^\circ}{\beta_0 \cos(45^\circ - \varphi_1)} \right)}}. \quad (5.60)$$

Тепер можна знайти координати центра ваги робота за наступними виразами:

$$\begin{aligned} x_c &= R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ + b_1; \\ y_c &= a - R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ \tan(45^\circ - \varphi_1) \\ z_c &= R(1 - \cos \beta). \end{aligned} \quad (5.61)$$

Вважаємо, що при виконанні технологічної операції робот спирається на усі чотири ноги і $\varphi_1 = 45^\circ$ – додатковий кут нахилу площини переміщення робота (див. Рис. 5.11). Тоді у загальному випадку виникають чотири нормальні реакції і чотири сили тертя, напрямки яких невідомі, тобто задача статично невизначена, тому що рівнянь рівноваги можна скласти 6, а невідомих

фактично 12. Але задача буде статично визначеною, якщо припустити, що виконуються деякі умови, а саме:

1. При виконанні технологічної операції точки опор відповідних ніг розміщені симетрично до вертикальної площини симетрії робота;
2. Зовнішні сили Q , G , N лежать у цій площині або паралельні до неї;
3. Реакції у симетрично розміщених опорах однакові і також паралельні до площини симетрії.

Оскільки нас цікавить граничне (максимальне) значення технологічної реакції N , то припускаємо, що у одній з пар ніг (де менша нормальна реакції) сила тертя досягає граничного значення. У цьому випадку можна скласти три рівняння рівноваги, у які входять тільки три невідомих.

$$\begin{aligned}\sum_{i=1}^n F_{iy} &= 0; \quad 2Q_{1y} + 2\mu N_2 - (G - G_1)\sin \alpha = 0; \\ \sum_{i=1}^n F_{iz} &= 0; \quad 2N_1 + 2N_2 - (G - G_1)\cos \alpha = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{ix} &= 0; \quad 2N_2 y_2 - (G - G_1)\cos \alpha y_c + (G - G_1)\sin \alpha z_c = 0,\end{aligned}\tag{5.62}$$

де: G – сила ваги, G_1 – антигравітаційна сила; α – кут нахилу площини переміщення робота до обрїю. З останнього рівняння знаходимо реакцію N_2

$$N_2 = b_{12}(G - G_1),\tag{5.63}$$

де позначено: $b_{12} = \frac{\cos \alpha y_c - \sin \alpha z_c}{\Delta_1}$; $\Delta_1 = 2y_2$.

Потім з перших двох рівнянь (5.62) знаходимо силу тертя Q_{1y} і нормальну реакцію N_1

$$Q_{1y} = (G - G_1)(-\mu b_{12} + \frac{1}{2}\sin \alpha); \quad N_1 = (G - G_1)(-b_{12} + \frac{1}{2}\cos \alpha).\tag{5.64}$$

Нагадаємо, що кут α нахилу мобільного робота до обрїю технологічного простору може змінюватись у межах $0 \leq \alpha \leq 180^\circ$. Як видно із графіків рис. 5.12 при певних характеристиках робота (початкові умови див. вище у розділі 4: ваги, жорсткості педіпуляторів, потужності приводів і т.п.) обидві реакції N_1 і

N_2 додатні до значення кута нахилу поверхні переміщення $\alpha \leq 54^\circ$ (на графіках позначено точками «а» і «b»). Інакше кажучи, при цих кутах нахилу робота до обрію сила ваги сприяє збільшенню технологічного навантаження.

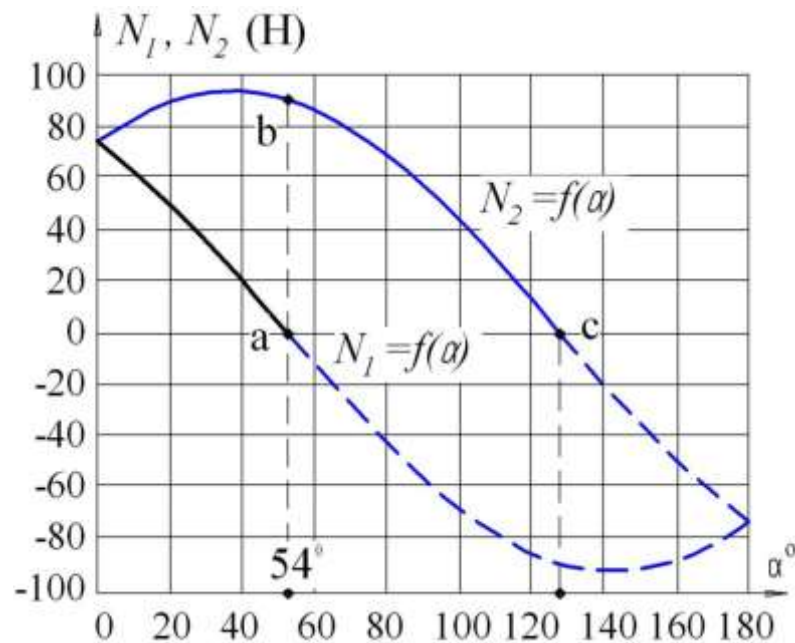


Рис. 5.12. Графіки залежності нормальних реакцій N_1 , N_2 опору робота від кута α його нахилу до обрію

Це означає, що включення генератора реактивної тяги необхідне при куті нахилу робота до обрію $\alpha \geq 54^\circ$, незважаючи на те, що друга сила реакції N_2 , на відміну від першої N_1 , стає негативною тільки коли $\alpha \geq 128^\circ$ (точка «с»). Тому для забезпечення надійності втримання робота, щоб не допустити відрив хоча б однієї з його ніг, необхідне включення генератора тяги вже при нахилі робота до обрію $\alpha \geq 54^\circ$. Безумовно, значення критичного кута нахилу площі переміщення робота, тобто коли ноги робота починають проковзувати, буде змінюватися при інших масово-центрувальних характеристиках робота, вказаних вище у розділі 4, але це не змінює сутність автоматизованого керування генератором тяги РДО. Інакше кажучи, при зміні характеристик робота, потрібно тільки ввести їх значення в отримані вище аналітичні залежності. На рис. 5.13 згідно з розробленою моделлю отримані графіки впливу сили ваги G робота та антигравітаційної сили G_1 , що розвиває генератор реактивної тяги, на нормальні реакції у задній N_1 та передній N_2 ногах робота.

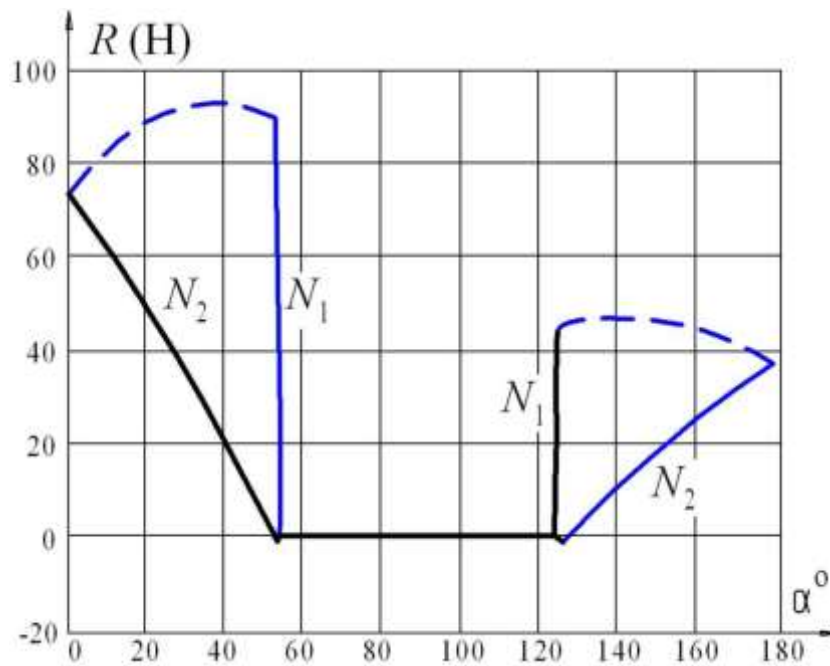


Рис. 5.13. Вплив сили ваги G та антигравітаційної сили G_1 на нормальні реакції у задній N_1 та передній N_2 ногах робота: на першій ділянці $G_1=0$, на другій – $G_1=G$ і на третій ділянці $G_1=1,5G$.

Ці графічні залежності показують наступне: на першій ділянці руху робота при умові кута нахилу площі переміщення $\alpha \leq 54^\circ$, коли генератор тяги вимкнтий, тобто його тяга дорівнює $G_1=0$, стрімко знижується сила нормальної реакції від опори N_2 (див. Рис. 5.13), бо робот нахиляється відносно обрію, і стрімко зростає навантаження на іншу ногу робота, що має реакцію N_1 . На другій ділянці руху робота, коли для запобігання зриву робота з поверхні переміщення вмикається генератор тяги, і його реактивна тяга дорівнює вазі робота $G_1=G$, обидві реакції опор ногам робота дорівнюють нулю, тобто мобільний робот перебуває в стані рівноваги сил навантаження. І нарешті, на третій ділянці при умові кута нахилу площі переміщення $\alpha \geq 128^\circ$ і при значенні сили реактивної тяги $G_1=1,5G$, реакції N_1 , N_2 опор ногам робота знову зростають, тобто необхідне регулювання сили реактивної тяги, спрямоване на її зростання з метою досягнення рівноваги стану робота.

Таким чином, запропонований 3-й принцип синтезу мобільних РДО, а саме: оснащення мобільного робота джерелом реактивної тяги не хімічного походження, точніше пневматичним генератором аеродинамічної піднімальної

сили, встановленого на Кардановому підвісі, надає компенсацію або навіть повне подолання гравітаційного навантаження, не допускаючи при цьому перетворення мобільного робота в літальний апарат для забезпечення можливості виконання *контактних* силових технологічних операцій при обслуговуванні різних промислових об'єктів.

Автоматизоване керування генератором реактивної тяги мобільного РДО, як свідчать вище наведені результати моделювання, спрямоване на створення реактивної тяги, тобто аеродинамічної піднімальної сили, яка не перевищує зусилля зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення за рахунок автоматичного регулювання сили зазначеної тяги залежно від кута нахилу робота до обрію технологічного простору, але одночасно компенсує гравітаційне навантаження робота, тим самим забезпечує підвищення надійності його утримання на поверхні переміщення довільної орієнтації у просторі.

5.8. Висновки до розділу

1. Застосування аеродинамічної піднімальної сили мобільного РДО, як засобу протидії гравітаційній силі та технологічному навантаженню, дозволяє при автоматичному регулюванні сили тяги залежно від кута нахилу робота до обрію зменшити зусилля зчеплення робота з поверхнею переміщення, а значить і потужність приводів мобільного робота, що, у свою чергу, надає можливість підвищити надійність утримання робота на поверхні довільної орієнтації у просторі при виконанні різноманітних технологічних операцій.

2. Принципово новий технічний розв'язок, а саме розміщення джерела аеродинамічної піднімальної сили у вигляді генератора тяги мобільного робота на Кардановому підвісі, дозволяє забезпечувати постійне суміщення ліній дії протилежно спрямованої реактивної тяги із гравітаційним навантаженням мобільного робота довільної орієнтації в технологічному просторі, тим самим, надаючи можливість компенсації гравітаційного нагруження мобільного РДО.

3. Розроблена на основі кінематичного й динамічного аналізу методика розрахунків параметрів та технологічних режимів функціонування мобільного РДО може бути використана для технічного проекту мобільного робота з генератором пневматичної реактивної тяги.

4. Пропонований підхід до синтезу мобільного робота довільної орієнтації дозволяє за рахунок зменшення сумарної потужності приводів зчеплення пропорційно зменшити вагу робота, а звільнений енергетичний ресурс направити на підвищення ефективності виконання як технологічних, так і транспортних операцій, виконуваних роботом у різних областях промисловості.

5. Таким чином, застосування 3-го принципу автоматизованого керування синтезом мобільних роботів дозволяє створювати різноманітні моделі принципово нового підкласу мобільних РДО на основі протидії гравітаційному навантаженню аеродинамічною піднімальною силою, як засобу підвищення надійності утримання роботів на поверхнях довільної орієнтації у технологічному просторі.

РОЗДІЛ 6

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГЕНЕРАТОРА ТЯГИ МОБІЛЬНОГО РДО

Метою експериментальних досліджень, викладених у даному розділі, є апробація 3-го принципу синтезу мобільних РДО, а саме: застосування аеродинамічної піднімальної сили, як засобу протидії гравітаційному й технологічному навантаженню, що сприяє підвищенню надійності утримання мобільних РДО на поверхні переміщення довільної орієнтації при виконанні технологічних операцій.

Для досягнення зазначеної мети необхідна постановка екстремального повнофакторного експерименту (ПФЕ), який дозволить не тільки апробувати доцільність застосування пневматичної реактивної тяги для мобільних РДО, але й здійснити пошук оптимальних або, коректніше буде помітити, квазіоптимальних значень технологічних режимів (факторів), що визначають ефективність роботи пневматичного генератора тяги.

У даному розділі спочатку сформульоване завдання постановки ПФЕ, далі описана методика експерименту й виконані дисперсійний і регресійний аналізи отриманих експериментальних даних, включаючи перевірку отриманої регресійної моделі на адекватність реальному процесу. На завершені розділу виконане дослідження регресійної та аналітичної моделей генератора тяги для мобільних роботів довільної орієнтації у технологічному просторі.

6.1. Постановка задачі експериментальної оптимізації параметрів генератора тяги

Оптимізація параметрів будь-якої технічної системи (ТС), у тому числі й такої як мобільний РДО, передбачає наявність конкретного виду математичної моделі цільової функції, що зв'язує критерій оптимізації з керованими факторами досліджуваної ТС. Стосовно до генератора тяги мобільного РДО в

якості такого критерію може бути прийнята аеродинамічна піднімальна сила (реактивна тяга), спрямована на компенсацію гравітаційного навантаження з метою підвищення надійності втримання мобільного РДО на поверхні довільної орієнтації. Однак, у силу наявності множини факторів, що впливають на величину реактивної тяги, одержання цільової функції досить складно, що обумовлює застосування статистичних методів дослідження. Одним з таких методів є регресійний аналіз, що дозволяє встановити зв'язок між критерієм оптимізації – реактивною тягою пневматичного генератора, і незалежними змінними – детермінованими величинами (факторами), яким надають у кожній новій серії дослідів екстремальні значення [149, 151].

Результати кінематичного й динамічного аналізу мобільного РДО із пневматичним генератором реактивної тяги, викладені вище в розділах 5.6 і 5.7, дозволили здійснити апріорний аналіз впливу параметрів пневматичного генератора реактивної тяги на аеродинамічну піднімальну силу. Отримані вище в розділі 5 аналітичні залежності між реактивною тягою й параметрами генератора є основою керування процесом протидії гравітаційному навантаженню на мобільний РДО. Однак зазначені залежності не враховують стохастичного впливу параметрів генератора тяги на величину реактивної тяги, а головне, як і будь-яка аналітична модель ТС, не можуть служити апробацією 3-го принципу синтезу мобільних РДО. Саме тому необхідна постановка повнофакторного експерименту, що передбачає одержання, якщо не оптимальних, то принаймні квазіоптимальних значень параметрів і режимів функціонування генератора тяги для мобільного РДО.

Як відомо при постановці факторних експериментів, функцією відгуку служить неповний квадратичний поліном, який для трьох факторів має вигляд [149, 151]:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^3 b_i x_i + \sum_{i,j} b_{ij} x_i x_j + b_{1,2,3} x_1 x_2 x_3 \quad (6.1)$$

Число дослідів рівняється $N = n^k m$, де: n – число рівнів варіювання факторів; k – число факторів; m – кількість повторних реалізацій кожного

дослід, виконане з метою гарної відтворюваності результату дослід і зменшення дисперсій помилок вимірів. Таким чином, у нашому випадку необхідно провести $N = 2^3 8 = 64$ дослідів.

Крім того, при постановці факторних експериментів необхідно знати до якого класу формул відноситься цільова функція. У роботі [150] відзначається, що переважна більшість процесів може бути описано двома класами формул. До першого відносяться формули, у яких залежна змінна є сумою функцій незалежних змінних, а загальне співвідношення другого класу, що допускає застосування *факторних* експериментів, являє собою добуток окремих функцій незалежних змінних. Причому, залежності другого класу можуть бути наведені до першого за допомогою логарифмування як одного з методів лінеаризації функцій.

Тому в якості гіпотези, що вимагає надалі підтвердження, на етапі постановки завдання представимо цільову функцію у вигляді добутку окремих функцій незалежних факторів:

$$R = C_0 f_1[F_i(d, n)] f_2(p_j) f_3(Q_k) \rightarrow \max \quad (6.2)$$

при обмеженнях:

$$\begin{aligned} \frac{\pi d^2}{4} &\leq F_i(d, n) \leq \left(\frac{\pi d^2}{4} n \right) \\ p_{\min} &< p_j \leq p_{\max} \\ m_{\min} &\leq Q_k \leq (m_{\max} + N) \end{aligned} \quad (6.3)$$

де: R – аеродинамічна реактивна тяга; C_0 – постійний коефіцієнт, що враховує вплив зовнішніх факторів, не відображених у цільовій функції; $f_1[F_i(d, n)]$, $f_2(p_j)$, $f_3(Q_k)$ – факторні залежності (функції змінних), що підлягають визначенню; F – площа поперечного перерізу сопла, що обумовлена діаметром d отворів витікання газу та їх кількістю n ; Q – навантаження на мобільний робот масою m ; N – технологічне навантаження на робот при виконанні якої-небудь силової технологічної операції.

Перше із зазначених обмежень змінних функції (6.2) указує, що кількість сопів для витікання газу варіюється від одного до декількох, становлячи площу їх поперечного перерізу, достатньою для створення реактивної піднімальної сили. Друге обмеження продиктоване, тим, що міжнародний стандарт для сучасних пневматичних систем передбачає їхню роботу в діапазоні тисків $p_i = (1...10) \cdot 10^5$ Па. Третє обмеження визначає необхідний і припустимий діапазон навантаження на мобільний робот, тобто це навантаження може перевищувати мінімальну вагу робота, з урахуванням маси технологічного оснащення, але не може перевищувати максимальної ваги робота в сукупності з технологічним навантаженням.

Цільова функція (6.2) носить гіпотетичний характер, тому спочатку необхідно визначити, хоча б у першому наближенні, вид передбачуваної емпіричної формули, що відображає факторні залежності.

Таким чином, завдання планованого експерименту зводиться до наступного:

1. Для розробки плану повнофакторного експерименту на основі результатів попередньої серії дослідів визначити, до якого типу функцій можуть бути віднесені факторні залежності керування режимами роботи генератора тяги мобільного РДО.

2. Застосуванням регресійного аналізу статистичних даних ПФЕ одержати конкретний вид експериментальної моделі функції відгуку, пов'яже критерій оптимізації (реактивну тягу) з параметрами керування аеродинамічною піднімальною силою мобільного РДО.

3. Визначити, принаймні, квазістатичні значення параметрів генератора тяги, що визначають максимум цільової функції, або по термінології ПФЕ, функції відгуку у факторному просторі.

Найбільш прийнятним науковим інструментом розв'язку вказаної задачі є постановка екстремального ПФЕ, що відноситься до класу активних експериментів. Даний вид експериментів дозволяє (на відміну від пасивних) за допомогою варіювання факторів на екстремальних рівнях їх значень (*min*, *max*)

цілеспрямовано впливати на параметр оптимізації, а також, завдяки одночасній зміні факторів, урахувати їхню взаємодію.

6.2. Методика експериментальних досліджень, обладнання та техніка вимірювань

Відповідно до поставленої вище задачі, експериментальні дослідження керування процесом створення пневматичної реактивної тяги мобільного РДО виконані за наступною методикою:

- визначення виду функції відгуку за допомогою аналізу попередньої серії дослідів керування режимами генератора тяги;
- постановка повнофакторного експерименту (ПФЕ), у ході якого здійснювалося варіювання кожного з параметрів генератора тяги на двох екстремальних рівнях (*min*, *max*) з одночасною реєстрацією величин пневматичної реактивної тяги;
- побудова регресійної моделі функції відгуку параметра оптимізації й статистична перевірка адекватності отриманої моделі реальному процесу керування генератором тяги;
- визначення напрямку пошуку області оптимуму на основі порівняльного аналізу аналітичного й емпіричного моделювання керування процесом створення пневматичної аеродинамічної піднімальної сили мобільного РДО;
- чисельний аналіз функції відгуку й визначення координат умовного екстремуму цільової функції.

Для проведення досліджень був створений експериментальний стенд, принципова схема якого показана на рис. 6.1, а загальний вид на рис. 6.2. Стенд включає джерело підвищеного тиску (до 8 бар) стисненого повітря у вигляді компресора 1, який через блок підготовки повітря 2 (що включає фільтр, вологопоглинач і регулятор тиску), манометр 3 і пневматичний розподільник 4 створює в камері «А» генератора тяги 5 підвищений тиск, контроль якого

здійснюється манометром 6. Стиснене повітря, проходячи через множину сопів 9, створює реактивну тягу, у результаті чого генератор тяги 5 переміщається в напрямних поступальної кінематичної пари 7, установленій на нерухливій основі 8. Сила створюваної реактивної тяги вимірялася цифровим динамометром 10.

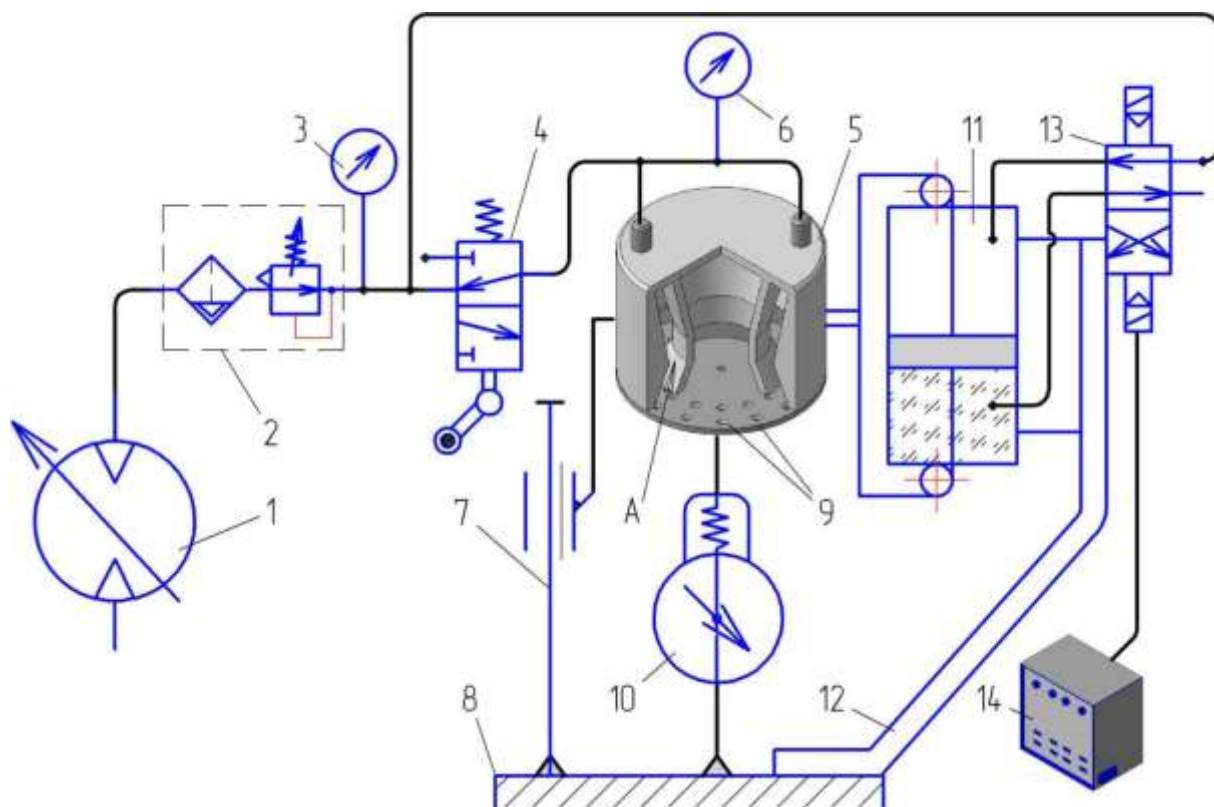


Рис. 6.1. Принципова схема експериментального стенда

Створення зовнішнього силового навантаження на генератор тяги 5 здійснювалося безштоковим пневматичним циліндром 11, установленим на кронштейні 12. Подача стисненого повітря в силовий циліндр відбувалася за допомогою електромагнітного пневматичного розподільника 13, керованим контролером 14. На рис. 6.2 показаний загальний вид експериментального стенда із пневматичним генератором тяги для мобільного РДО. Як видно на фото джерелом надлишкового тиску в камері генератора тяги 1 служив безолійний поршневий компресор 2 мод. Gentilin CS 240/24 (Італія), що створює тиск до 8 бар, із продуктивністю подачі стисненого повітря 150 л/хв.

Контроль тиску здійснювався манометром 3, а величина тиску задавалася регулятором тиску 4 у діапазоні (2...8) бар.

Створення зовнішнього навантаження на генератор тяги здійснювалося безштоковим пневматичним циліндром 5 мод. DNT-40-400-PPV, з'єднаним з аналоговим датчиком переміщення 6 і керованим контролером позиціонування 7 мод. SPC200 виробництва компанії FESTO з модулем інтерфейсу мод. SPC200-SCU-AIF і панеллю керування 8 мод. SPC200-MMI-1.



Рис. 6.2. Експериментальний стенд генератора тяги

Вимір сили пневматичної тяги здійснювався цифровим динамометром 9 мод. Weiheng WH-A08 із зусиллям до 50 кг (490 Н), що має погрішність виміру ± 5 (г) при зусиллі 0...10 (кг) та ± 10 (г) у діапазоні зусиль 10...45 (кг).

Власне процес створення аеродинамічної піднімальної сили генератором тяги здійснювався при варіюванні наступних факторів (незалежних змінних): F

– ефективної площі сопів за допомогою зміни числа n отворів сопів і їх діаметрів d при регулюванні тиску p у генераторі тяги й силового навантаження Q на екстремальних рівнях згідно з матрицею планування експерименту, як це показано нижче в табл. 6.1 і табл. 6.3.

В процесі експерименту від компресора (фото рис. 6.2) стисле повітря подавалось в генератор тяги 1 (рис. 6.3), встановлений на кільцях 2 Карданового підвісу, через штуцери 3. В результаті в камері «А» створювалась зона підвищеного тиску. Стисле повітря стікаючи через сопла 4 мембран 5 утворювало реактивну тягу. Оскільки умови проведення повнофакторного експерименту передбачають варіювання факторів на екстремальних рівнях, то вказані мембрани змінювались (окрім зміни тиску) відповідно до значень діаметрів сопел $d_{\min}^{\max}$ та їх кількості $n_{\min}^{\max}$, включаючи основний (середній) рівень значень d_s , n_s матриці планування експерименту.

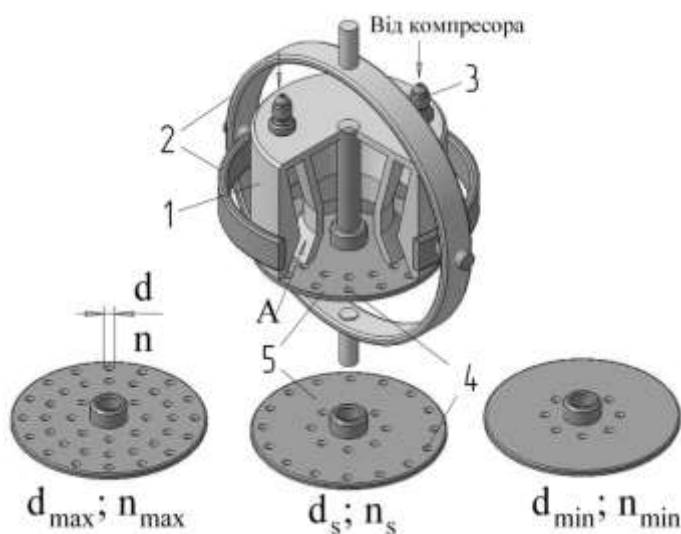


Рис. 6.3. Пневматичний генератор тяги зі змінними мембранами

Експериментальні дослідження здійснені по двох етапах. На першому етапі виконана серія попередніх дослідів для визначення в першому наближенні придатності емпіричних залежностей, що найбільше часто зустрічаються, а на другому етапі поставлений повнофакторний екстремальний (тобто з регулюванням факторів на двох рівнях: *max* і *min*) експеримент для одержання регресійної моделі пневматичного генератора тяги мобільного РДО.

6.3. Визначення виду факторних залежностей генератора тяги

Для визначення орієнтовного виду факторної залежності використовуємо методику, запропоновану в монографії [148]. У табл. 6.1 зазначені інтервали варіювання факторів (незалежних змінних) F , p , Q , прийняті з урахуванням обмежень (6.3), а також емпіричні значення функцій $R(F)$, $R(p)$, $R(Q)$, отримані в результаті попередніх дослідів.

Таблиця 6.1

Варіювання факторів реактивної тяги

змінна величина \ № досліду	1	2	3	4	5	6	7	8
$F_i = n(\pi d^2/4) \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$	0,71	1,4	2,1	2,8	3,5	4,2	4,9	5,7
$n_i \rightarrow \text{Var} = 10 \dots 80$; при $d = 0,003, \text{ м}$	10	20	30	40	50	60	70	80
$R_i(F), \text{ Н}; n = \text{Var},$ при: $p^{\max} = \text{const}$ $Q_{\min} = 50 \leq R = \text{const}$	69 19	138 88	207 157	276 226	345 295	414 364	483 433	552 502
$p_j \cdot 10^5, \text{ Па}$	1	2	3	4	5	6	7	8
$R_j(p), \text{ Н}; F^{\max} = \text{const}; n^{\max} = 80$ $Q = R - 50 = \text{const}$	0 -50	144 94	216 166	280 230	344 294	416 355	480 430	544 494
$Q_k = m(\kappa \varepsilon) \cdot 9,8 \text{ м} / \text{с}^2, \text{ Н}$	50	100	150	200	250	300	350	400
$R_k(Q) \text{ Н};$ при: $F = \text{const}$ $p = \text{const}$	-50	44	66	80	94	116	130	144

У табл. 6.2 виконане порівняння придатності емпіричних залежностей, що найбільше часто зустрічаються, у наступний спосіб. Для факторів F , p , Q і функцій $\bar{R}$ обчислені й наведені в таблиці середньоарифметичні $\frac{x_1 + x_8}{2}$, середньо геометричні $\sqrt{x_1 x_8}$ й середньо гармонічні значення $\frac{2x_1 x_8}{x_1 + x_8}$. Якщо

значень $\bar{R}$ немає в ряді наведених даних таблиці 6.1, то значення R_T визначаємо за допомогою лінійної інтерполяції, наприклад для функції $\bar{R}_i$, що визначає залежність сили реактивної тяги R від площі F поперечного перерізу сопла:

$$R_{Ti} = \bar{R}_i + \frac{R_{i+1} - R_i}{F_{i+1} - F_i} (\bar{F}_{i+1} - F_i). \quad (6.4)$$

Аналогічно виконуємо лінійну інтерполяцію й для функції R_{Tj} від фактора $\bar{p}_j = \bar{x}_j$, а також для значень функції R_{Tk} від фактора $\bar{p}_k = \bar{x}_k$.

Для перевірки придатності кожної емпіричної формули з наведених у табл. 6.2, порівнюємо значення розбіжностей $|R_T - \bar{R}|$ і оцінюємо їх так: при мінімальній різниці «+1» – підходить щонайкраще; «0» – мало підходить при невеликій різниці $|R_T - \bar{R}|$; «-1» не підходить при великій розбіжності значень $|R_T - \bar{R}|$. З табл. 6.2 стає очевидним, що для залежності $R = f(F)$ щонайкраще підходить лінійна залежність $y = cx + b$, на яку вказує мінімальна різниця значень $|R_T - \bar{R}| = 0$. Для залежності $R = f(p)$ мінімальна різниця значень $|R_T - \bar{R}| = 2,88$, тобто краще інших підходить вид формули $y = c \ln x + b$, а для залежності $R = f(Q)$ краще інших формул підходить вираження $y = \frac{1}{cx + b}$.

Таблиця 6.2

Визначення факторних залежностей

Типи залежностей, значення факторів F, p, Q , та функцій $\bar{R}, R_T$						Вибір емпіричної формули		
№	Тип	$\bar{F}_i = \bar{x}_i$ $\bar{p}_j = \bar{x}_j$ $\bar{Q}_k = \bar{x}_k$	$R_i = y_i$ $R_j = y_j$ $R_k = y_k$	$\bar{R}_{i,j,k}$	$R_{T_{i,j,k}}$	$ R_T - \bar{R} $	Вид формули	Вис- новок
I	$\frac{x_1 + x_8}{2}$	45 4,5 225	$\frac{y_1 + y_8}{2}$	260,5 222 47	260,5 198 55	0 24 8	$y = cx + b$	+1 -1 -1

Продовження табл. 6.2

II	$\sqrt{x_1 x_8}$	28,28 2,83 141,42	$\sqrt{y_1 y_8}$	97,7 157,16 84,85	145,13 153,76 91,59	47,43 3,4 6,74	$y = cx^b$	-1 0 -1
III	$\frac{x_1 + x_8}{2}$	45 4,5 225	$\sqrt{y_1 y_8}$	97,7 157,16 84,85	122,5 130 87	24,8 27,16 2,15	$y = cb^x$	-1 -1 0
IV	$\frac{2x_1 x_8}{x_1 + x_8}$	17,78 1,78 153,19	$\frac{y_1 + y_8}{2}$	260,5 222 47	279,7 214,6 64,6	19,2 7,4 17,6	$y = c + \frac{b}{x}$	-1 -1 -1
V	$\frac{x_1 + x_8}{2}$	45 4,5 225	$\frac{2y_1 y_8}{y_1 + y_8}$	36,61 111,26 74,22	53,5 130 73	16,89 18,74 1,22	$y = \frac{1}{cx + b}$	-1 -1 +1
VI	$\frac{2x_1 x_8}{x_1 + x_8}$	17,78 1,78 153,19	$\frac{2y_1 y_8}{y_1 + y_8}$	36,61 111,26 74,22	72,69 150,16 66,89	36,08 38,9 7,33	$y = \frac{x}{cx + b}$	-1 -1 -1
VI I	$\sqrt{x_1 x_8}$	28,29 2,83 141,42	$\frac{y_1 + y_8}{2}$	260,5 222 47	235,29 219,12 61,95	25,21 2,88 14,95	$y = c \ln x + b$	-1 +1 -1

Аналіз факторних залежностей дозволив конкретизувати вид передбачуваної емпіричної залежності (6.2) і записати її у формі добутків функцій:

$$y = C_0 (cx_i + b)(c \ln x_j + b) \left(\frac{1}{cx_k + b} \right) \rightarrow \max \quad (6.5)$$

Або з обліком раніше прийнятих позначень факторів у вираженні (6.3) запишемо

$$R = C_0 (cF_i + b)(c \ln p_j + b) \left(\frac{1}{cQ_k + b} \right) \rightarrow \max, \quad (6.6)$$

де: R – реактивна тяга пневматичного генератора; $F_i(n_i)$, p_j , Q_k – змінні фактори відповідно: площа поперечного перерізу сопів, як функція від їхньої кількості n_i , тиску p_j у них і навантаження Q_k на мобільний робот; c , b – постійні коефіцієнти.

Однак застосований метод визначення виду цільової функції є грубо орієнтовним і виконаний тільки з метою уточнення завдання подальших

досліджень, сутність яких зводиться до визначення чисельних значень параметрів цільової функції. Більше того, функція (6.6) нелінійна, оскільки містить логарифмічну й гіперболічну складові (крім першої лінійної). Зрозуміло, що її можна привести до лінійного виду за допомогою розкладання в ряд Тейлора. Однак у цьому випадку різко зростає число параметрів, що підлягають визначенню, у той час як згідно з методичними вказівками [149] у край не рекомендується при постановці ПФЕ збільшення параметрів цільової функції. Тому зробимо корекцію цільової функції, замінивши залежність $R_k = f(Q_k)$, що відображає гіперболічну складову, на функцію $R_k = f(d_k)$, де d_k – діаметри сопів генератора пневматичної тяги. Така корекція постановки завдання ПФЕ виправдана ще й тим, що даний фактор безпосередньо впливає на ефективну площу поперечного перерізу сопів, крім їхнього числа в генераторі, а значить і на величину реактивної тяги генератора, що підлягає дослідженню.

З обліком зазначеної вище корекції запишемо гіпотетичну функцію (6.2) у наступному виді

$$R = C_0 f_1(n) f_2(p_j) f_3(d_k) \rightarrow \max \quad (6.7)$$

при обмеженнях:

$$\begin{aligned} \frac{\pi d^2}{4} n_{\min} \leq F_i(d, n) \leq \left(\frac{\pi d^2}{4} n_{\max} \right) \\ p_{\min} < p_j \leq p_{\max} \\ d_{\min} \leq d_k \leq d_{\max} \end{aligned} \quad (6.8)$$

де: R – аеродинамічна реактивна тяга, Н; C_0 – постійний коефіцієнт, що враховує вплив зовнішніх факторів, не відображених у цільовій функції; $f_1(n_i)$, $f_2(p_j)$, $f_3(d_k)$ – факторні залежності (функції змінних), що підлягають визначенню; F – площа поперечного перерізу сопла, обумовлена діаметром d (м) отворів витікання газу і їх кількістю n ; p_j – тиск у соплах генератора тяги, бар.

У відповідність із прийнятими обмеженнями (6.8) при постановці повнофакторного експерименту варіювання факторів цільової функції проводилося в наступних межах:

$$\begin{aligned} 10 \leq n_i \leq 80; \\ (1 \leq p_j \leq 8) \cdot 10^5 \text{ Па}; \\ (0,001 \leq d_k \leq 0,0045) \text{ м}, \end{aligned} \quad (6.9)$$

де: n_i – кількість сопів; p_j – тиск у соплах діаметром d_k .

Усього було проведено $N = n^k m = 2^3 8 = 64$ дослідів, де: n – число рівнів варіювання факторів (max , min); k – число факторів; m – кількість повторних реалізацій кожного дослідів, виконуване з метою гарної відтворюваності результату дослідів й зменшення дисперсій помилок вимірів.

При постановці факторних експериментів використовують кодовані значення змінних. Це в значній мірі полегшує не тільки обчислення постійних коефіцієнтів, але й дослідження одержуваної згодом регресійної моделі функції відгуку. Тому перейдемо від системи координат змінних n , p , d у натуральному вимірі (6.9) до безрозмірної системи координат x_1, x_2, x_3 . Використовуючи формулу [149, с. 117], перетворимо незалежні змінні в безрозмірні змінні:

$$x_i = \frac{2(\ln x_{i_{\max}} - \ln x_{i_{\min}})}{\ln x_{i_{\max}} - \ln x_{i_{\min}}} + 1 \quad (6.10)$$

де x_i – натуральний вимір змінних. Причому, у безрозмірній системі координат для моделі ПФЕ типу $n^k = 2^3$ верхній рівень відповідає значенню фактора $+1(max)$, нижній рівень $-1(min)$, а координати центру плану експерименту рівні й збігаються з початком системи координат.

Результати кодування верхнього й нижнього рівнів варіювання факторів зведені в табл. 6.3.

Таблиця 6.3

Рівні зміни факторів

Рівні факторів	n		p , bar		d , м	
	x_1	$\ln x_1$	x_2	$\ln x_2$	x_3	$\ln x_3$
Верхній +1	80	4,38	8	2,08	0,0045	-5,40
Основний 0	45	—	4,5	—	0,00275	—
Нижній -1	10	2,3	2	0,69	0,001	-6,91

Із цієї таблиці знаходимо вирази для безрозмірних змінних:

$$\begin{aligned}x_1 &= \frac{2(\ln x_1 - 4,38)}{4,38 - 2,3} + 1 = 0,95 \ln x_1 - 3,19; \\x_2 &= \frac{2(\ln x_2 - 2,08)}{2,08 - 0,69} + 1 = 1,44 \ln x_2 - 1,99; \\x_3 &= \frac{2(\ln x_2 + 5,40)}{-5,40 + 6,91} + 1 = 1,32 \ln x_3 + 8,15.\end{aligned}\tag{6.11}$$

Як відзначено вище модель ПФЕ типу $n^k = 2^3$ представляють у вигляді неповного квадратичного полінома, який запишемо з урахуванням взаємодії факторів і в кодованих змінних

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{123} x_1 x_2 x_3 \tag{6.12}$$

У табл. 6.4 наведені результати експериментальних досліджень впливу параметрів пневматичного генератора на величину реактивної тяги R . Тут же у верхній частині таблиці наведена матриця планування ПФЕ, у відповідність з якою виконувалося варіювання кожного з факторів: n — кількості отворів сопів, p — тиску в соплах діаметром d на двох екстремальних рівнях $+1(max)$ і $-1(min)$. У нижній частині табл. 6.4 вертикальні стовпці відображають отримане значення реактивної тяги, відповідне до рівнів варіювання факторів, а горизонтальні рядки містять результати відтворення кожного дослідів. У стовпці $\overline{R}_i$ наведені усереднені значення реактивної тяги, а в стовпці $\overline{y}_i$ їх кодовані значення (логарифми).

Згідно із вказівками [149, с. 113] коефіцієнти регресії можуть бути визначені як:

$$b_i = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \overline{y}_i}{m} \tag{6.13}$$

де: i — номер дослідів; m — число досліджених точок у плані; $\overline{y}_i$ — середній відгук по числу повторних дослідів у відповідній точці матриці плану ПФЕ.

Таблиця 6.4

Матриця планування ПФЕ й результати експерименту

№№ точек плану	Фактори та рівні їх варіювання										
	x_0	x_1		x_2		x_3		x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$x_1x_2x_3$
	Код	Код	n_i	Код	p_i, bar	Код	$d_i, м$	Код			
1	+	+	80	+	8	+	0,0045	+	+	+	+
2	+	—	10	+	8	+	0,0045	—	—	+	—
3	+	+	80	—	2	+	0,0045	—	+	—	—
4	+	—	10	—	2	+	0,0045	+	—	—	+
5	+	+	80	+	8	—	0,001	+	—	—	—
6	+	—	10	+	8	—	0,001	—	+	—	+
7	+	+	80	—	2	—	0,001	—	—	+	+
8	+	—	10	—	2	—	0,001	+	+	+	—

№№ точек плану	Параметри оптимізації (при реалізації дослідів $m \rightarrow R_1...R_8$); $\bar{y}_i = \ln \bar{R}_i$											Дисперсії
	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7	R_8	$\bar{R}_i$	$\bar{y}_i$	y_i	$(y_i - \bar{y}_i)^2$
1	828	745	806	780	760	802	805	820	793	6,68	6,68	0,00
2	104	93	98	102	96	103	98	97	99	4,59	4,60	0,0001
3	216	210	209	212	196	215	212	198	209	5,34	5,34	0,00
4	27	25	26	24	28	24	26	25	26	3,26	3,26	0,00
5	184	178	172	176	180	182	180	178	179	5,19	5,18	0,0001
6	23	21	23	24	22	23	20	23	22	3,09	3,10	0,0001
7	48	44	45	47	46	47	45	46	46	3,83	3,84	0,0001
8	6	5,8	5,5	6	5,4	6	6	5,6	5,8	1,76	1,76	0,00
$\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2$											0,0004	

При $i = 0$ ведеться обчислення коефіцієнта b_0 . При варіюванні кожного фактора на двох рівнях $(+1)$ і (-1) обчислення зводяться до приписування стовпцю y_i знаків $(+, -)$ стовпця відповідного фактора й алгебраїчному додаванню отриманих значень. Наступне ділення отриманого результату на число досліджених точок ($n=8$) у плані дає шуканий коефіцієнт:

$$b_0 = 4,22; b_1 = 1,04; b_2 = 0,67; b_3 = 0,75; b_{12} = 0,005; b_{13} = 0; b_{23} = -0,0025; b_{123} = -0,0025.$$

Обчисливши, таким чином, значення коефіцієнтів і підставивши їх у рівняння (6.12), одержимо рівняння регресії:

$$y = 4,22 + 1,04x_1 + 0,67x_2 + 0,75x_3 + 0,005x_1x_2 - 0,0025x_2x_3 - 0,0025x_1x_2x_3 \quad (6.14)$$

Перш ніж використовувати дане рівняння як регресійну модель функції відгуку, його згідно методики ПФЕ необхідно піддати статистичній перевірці, зміст якої викладено нижче.

6.4. Статистичний аналіз результатів експерименту

Згідно з вимогами регресійного аналізу необхідно виконати перевірку однорідності дисперсій експериментальних даних табл. 6.4. Оскільки теоретичні значення дисперсій невідомі, то перевірку їх однорідності здійснюємо на підставі статистичних оцінок отриманого емпіричного матеріалу, для чого визначаємо дисперсію i -го дослідів по формулі [149, с. 120]:

$$S_i^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{k=1}^m (y_{ik} - \bar{y}_i)^2, \quad i=\overline{1,n}; \quad k=\overline{1,m}, \quad (6.14)$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 6.5, де в останньому стовбці наведені порядкові дисперсії з визначенням максимального їх значення та сума всіх дисперсій.

Таблиця 6.5

Розрахунки дисперсії відтворення дослідів

m n	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	$\sum_{k=1}^m \left(y_{ik} - \bar{y}_i\right)^2$	S_i^2
	$\left(y_{ik} - \bar{y}_i\right)^2$									
1	0,0015	0,0044	0,00014	0,0004	0,0022	0,00005	0,0001	0,0009	0,00969	0,0014
2	0,0029	0,0033	0.00003	0,0012	0,0006	0,0020	0,00003	0,0002	0,01026	0,0015
3	0,0012	0,0001	0,00001	0,0003	0,0038	0,0009	0,0003	0,0027	0,00931	0,0013
4	0,0013	0,0017	0,000004	0,0067	0,0052	0,0067	0,000004	0,0017	0,02331	0,0033
5	0,0006	0,00007	0,0018	0,0004	0,00001	0,0002	0,00001	0,00007	0,00316	0,0005
6	0,0021	0,0021	0,0021	0,0077	0.0000011	0,0021	0,0089	0,0021	0,02710	0,0039
7	0,0017	0,0021	0,0005	0,0004	0,000002	0,0004	0,0005	0,000002	0,00560	0,0008
8	0,0010	0,000005	0,0031	0,0010	0,0054	0,0010	0,0010	0,0014	0,01391	0,0020
Дисперсія відтворення $S_{m,n}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i^2 = 0,0018$									$\sum_{i=1}^n S_i^2 = 0,0147$	

Однорідність дисперсій перевіряємо за критерієм Кохрена як відношення максимальної порядкової дисперсії до суми всіх дисперсій:

$$G = \frac{S_{\max}^2}{\sum_{i=1}^n S_i^2} = \frac{0,0039}{0,0147} = 0,2653 \quad (6.15)$$

Прийнявши рівень значимості (звичайно $q=0,05$) і визначивши числа ступенів свободи: $f_1=m-1=7$; $f_2=n=8$, по таблиці [4] додатка знаходимо критичне відношення $G_{кр}=0,4137$ і порівнюємо його з розрахунковим $G = 0,2653 < G_{кр} = 0,4137$. Результат даного порівняння дозволяє прийняти гіпотезу про однорідність дисперсій, що у свою чергу надає можливість використання емпіричного матеріалу табл. 6.3 для одержання апроксимуючої моделі функції відгуку.

Перевірку значимості коефіцієнтів рівняння регресії (6.14) здійснимо за допомогою t – критерію Стюдента. Для цього знаходимо дисперсію помилки визначення коефіцієнтів:

$$S_{b_1}^2 = \frac{1}{mn} S_{mn}^2 = \frac{0,0018}{64} = 0,000028125, \quad S_b = 0,0053 \quad (6.16)$$

Далі для кожного коефіцієнта рівняння (6.14) визначаємо розрахункове значення критерію Стюдента як відношення абсолютного значення коефіцієнта регресії до середнього квадратичного відхилення помилки його визначення:

$$t_i = \frac{|b_i|}{S_{b_i}}; \quad t_0=796; t_1=196; t_2=126; t_3=143; t_{12}=0,94; t_{23}=0,47; t_{123}=0,047,$$

де індекси критеріїв відповідають індексам коефіцієнтів рівняння регресії (6.14).

Для знаходження критичного значення $t_{кр}$ по таблиці П2 додатка [151] визначимо число ступенів свободи $f^* = n(m-1) = 56$ й, прийнявши рівень значимості $q=0,05$, знаходимо $t_{кр}=2$. Коефіцієнти регресії значимі за умови, що $t_i > t_{кр}$, а якщо ні, то ухвалюється гіпотеза про рівність генерального коефіцієнта регресії (тобто генеральної сукупності значень факторів). Порівнюючи

розрахункові значення t_i – критерію з табличним $t_{кр} = 2$, доходимо висновку про необхідність виключити з рівняння (6.14) коефіцієнти парної взаємодії факторів x_{12}, x_{23} і потрійної взаємодії x_{123} , як статистично незначущі. Необхідності в перерахуванні інших коефіцієнтів відсутня, тому що при ортогональному плануванні ПФЕ всі коефіцієнти незалежні.

З обліком викладеного, рівняння (6.14) перепишемо в наступному виді

$$y = 4,22 + 1,04x_1 + 0,67x_2 + 0,75x_3 \quad (6.17)$$

Перш, ніж приступитися до аналізу отриманої регресійної моделі цільової функції (6.7) у вигляді рівняння (6.17), необхідно перевірити адекватність моделі даним експерименту за допомогою оцінки відхилень значень y (табл. 6.4), обчислених по рівнянню (6.17), від експериментально встановлених і усереднених по числу паралельних дослідів у точках факторного простору $\bar{y}$.

Згідно із вказівками [149, с. 121], підставимо у формулу (6.17) значення (+1) і (-1) відповідно до матриці планування ПФЕ, знайдемо розрахункові значення y й занесемо їх у табл. 6.4.

З метою перевірки адекватності моделі використовуємо критерій Фішера

$$S_a^2 = \frac{m}{n-k} \sum_{i=1}^8 (\bar{y}_i - y_i)^2 = 0,0008, \quad (6.18)$$

де y_i – значення функції відгуку, обумовлене по рівнянню (6.17) для кожного дослідів; $k = 4$ – число членів апроксимуючого полінома у вигляді зазначеного рівняння. Тоді розрахункове значення F – критерію (дисперсійне відношення) складе:

$$F = \frac{S_a^2}{S_{m,n}^2} = 0,0008 / 0,0018 = 0,444.$$

Число ступенів свободи становить: $f_1 = n - k = 4$; $f_2 = n(m - 1) = 56$.

По таблиці 48 додатка [149] для рівня значимості $q=0,05$ визначаємо критичне значення параметра $F_{кр} = 2,56$. Згідно з методикою ПФЕ при

співвідношенні $F < F_{кр}$ модель признається адекватною реальному процесу. Результат порівняння $F = 0,571 < F_{кр} = 2,56$ дозволяє констатувати адекватність рівняння регресії (6.17) реальному процесу витікання газу в генераторі тяги залежно від кількості n сопів, діаметрів d отворів їх поперечного перерізу й тиску p у генераторі тяги.

Для оцінки внеску коефіцієнтів регресії в рівняння моделі використовуємо множинний коефіцієнт кореляції, результат розрахунків якого за даними табл. 6.5 склав:

$$K = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - y_i)^2}{\sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \bar{y})^2}} = 0,99998. \quad (6.19)$$

Коефіцієнт кореляції може змінюватися в межах $0 \leq K \leq 1$, де рівність нижній межі свідчить про відсутність якого-небудь впливу, внесеного коефіцієнтом регресії, і навпроти, рівність верхній межі вказує на те, що рівняння регресії повністю описує результати експерименту.

Таблиця 6.6

Розрахунок коефіцієнту кореляції

№ досліджу	$\bar{y}_i = \ln t_i$	$(\bar{y}_i - \bar{y})$	$(\bar{y}_i - \bar{y})^2$
1	6,68	2,46	6,05
2	4,59	0,37	0,14
3	5,34	1,12	1,25
4	3,26	-0,96	0,92
5	5,19	0,97	0,94
6	3,09	-1,13	1,28
7	3,83	-0,39	0,15
8	1,76	-2,46	6,05
n	$\bar{y} = 4,218$	$\sum (\bar{y}_i - \bar{y})^2 = 16,78;$ $\sum (\bar{y}_i - y)^2 = 0,0004$	

У нашому випадку, з урахуванням даних табл. 6.5, коефіцієнт кореляції склав $K = 0,9998$, отже рівняння регресії (6.17) практично повністю описує результати експерименту.

6.5. Дослідження регресійної моделі функції відгуку

Рівняння (6.17) у кодованих змінних встановлює статистичну залежність між параметром оптимізації й факторами, тобто змінними кількості сопів, діаметром їх поперечного перерізу й тиском у них.

Аналізуючи величину й знак кожного коефіцієнта регресії (6.17), можна одержати достовірну (тому що адекватність моделі перевірена за критерієм Фішера, див. формулу 6.18) інформацію про вплив факторів на параметр оптимізації та виробити стратегію пошуку екстремуму цільової функції. У рівнянні (6.17) коефіцієнти при змінних x_1 , x_2 позитивні, отже, збільшення кількості сопів у генераторі тяги й тиску в соплах приводить до росту аеродинамічної піднімальної сили генератора тяги. Той же ефект має місце й при збільшенні діаметра, точніше площі їх поперечного перерізу сопів. Однак домінуючий вплив, судячи зі значення коефіцієнта, виявляє кількість сопів і в меншій мері тиск у них у порівнянні зі збільшенням внутрішнього діаметра сопів генератора тяги. Інші коефіцієнти при парному x_{12} , x_{23} , а також потрібній x_{123} взаємодії факторів були виключені як статистично не значимі згідно із критерієм Стюдента (див. вираження 6.16).

Помітимо, що вплив ефектів взаємодії проявляється тільки на самих комбінаціях факторів і не поширюється на аналіз впливу кожного фактора окремо. Автономний вплив факторів, як відзначено вище, визначається величиною й знаком коефіцієнтів при них. Отримані дані вказують напрямок пошуку оптимуму, але ще не дозволяють визначити оптимальні або, принаймні, квазіоптимальні параметри генератора тяги.

Для відшукування координат екстремуму перевіримо можливість існування останнього в заданій, технологічно прийнятими обмеженнями (6.8), області факторного простору. Із цією метою підставимо кодовані значення змінних (6.11) у рівняння (6.17) і потенціуючи, одержимо шукане вираження цільової функції (6.7) у натуральному вираженні:

$$R = e^{5.68} (n)^{0.988} (p)^{0.965} (d)^{0.99} \quad (6.20)$$

де $e = 2,72$ – постійний коефіцієнт, основа натуральних логарифмів.

Умова існування екстремуму цільової функції (6.20) у деякій точці факторного простору з координатами (n_0, p_0, d_0) має вигляд:

$$\frac{\partial R}{\partial n}(n_0) = \frac{\partial R}{\partial p}(p_0) = \frac{\partial R}{\partial d}(d_0) = 0 \quad (6.21)$$

У геометричній інтерпретації ця умова повинна визначати рівність кутів нахилу дотичних до кривої функціональної залежності в однойменних точках $k_n(n_0, R)$ и $k_d(d_0, R)$ при $p_i = p_0$. Однак, як видно із графіків рис. 6.4 і рис. 6.5, відзначені кути не рівні. Отже, умова (6.21) для значень факторів усередині області варіювання не виконується. У цьому випадку завдання оптимізації може вирішуватися аналітично як завдання на умовний екстремум цільової функції за допомогою відшукування екстремальних значень параметра оптимізації на границях факторного простору. У даному випадку нас цікавить максимально можливе значення сили реактивної тяги R у заданих межах (6.9) варіювання 3-х незалежних факторів: кількості сопел n , надлишкового тиску p у них і діаметрів d поперечного перерізу сопел.

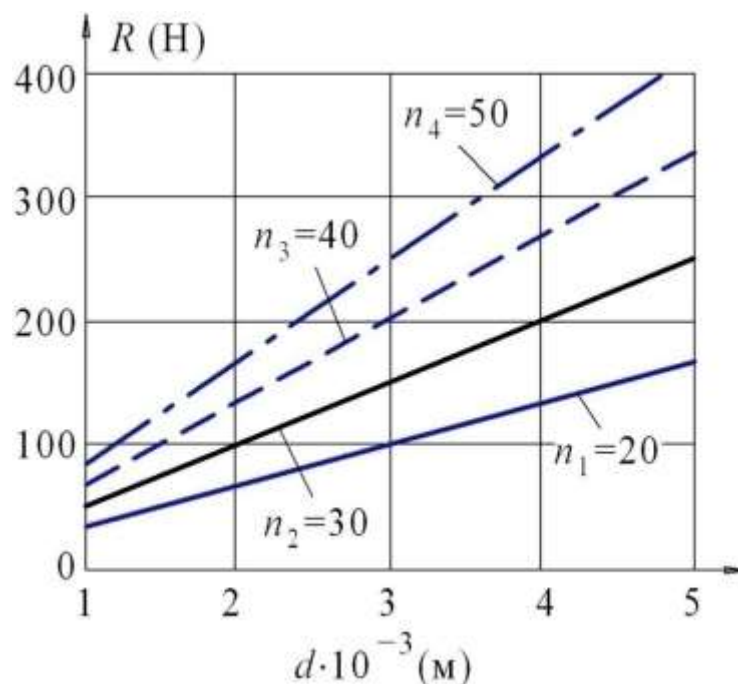


Рис. 6.4. Залежність сили тяги R від діаметрів d отворів і кількості n сопел n при сталому тиску ($p = 6$ бар)

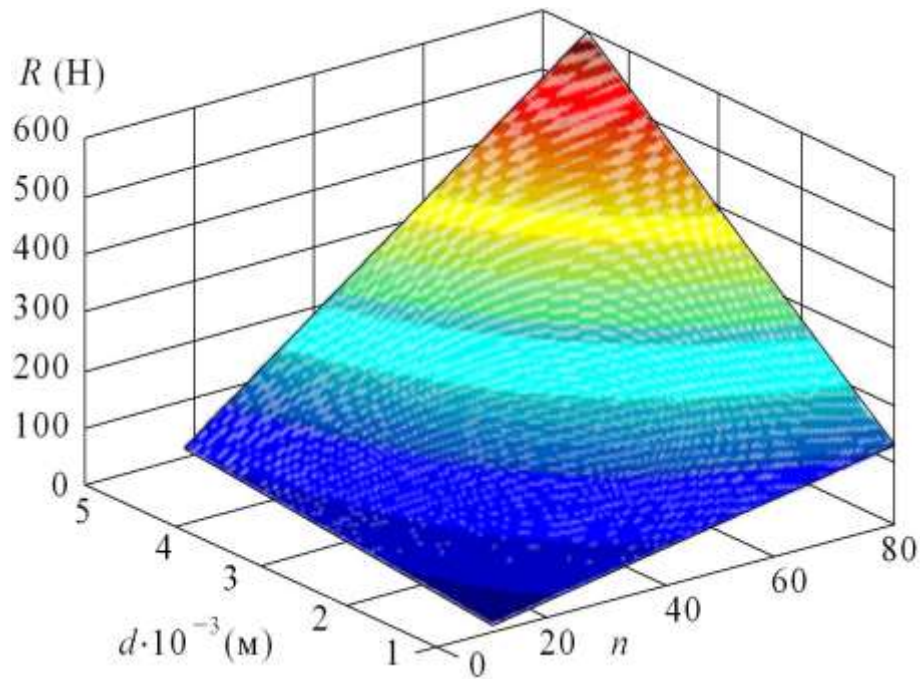


Рис. 6.5. Залежність сили тяги R від кількості n сопел і діаметрів d отворів при сталому тиску ($p = 6$ бар)

Тому знайдемо частинні похідні по кожній незалежній змінній (6.20):

$$\begin{aligned}\frac{\partial R}{\partial n} &= 0.988e^{5.68}(n)^{-0.012}(p)^{0.965}(d)^{0.99}; \\ \frac{\partial R}{\partial p} &= 0.965e^{5.68}(n)^{0.988}(p)^{-0.035}(d)^{0.99}; \\ \frac{\partial R}{\partial d} &= 0.99e^{5.68}(n)^{0.988}(p)^{0.965}(d)^{-0.01}.\end{aligned}\tag{6.21}$$

З формул (6.21) видно, що частинні похідні приймають додатні значення при усіх значеннях змінних заданих виразами (6.9). Звідси випливає, що функція R (реактивної тяги) зростає при зростанні кожної змінної і досягає максимального значення на границях факторного простору, тобто при максимальних значеннях змінних:

$$R_{\max} = e^{5.68}(n_{\max})^{0.988}(p_{\max})^{0.965}(d_{\max})^{0.99}\tag{6.22}$$

Таким чином, у результаті експерименту встановлене, що керування силою реактивної тяги R може бути здійснено за лінійною залежністю від 3-х

незалежних факторів: кількості сопів n , надлишкового тиску p у них і діаметрів d поперечного перерізу сопів.

6.6. Чисельні характеристики впливу параметрів генератора тяги на величину аеродинамічної піднімальної сили мобільного РДО

Отримане в результаті експериментальних досліджень рівняння регресії (6.17), з урахуванням перевірки його адекватності реальному процесу за критерієм Фішера й значенні коефіцієнта кореляції (6.19), дозволяє з досить високим ступенем імовірності судити про внесок змінних факторів n , p і d у керування силою реактивної тяги R за коефіцієнтами регресії. Однак рівняння (6.17) презентовано в безрозмірних змінних по формулах (6.11), що властиво постановці ПФЕ. Для керування реальним процесом переважно використовувати його модель (6.20) у натуральному вираженні змінних факторів. Тому аналіз впливу чисельних характеристик незалежних факторів на параметр оптимізації, тобто силу реактивної тяги, виконаємо на підставі аналітичного вираження (6.20) у натуральному вимірі [154].

На рис. 6.6 представлені графіки залежності реактивної сили тяги R від екстремальних значень незалежних факторів: кількості сопів $n_{\min}^{\max}$ та їх діаметрів $d_{\min}^{\max}$ при зміні тиску в соплах у діапазоні експерименту $p = (2 \dots 8)$ бар. Згідно з матрицею планування ПФЕ, відображеної вище в табл. 6.4, екстремальні значення факторів становили: кількості сопів $n_{\min}^{\max} = n_{10}^{80}$, а їх діаметрів $d_{\min}^{\max} = d_{1 \cdot 10^{-3}}^{4,5 \cdot 10^{-3}}$ (м). На рис. 6.6 також показані залежності реактивної тяги R від середніх значень факторів, які згідно табл. 6.3, як основний рівень варіювання факторів становили: сопів $n_s = 45$, а їх діаметрів $d_s = 2,75 \cdot 10^{-3}$ (м).

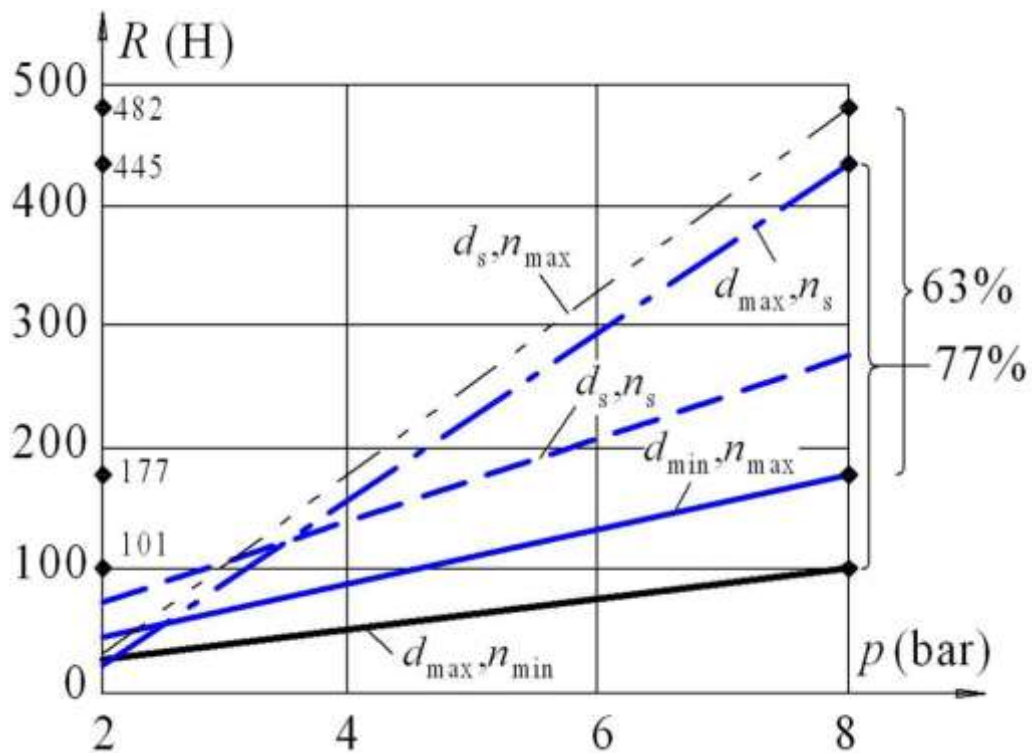


Рис. 6.6. Залежність сили тяги R від екстремальних значень ($\min, \max$) кількості n сопел і діаметрів d отворів в діапазоні тиску ($p = 2 \dots 8$ бар)

Наведені графіки підтверджують домінуючий вплив коефіцієнта регресії в рівнянні (6.17) при числі сопел генератора тяги й дають чисельну характеристику зазначеної домінанти. Так, стає очевидним, що при максимальному тиску $p_{\max} = 8$ (бар) у соплах при переході від мінімального значення їх кількості $n_{\min} = 10$ до середніх значень $n_s = 45$ при максимальних діаметрах сопел $d_{\max} = 4,5 \cdot 10^{-3}$ (м) приріст сили реактивної тяги становить 77%. У той час як при переході від мінімального діаметра сопел $d_{\min} = 1 \cdot 10^{-3}$ (м) до середніх значень діаметрів $d_s = 2,75 \cdot 10^{-3}$ (м) при максимальному значенні кількості сопел $n_{\max} = 80$ зазначений приріст реактивної тяги становить менше, а саме 63%. Інакше кажучи, відмінність ефективності керування кількістю сопел і їх діаметрів становить 14%.

Слід помітити, що з урахуванням лінійної залежності реактивної тяги від змінних факторів, а саме від кількості сопел, тиску в них і їх діаметрів, зазначена пропорція буде дотримуватися й для інших значень тиску в соплах.

І на закінчення даного розділу розрахуємо абсолютні помилки теоретичних розрахунків і експериментальних даних при екстремальних значеннях незалежних факторів, заданих, як зазначено вище, промислово доцільними обмеженнями (6.9).

Таблиця 6.7

Порівняння розрахункових даних і результатів експерименту

№№ дослідів	Екстремальні рівні факторів	Реактивна тяга генератора R		
		Експериментальні дані, Н	Теоретичні дані, Н	Гранична помилка, %
1	$n_{\max}, p_{\max}, d_{\max}$	828	785.6	5,1
2	$n_{\min}, p_{\max}, d_{\max}$	104	100,7	3,2
3	$n_{\max}, p_{\min}, d_{\max}$	216	206,2	4,5
4	$n_{\min}, p_{\min}, d_{\max}$	27	26,4	2,2
5	$n_{\max}, p_{\max}, d_{\min}$	184	177,2	3,7
6	$n_{\min}, p_{\max}, d_{\min}$	23	22,7	1,3
7	$n_{\max}, p_{\min}, d_{\min}$	48	46,5	3,1
8	$n_{\min}, p_{\min}, d_{\min}$	6	5.96	0,7

Отримані значення абсолютних похибок табл. 6.7 обчислення реактивної тяги мобільного РДО за аналітичною залежністю (6.22) відносно експериментальних даних, що відображенні вище в табл. 6.4, надають можливість стверджувати доцільність і правомірність керування режимами процесу створення аеродинамічної сили генератора тяги, як засобу протидії гравітаційному навантаженню мобільного робота довільної орієнтації у технологічному просторі при виконанні різноманітних виробничих завдань. Окрім того, застосування протидії гравітаційному навантаженню мобільного РДО дозволяє збільшувати технологічне навантаження, про що свідчать експериментальні данні серії попередніх дослідів, відображених вище в табл. 6.1, під час проведення яких у якості третього фактора ПФЕ застосовувалось додаткове навантаження.

6.7. Висновки до розділу

1. В результаті проведених експериментальних досліджень, шляхом постановки повнофакторного експерименту 3-го порядку, отримано емпіричний масив даних впливу режимів керування генератором пневматичної тяги, як засобу протидії гравітаційному навантаженню мобільного РДО.

2. Статистична перевірка отриманої регресійної моделі (6.17), а саме: однорідності дисперсій результатів вимірювань за критерієм Кохрена (6.15), значимості коефіцієнтів регресії за критерієм Стюдента (6.16), а також перевірка адекватності моделі емпіричної залежності реактивної тяги від режимів роботи пневматичного генератора тяги реальному процесу за критерієм Фішера (6.18), при задовільному значенні коефіцієнта кореляції $K=0,9998$, дозволяє застосовувати аналітичну модель (6.22) для автоматизованого керування технологічними режимами генератора тяги для мобільних роботів довільної орієнтації.

3. Дослідження регресійної моделі функції відгуку доводить наявність умовних екстремумів на границях факторного простору зміни режимів процесу створення аеродинамічної протидії гравітаційному навантаженню РДО.

4. Встановлено, що при максимальному тиску у соплах та при переході від мінімального значення їх кількості до середніх значень приріст сили аеродинамічної тяги досягає 77%. У той час, як при переході від мінімальних діаметрів сопів до середніх їх значень при максимальній кількості, зазначений приріст реактивної тяги становить менше, а саме 63%. Інакше кажучи, відмінність ефективності керування кількістю сопів і їх діаметрів становить 14%.

5. В остаточному підсумку проведені експериментальні дослідження надають достатні підстави для ствердження доцільності використання 3-го принципу синтезу мобільних РДО, а саме використання аеродинамічної сили для компенсації й протидії гравітаційному та технологічному навантаженню.

РОЗДІЛ 7

МЕТОДИЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПАРАМЕТРИЧНОГО СИНТЕЗУ МОБІЛЬНИХ РДО

Згідно постановці завдання методичного забезпечення параметричного синтезу як складової процесу проектування мобільних РДО (п. 1.7, Розділ 1) в даному розділі розроблені інженерні методики параметричного синтезу мобільних РДО. Активний синтез можна трактувати як інженерне завдання, що передбачає побудову автоматизованої технічної системи, завдяки якій забезпечується виконання технічних вимог до неї [155].

Як відмічено вище відсутність методологічного забезпечення синтезу мобільних роботів довільної орієнтації в частині синтезу їх різноманітних підсистем (див. п. 1.2 Розділу 1) перешкоджає створенню промислових зразків мобільних РДО. Розроблене і викладене нижче методичне забезпечення синтезу мобільних РДО є основою для машинного параметричного синтезу підсистем роботів. У складних випадках необхідно вдаватися до допомоги машинного моделювання. Саме такий підхід було застосовано в розділах 3, 4 і 5 цієї роботи, де були розроблені динамічні моделі роботів довільної орієнтації на основі трьох принципів керування синтезом мобільних РДО. При такому моделюванні стає можливим найбільше повно досліджувати вплив різних факторів як складових інформаційного забезпечення синтезу мобільних РДО.

Однак моделювання на обчислювальних машинах потребує створення відповідних розрахункових методик. Тому, незважаючи на розвиток і поширення машинних методів синтезу, теорія повинна мати у своєму розпорядженні власні методики, які доповнювали б моделювання й були б теоретичною базою при відшукуванні необхідних розв'язків, якщо не оптимальних, то принаймні квазіоптимальних, що більш притаманні інженерним системам.

Запропоновані нижче інженерні методики в частині варіацій технологічних режимів функціонування мобільних РДО дозволяють

здійснювати синтез вказаних робіт, спрямований на визначення їх характеристик згідно технічного завдання. Інженерний розрахунок параметрів, що є об'єктом інформаційно-технологічного забезпечення структурно-параметричного синтезу мобільних РДО, складається з двох етапів:

- розрахунок параметрів підсистеми зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення довільної орієнтації;
- розрахунок параметрів трансмісії та приводів робота.

7.1. Методика розрахунку параметрів підсистеми зчеплення мобільних РДО з поверхнею переміщення

Підсистема зчеплення мобільних РДО з поверхнею переміщення визначається обраним засобом та пристроями захватів робота, як це показано вище в табл. 1.1 та табл. 1.2. Так при обслуговуванні об'єктів з пласкою поверхнею (наприклад, стіни, дахи чи вікна хмарочосів) можуть застосовуватись вакуумні захвати, при обслуговуванні поверхонь з криволінійною топологією (дерев, стовпів високовольтних ЛЕП і т.п.) перевагу слід віддавати механічним захватам, а при обслуговуванні феромагнітних поверхонь (наприклад, промислових трубопроводів газотранспортних мереж) – звісно, обороти слід електромагнітні захватні пристрої для утримання мобільного робота на поверхні довільної орієнтації.

7.1.1. Розрахунок параметрів вакуумних захватів для мобільних РДО

Незалежно від обраного типу автономного генератора вакууму, наприклад, вакуумного насоса чи компресора з ежекційною системою, головним параметром вакуумного захвату є сила Q зчеплення вакуумного присосу з поверхнею переміщення мобільного робота, яку обчислюємо за формулою:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} K_s (p_a K_a - p_v) K, \quad (7.1)$$

при промислово доцільних обмеженнях:

$$(25 \leq d \leq 100)10^{-3}; \quad 0,9 \leq K_s \leq 1; \quad (50 \leq p_v \leq 80) \times 10^3; \quad 0,65 \leq K \leq 0,85$$

де: d – діаметр зони вакуумування під присосом, (м); $\pi d^2/4$ – площа, обмежена внутрішнім контуром присосу (м^2); K_s – коефіцієнт зменшення площі присосу внаслідок деформації ущільнення; $p_a = 101 \times 10^3$ (Па) – атмосферний тиск; p_v (Па) – глибина вакууму всередині камери присосу; K_a – коефіцієнт, яким ураховують зміни атмосферного тиску ($K_a = 0,9$); K – коефіцієнт, яким ураховують приплив повітря в місці контакту ущільнення камери (присосу) з поверхнею переміщення робота.

Функція (7.1) досягає екстремальних значень на границі області зміни параметрів, тобто сила зчеплення Q зростає при зростанні відповідних змінних, а також при зменшенні глибини вакууму всередині камери присосу. Отже максимальне і мінімальне значення функції (7.1) дорівнюють:

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= \frac{\pi d_{\max}^2}{4} K_s^{\max} (p_a K_a^{\max} - p_v^{\min}) K_{\max}; \\ Q_{\min} &= \frac{\pi d_{\min}^2}{4} K_s^{\min} (p_a K_a^{\min} - p_v^{\max}) K_{\min}; \\ Q_{\min} &\leq Q \leq Q_{\max}. \end{aligned} \quad (7.2)$$

Максимально можлива зсувна сила F_T зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення дорівнює $F_T = \mu Q_{\max}$, де μ – коефіцієнт зчеплення (коефіцієнт тертя ковзання) присоса з поверхнею переміщення.

Від зсувної сили F_T залежить максимальна загальна маса m робота, тому що, проекція сили ваги робота на поверхню переміщення, що знаходиться під кутом α до обрію, повинна бути менша за силу зчеплення, а саме:

$$F_T > \frac{1}{2} mg \cos(\alpha) \Rightarrow m < \frac{2\sqrt{2}\mu Q_{\max}}{g}. \quad (7.3)$$

У разі виконання умови (7.3) вакуумні захвати забезпечують надійне утримання мобільного РДО на поверхні переміщення довільної орієнтації у просторі, звісно, у статичному стані. У разі необхідності врахування сил інерції від динамічних навантажень слід використовувати динамічну модель робота, що надана вище в розділі 3.2.

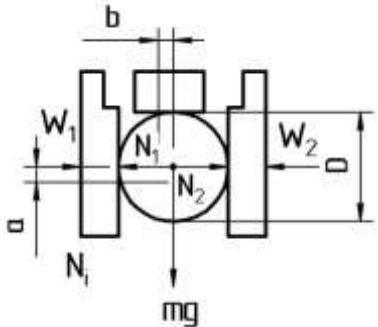
7.1.2. Розрахунок параметрів механічних захватів для мобільних РДО

Механічні захватів для мобільного РДО можуть мати різноманітні конструктивні виконання. але головними їх параметрами є зусилля зчеплення та сила приводу захватів, формули для розрахунку котрих надані у табл.. 7.1 та табл. 7.2.

Розрахунок зусилля зчеплення механічних захватів для мобільних РДО

Таблиця 7.1

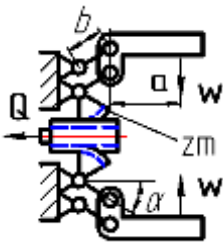
№№ варіанту	Схема захвату робота	Розрахункові формули
1		$R_i = \frac{mg}{2(\cos \gamma + \mu \sin \gamma)};$ $N_i = R_i \frac{\sin \gamma + \mu \cos \gamma}{2(\cos \gamma + \mu \sin \gamma)};$ $W_i = 2N_i(\sin \gamma + \mu \cos \gamma);$ $i = 1, 2 \dots n$
2		$N_1 = \frac{R}{\mu}(\cos \gamma + \mu \sin \gamma);$ $N_{2,3} = \frac{2\eta + (1 + \eta^2) \sin 2\gamma}{4\mu(\sin \gamma + \mu \cos \gamma)^2};$ $R_i = \frac{mg}{2(\cos \gamma + \mu \cos \gamma) + \mu};$ $W_{1,2} = N_1 - 2N_2(\sin \gamma + \mu \cos \gamma) +$ $+ R(\sin \gamma - \mu \cos \gamma);$

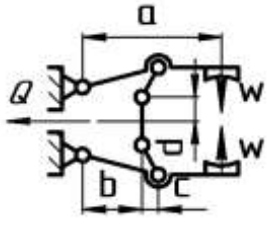
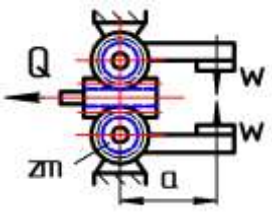
3		$N_i = \frac{mg}{2\mu}; W_i = N_i;$ $i = 1, 2;$ $\varepsilon_a = 0,5\delta_D; \varepsilon_b = 0;$ $\varepsilon_c = \delta_C$ $W_i = N_i; i = 1, 2;$
---	---	---

В табл. 7.1 позначено: N_i, R_i – зусилля нормальних реакцій від зусилля W_i зчеплення й сили тяжіння робота, Н; m — маса робота, кг; g — прискорення вільного падіння ($g = 9,8 \frac{м}{с^2}$); γ — кут призми; μ — коефіцієнт тертя між захватом та поверхнею переміщення робота; a, b, c — припустиме проковзування ноги робота з механічним захватом; D — діаметр поверхні, що охоплюється захватом робота.

Розрахунок сил приводу механічних захватів для мобільних РДО

Таблиця 7.2

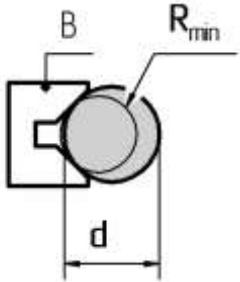
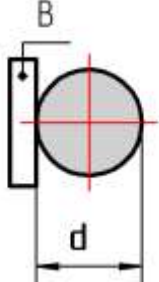
№№ варіанту	Кінематична схема захватного пристрою	Формула для розрахунку зусилля приводу
1	Зубчато-рейковий пласко паралельний захват 	$Q = \frac{4W(a + b \cos \alpha)}{mz\eta} K$ $a = 100 \text{ мм}; b = 70 \text{ мм}; \eta = 0,8;$

2	Шарнірно-важільний захват 	$Q = \frac{2Wac}{d(b+c)\eta} K$ $a = 140\text{мм}; b = 60\text{мм};$ $c = 25\text{мм}; d = 40\text{мм}; \eta = 0,9;$
3	Зубчато-рейковий захват 	$Q = \frac{4Wa}{mz\eta} K$ $a = 100\text{мм}; \eta = 0,8;$

В табл. 7.2 позначено: Q — зусилля приводу захвату, в Н; W — зусилля затиску, в Н; m — модуль зубчатої передачі, $m = 1...2,5$ (мм); z — число зуб'їв зубчатого колеса, $z = 20...40$; η — коефіцієнт корисної дії відповідного механізму захвату; α — середній кут нахилу важеля, $\alpha = 45^0$; K — коефіцієнт запасу, що враховує втрати від тертя та вплив сил інерції при русі захвату, $K = 1,5$.

У разі застосування інших варіантів кінематичних схем захватних пристроїв можна використовувати формули для розрахунку, що наведені в [156].

Крім того, повинна виконуватись умова контакту захватів мобільного робота без пошкоджень поверхонь, по яким рухається мобільний робот, а саме: $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$, де: $\sigma_{\max}$, $[\sigma]$ — відповідно максимальна контактна напружка та припустиме її значення для матеріалу поверхонь переміщення робота. Формули розрахунку максимальних контактних напружок залежно від виду контакту захвата з поверхнею переміщення наведені в табл. 7.3.

Форма поверхонь контакту захвату	Формула для розрахунку контактних напруг
	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{N_{\max} E}{B} \left(\frac{2}{d} + \frac{1}{R} \right)};$
	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{N_{\max} E}{bd}};$

В табл. 7.3 позначено: $N_{\max}$ — максимальна сила в місцях дотику захвату з поверхнею переміщення робота, Н; E — модуль пружності матеріалу поверхні переміщення, Н/мм²; B — ширина контакту захвату із поверхнею переміщення; d — діаметр поверхні, що охоплюється захватом робота; R — мінімальний радіус контакту; $[\sigma]$ — допустима напруга в місці контакту захвату, що визначається матеріалом поверхні переміщення робота [157].

7.1.3. Розрахунок параметрів електромагнітних захватів для мобільних РДО

Електромагнітні захвати, як підсистеми зчеплення мобільних РДО з поверхнею переміщення, використовуються при умові руху мобільних роботів по феромагнітних поверхнях. Їхніми перевагами є простота конструкції та нескладність виготовлення. Конструкцію електромагніту такого захвату зображено на рис. 7.1. Корпус 2 і розміщений у ньому стержень 3 утворюють сердечник магнітопроводу з котушкою 5, намотаною на каркас 4. По периферії

катушка обмотується ізоляційною прокладкою 1, а по торцях 7 заливається смолою або полімером з наступним поліруванням торця 7, який і є робочою поверхнею захвату. Сердечник виготовляється з магнітних м'яких сплавів або набирається у вигляді пакета пластин з електротехнічної сталі. Виводи 6 катушки приєднують до електромережі мобільного робота.

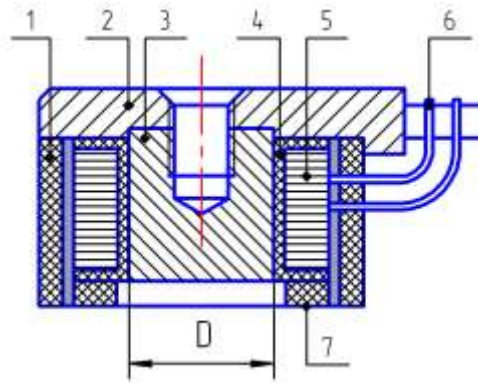


Рис. 7.1. Конструкція електромагнітного захватного пристрою

Умова утримання захватами мобільного робота має наступний вигляд:
 $P \geq Kmg / n$, де: $K = 1,5 \dots 2$ – коефіцієнт запасу, m — маса робота; g — прискорення вільного падіння ($g = 9,8 \text{ м/с}^2$); n — кількість захватів на роботі.

Розрахункова піднімальна сила Релектромагніту визначається за формулою Максвела і, окрім інших параметрів магніту, головним чином залежить від значення площі поперечного перерізу сердечника магнітопроводу S_m (см²) та магнітної індукції B (Вб/см²), що, в свою чергу, визначається числом ампер-витків $I\omega$ (де: I — сила електричного струму (ампер), а ω — кількість витків катушки електромагніту).

Для визначення цих головних параметрів електромагніту побудуємо методику їх розрахунку наступним чином. Спочатку задамо повторно-короткочасний режим роботи електромагніту. Цей режим визначається коефіцієнтом K_n перевантаження за електричним струмом, а саме:

$$K_n = \sqrt{t_u / t_s} \quad (7.4),$$

де: $t_{\text{ц}} = t_{\text{е}} + t_{\text{н}}$ — час циклу роботи захвату, що охоплює час $t_{\text{е}}$ — ввімкненого стану та час $t_{\text{н}}$ — пауз в роботі електромагніту. Для роботів, що мають вантажопідйомність в межах 10 ... 25(кг) можна прийняти: $t_{\text{ц}} = 10 \dots 15$ (с), а $t_{\text{е}} = 0,8t_{\text{ц}}$ і $t_{\text{н}} = 0,2t_{\text{ц}}$.

Далі вирахуємо узагальнений коефіцієнт C_1 , що враховує не тільки обчислений вище режим роботи(7.4), а також спосіб намотки котушки та її здатність до тепловіддачі, а саме:

$$C_1 = \frac{2 \times 10^3 K_n (1 + n)}{C^2 \xi^2 \tau^2 m^2 n (1 + 2n + \alpha) K_t t} \quad (7.5),$$

де: n, m — коефіцієнти, що враховують розміри намотки котушки по діаметру електромагніту, причому: $n = 0,5 \dots 0,8$; $m = \lambda n$ (тут $\lambda = 3 \dots 4$ при $n = 0,5$; або $\lambda = 2 \dots 2,5$ при $n = 0,8$); $C = 0,75 \dots 0,85$ — стала, що визначає компактність котушки та магнітопроводу; $\xi = 0,85$ — коефіцієнт, що впливає на випинання магнітного потоку; $\tau = 0,8 \dots 1$ — безрозмірний коефіцієнт; α — коефіцієнт, яким ураховують вплив способу намотки котушки на її тепловіддачу ($\alpha = 0,9$ — для без каркасної котушки; $\alpha = 1,7$ — для котушки, намотаної на трубу; $\alpha = 2,7$ — для котушки, намотаної на сердечник з пакету пластин); K_t — коефіцієнт тепловіддачі, який визначається з урахуванням допустимого перевищення температури ($t = 20 \dots 30^\circ\text{C}$): $K_t = 9,3 \times 10^{-4} (1 + 0,0059t)$.

Попередньо визначаємо мінімальне значення діаметру сердечника D (см) магнітопроводу з умови припущення, що $P = Kmg$:

$$D = \sqrt[5]{\frac{P \delta^2 C_1}{2 K_n \varepsilon^2}} \quad (7.6)$$

де: $\delta = 0,05 \dots 0,1$ см — припустимий зазор між торцем магніту та поверхнею переміщення робота; $\varepsilon = 1 + \frac{1,04}{\xi}$ — коефіцієнт, яким ураховують випинання магнітного потоку.

Тепер можна вирахувати число ампер-витків $I\omega$:

$$I\omega = 2\rho \sqrt{\frac{10^4 \beta m^2 n (1 + 2n + \alpha) K_t D^3}{\rho (1 + n)}} \quad (7.7)$$

де: $\beta = 0,3 \dots 0,4$ — коефіцієнт заповнення вікна заліза електромагніту;
 $\rho = 0,8 \dots 0,9$ — питомий опір дроту котушки.

Тоді значення магнітної індукції, необхідне для створення мінімальної сили P електромагніту для утримання мобільного робота, можна визначити як:

$$B = \frac{\mu C_\xi I \omega}{2\delta} \quad (7.8)$$

де: $\mu = 1,25 \times 10^{-6} \text{ Гн / м}$ — коефіцієнт магнітної проникності повітря.

2.6. За значенням магнітної індукції обчислюємо площу поперечного перерізу сердечника магнітного проводу:

$$S_m = \frac{P \mu}{5,1 B^2} \quad (7.9)$$

Кількість витків котушки електромагніту визначається за формулою:

$$\omega = \frac{U}{\rho} \sqrt{\frac{10^3 \beta n}{(1 + 2n + \alpha) K_t K_n (1 + n) D}} \quad (7.10)$$

де: $U = 24 \dots 36 \text{ В}$ — напруга на котушці електромагніту.

Площа поперечного перерізу дроту котушки визначається за формулою:

$$S = \frac{2,82 K_n (1 + n) \rho D^2 \sqrt{D / C_1}}{U C_\xi \tau} \quad (7.11)$$

Тоді діаметр дроту для намотки котушки буде складати $d = 2\sqrt{S/\pi}$. Отримане значення необхідно заокруглити до найближчого стандартного діаметру дроту котушки за відповідним каталогом.

Виконавши розрахунки параметрів обраної підсистеми зчеплення, можна переходити до другого етапу – розрахунків параметрів трансмісії і приводу мобільних РДО залежно від їх типу, згідно методикам наданим нижче.

7.2. Інженерні методики розрахунку параметрів мобільних РДО з модулями накопичування та перетворення енергії

Як зазначено вище мобільні РДО, створені за 1-м принципом їх синтезу, тобто накопичення потенціальної енергії і перетворення її в кінетичну енергію руху роботів, можуть мати дві реалізації: з пружинними та газовими модулями накопичення та перетворення енергії. Обое запропонованих варіанта синтезу педіпуляторів мобільних роботів мають об'єктивні переваги й недоліки. Так використання пружинного накопичувача енергії сприяє підвищенню вантажопідйомності робота, але внаслідок природнього нагромадження залишкових напруг пружин знижується ресурс роботи педіпуляторів. І навпроти, застосування газового накопичувача не менш ніж на порядок збільшує ресурс роботи, але це рішення прийнятно для роботів не великої вантажопідйомності.

Керуючись промисловою доцільністю, перший різновид мобільних РДО, тобто з пружинними модулями накопичення та перетворення енергії слід використовувати при виконанні роботами силових технологічних операцій, а другий — з газовими накопичувачами енергії, доцільніше для виконання операцій моніторингу, відеоспостереження та контролю стану промислових об'єктів. Отож нижче надамо відповідні дві інженерні методики синтезу вказаних мобільних РДО.

7.2.1. Методика розрахунку параметрів мобільних РДО з пружинним накопичувачем енергії

Згідно розрахункової схеми, наданої вище на рис. 3.2, корпус робота рухається поступально і його переміщення можна знаходити за формулою

$$s = R_2 \cos 45^\circ [1 - \operatorname{tg}(45^\circ - \beta_1)], \quad 0 \leq \beta_1 \leq 90^\circ. \quad (7.12)$$

де: R_2 – довжина ноги педіпулятора крокуючого робота; β_1 – кут повороту ноги.

Тоді швидкість переміщення корпусу робота визначиться як

$$V = \frac{R_2 \cos 45^\circ}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \dot{\beta}_1, \quad (\cos 45^\circ = \sin 45^\circ = \frac{\sqrt{2}}{2}). \quad (7.13)$$

Сила зчеплення, яка вираховується згідно методик (7.1) залежно від обраної підсистеми зчеплення робота з поверхнею переміщення, впливає також на допустиме значення жорсткості j пружного елемента, що служить для накопичення енергії руху згідно першому принципу синтезу (див. поз. 5 на рис.2.4), тому повинна виконуватись нерівність

$$F_T > J_{\max} \Rightarrow \mu Q_{\max} > P_{\min} + jR_2(1 - \cos 45^\circ), \quad (7.14)$$

де: $J_{\max}$ та j , відповідно сила пружності та жорсткість пружного елемента; R_2 – довжина ноги крокуючого мобільного робота у вільному стані; $Q_{\max}$ – максимальне значення сили зчеплення робота з поверхнею переміщення; $P_{\min}$ – попередня мінімальна сила стиску пружного елемента.

Значення необхідної жорсткості j згідно умові (7.14) складає:

$$j < \frac{\mu Q_{\max} - P_{\min}}{R_2(1 - \cos 45^\circ)}, \quad (7.15)$$

Якщо обрано крокуючу трансмісію з поворотом ніг робота на кут $0 \leq \beta_1 \leq 90^\circ$, що є його кроком, то на ділянці повороту ніг $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$ – ноги робота накопичують потенціальну енергію в наслідок стиску пружного елемента, а на другій ділянці $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ – робот рухається за рахунок перетворення накопиченої енергії в кінетичну енергію руху внаслідок розтискання пружних елементів, але вже при виключених двигунах приводу.

Отже при переміщенні робота на першому кроці $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$ сила f опору рухові від пружного елемента (бо ще працює привід, на відміну від кроку $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$) обраховується за формулою [158]

$$f = P_{\min} \sin(45^\circ - \beta_1) + jR_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right) \sin(45^\circ - \beta_1). \quad (7.16)$$

Максимального значення сили приводу залежно від значень жорсткості j і кута повороту ноги педіпуляторів робота β_o знаходимо за формулою

$$F_1^{\max} = 2\sqrt{(\mu Q_{\max})^2 - (J_o \cos(45^\circ - \beta_o))^2} + (m + 4m_1)g + 2J_o \sin(45^\circ - \beta_o), \quad (7.17)$$

де сила J_o пружності елементу накопичення енергії складає:

$$J_o = P_{\min} + jR_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_o)} \right); \beta_o - \text{крайнє значення кута } \beta_1, \text{ при якому ще}$$

діє момент M_1 приводу педіпуляторів робота.

На другому етапі руху робота, коли його ноги (педіпулятори) повертаються в межах кута $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$, рушійну силу F_2 , яка діє на механічну систему з боку пружного елемента при вимкненому приводі, тобто робот рухається тільки за рахунок накопиченої енергії на попередньому кроці.

$$F_2 = \left\{ P_{\min} + jR_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right) \right\} \sin(45^\circ - \beta_1). \quad (7.18)$$

Оскільки мобільний робот оснащений модулем накопичення енергії та перетворення її в кінетичну енергію руху, то необхідно обрахувати кінетичну енергію T_k корпусу робота, яку знаходимо за формулою

$$T_k = \frac{mV^2}{2} = \frac{mR_2^2}{4\cos^4(45^\circ - \beta_1)} (\dot{\beta}_1)^2, \quad (7.19)$$

де m – маса корпусу робота.

Кінетичну енергію вільної від зчеплення з поверхнею ноги робота обчислюємо так

$$T_1 = \frac{m_1 R_2^2}{2} \left(\frac{(\dot{\beta}_1)^2}{2\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{\dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{2\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{1}{3} (\dot{\beta}_2)^2 \right). \quad (7.20)$$

Опорний педіпулятор, тобто нога робота, що зчеплена з поверхнею переміщення робота, здійснює обертальний рух з кутовою швидкістю $\dot{\beta}_1$. Кінетична енергія опорної ноги мобільного робота обчислюється за формулою

$$T_2 = \frac{m_1 R_2^2}{6} (\dot{\beta}_1)^2. \quad (7.21)$$

Повна кінетична енергія T мобільного робота дорівнює

$$T = T_k + 2T_1 + 2T_2 = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)(\dot{\beta}_1)^2}{2 \cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{2m_1}{3} ((\dot{\beta}_2)^2 + (\dot{\beta}_1)^2) \right). \quad (7.22)$$

Таким чином, розрахувавши параметри трансмісії робота за аналітичними залежностями (7.12) — (7.22), можна здійснювати параметричний синтез мобільного РДО з пружинним накопичувачем енергії на етапі технічного проекту.

7.2.2. Методика розрахунку параметрів мобільних РДО з газовим накопичувачем енергії

Принциповою відмінністю мобільних РДО з газовим накопичувачем потенціальної енергії та перетворенням її в кінетичну енергію руху робота є те, що в якості пружного елемента використовується газ (стисле повітря), яке знаходиться у герметичній циліндричній камері довжиною L_o і діаметром D поперечного перетину (див. рис. 3.1). Як було зазначено вище на першому етапі поршень газової камери стискає повітря і, таким чином, нагромаджується певний запас потенціальної енергії, а на другому етапі газ розширюється і віддає набуту енергію. При умові, що вказаний процес накопичення та перетворення енергії відбувається при постійній температурі, то згідно закону Бойля – Маріотта має місце рівність $p_o V_o = pV$, де $p_o = p_{\min}$ – тиск у камері при максимальному її об'ємі $V_o = \frac{\pi D^2}{4} L_o$; p – тиск у камері при довільному положенні поршня; $V = \frac{\pi D^2}{4} (L_o - x)$; x – поточне переміщення поршня. Зі схеми рис. 3.2 очевидно, що максимальне переміщення поршня газового накопичувача енергії становить

$$x_{\max} = R_1 - R_1 \cos 45 = R_1 \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \right), \quad (7.23)$$

де R_1 – довжина ноги (педіпулятора) робота у вільному стані.

Переміщення x поршня газової камери накопичувача потенціальної енергії залежить від кута β_1 повороту опорної ноги

$$x = R_1 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right); \quad 0 \leq \beta_1 \leq 90^\circ; \quad 0 \leq x \leq x_{\max}. \quad (7.24)$$

З урахуванням рівняння Бойля – Маріотта і введених позначень, значення тиску при довільному положенні поршня газового накопичувача енергії складе

$$p = p_o \frac{L_o}{L_o - x}. \quad (7.25)$$

Необхідна довжина L_o газової камери визначається мінімальним тиском p_o і максимальним тиском $p_{\max}$ (при $x = x_{\max}$), тому з виразу (7.25) знаходимо

$$L_o = \frac{p_{\max} x_{\max}}{p_{\max} - p_o}. \quad (7.26)$$

Далі обчислюємо величину пружної сили J , яка діє на поршень газової камери, за формулою

$$J = p \frac{\pi D^2}{4} - p_a \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o}{L_o - x} - p_a \right), \quad (7.27)$$

де p_a – атмосферний тиск при нормальних умовах.

Тут слід враховувати, що сила зчеплення Q обраного захвату (див. вище підрозділ 7.1) з поверхнею переміщення мобільного робота впливає на допустиме значення діаметра газової камери, тому повинна виконуватись нерівність

$$F_T > J_{\max} \Rightarrow \mu Q_{\max} > \frac{\pi D^2}{4} (p_{\max} - p_a) \quad (7.28)$$

Отже діаметр газової камери накопичувача потенціальної енергії становить

$$D < \sqrt{\frac{4\mu Q_{\max}}{\pi(p_{\max} - p_a)}}. \quad (7.29)$$

При переміщенні робота на першому етапі $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$, тобто при накопичуванні потенціальної енергії однією силою опору f рухові від пружного елемента (див. схему рис. 3.2) становить:

$$f = J \sin(45^\circ - \beta_1) = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o \cos(45^\circ - \beta_1)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \right) \sin(45^\circ - \beta_1) \quad (7.30)$$

Максимальне значення потенціальної енергії в одній газовій камері складе

$$U_{\max} = \frac{\pi D^2}{4} (p_o L_o \ln \frac{L_o}{L_o - x_{\max}} - p_a x_{\max}). \quad (7.31)$$

Різниця між силою тертя μQ і рушійною силою не повинна перевищувати сили зчеплення робота з поверхнею переміщення, а саме:

$$W = \mu Q - \sqrt{(F_1 / 2 - J \sin(45^\circ - \beta_1) - (m + 4m_1)g / 2)^2 + (J \cos(45^\circ - \beta_1))^2} \geq 0, \quad (7.32)$$

де: $F_1 = 2M_1 i / nz$ – сила від рушійного моменту M_1 ; i , n , z – відповідно передаточне число, модуль і число зубів ведучої ланки трансмісії, що з'єднує двигун з підпультатором робота.

Пружна сила J стислого повітря у формулі (7.33) складає:

$$J = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o \cos(45^\circ - \beta_1)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \right), \quad (7.33)$$

Для практичного застосування формули (7.32) при масі робота до 50 кг з міркувань промислової доцільності рекомендуються обмеження:

$$5 \leq M_1 \leq 10 \text{ (Н)}; 1 \leq i \leq 3; 0.001 \leq n \leq 0.002 \text{ (м)}; 20 \leq z \leq 40; 0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ; \\ 0.025 \leq D \leq 0.050 \text{ (м)}; 120 \cdot 10^3 \leq p \leq 400 \cdot 10^3 \text{ (Па)}.$$

При виконанні цих розрахунків слід дотримуватись умов, що визначаються нерівностями для маси робота і маси m_1 підпультатора:

$$F_1 L_1 \geq (m + 3m_1)gL; \quad (7.34)$$

або з урахуванням максимального значення потенціальної енергії

$$F_1 L_1 \geq (m + 3m_1)g \frac{L}{2} + 2U_{\max}. \quad (7.35)$$

Тому, що нерівність (7.34) вказує, що енергії, яку отримала механічна система внаслідок виконання роботи сили F_1 на відріжку L_1 , досить для переміщення робота на відстань L_2 (див. схему рис. 3.1). Нерівність (7.35) вказує, що роботу, яку виконала сила F_1 на відріжку L_1 , досить і для нагромадження максимальної потенціальної енергії у стисненому повітрі (газу).

Крім того, залежно від значення діаметра D поршня газової камери (рис. 3.2) достатньо виконання однієї з умов, а інша буде виконана автоматично. Так, наприклад, при значеннях

$$D < \sqrt{\frac{(m + 3m_1)gL}{\pi(p_o L_o \ln \frac{L_o}{L_o - x_{\max}} - p_a x_{\max})}}, \quad (7.36)$$

досить, щоб виконувалась умова (7.34), а при D більшому досить виконання нерівності (7.35).

Максимальне значення сили руху робота залежно від значень діаметра D газової камери накопичувача енергії і кута β_o повороту ноги робота складає:

$$F_1^{\max} = 2\sqrt{(\mu Q_{\max})^2 - (J_o \cos(45^\circ - \beta_o))^2} + (m + 4m_1)g + 2J_o \sin(45^\circ - \beta_o), \quad (7.37)$$

де сила пружності стиснення газу J_o , коли ще діє сила приводу F_1 , складає

$$J_o = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o \cos(45^\circ - \beta_o)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_o) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \right).$$

На другому етапі переміщення робота, коли він рухається під дією кінетичної енергії стислого газу, рушійна сила F_2 , яка діє на механічну систему з боку пружного середовища (газу) при *вимкненому* приводі та повороту ніг робота в межах $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ (рис. 3.2) обчислюється за формулою:

$$F_2 = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o \cos(45^\circ - \beta_1)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \right) \sin(45^\circ - \beta_1). \quad (7.38)$$

А максимальне значення рушійної сили F_2 складе:

$$F_2^{\max} = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{0,5L_o \cos(2\beta^*)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta^*) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \sin(45^\circ - \beta^*) \right). \quad (7.39)$$

Отже викладена інженерна методика параметричного синтезу за залежностями (7.23) — (7.39) дозволяє здійснювати технічне проектування та керування параметрами мобільних РДО з газовими модулями накопичення потенціальної енергії та перетворення її в кінетичну енергію руху робота. Також слід нагадати, що використання газових накопичувачів енергії, на відміну від пружинних накопичувачів, що найменше, на порядок підвищує ресурс мобільного робота, оскільки газовим модулям перетворення енергії не притаманно накопичення утомлених напруг в наслідок динамічних навантажень на крокуючу трансмісію робота.

7.2.3. Автоматизований модуль розрахунку параметрів газового накопичувача енергії мобільного робота

З метою підвищення ефективності автоматизованого керування параметрами мобільних РДО з газовими модулями накопичення енергії розроблено модуль САЕ системи, за допомогою якого здійснюється обчислення характеристик параметрів газового накопичувача.

Для розробки модуля було обрано Visual Studio Windows Forms та наявна підтримувана мова C#, зручний графічний дизайнер для швидкої розробки інтерфейсу та ємкісні бібліотеки вже реалізованих необхідних функцій. Використовуючи описані базові об'єкти була розроблена програма, що надана в Додатках рукопису. Автоматизований модуль відкликається на дії користувача через реалізовані функції-події, такі як натискання відповідних піктограм та наведення курсору. Взаємодія відбувається через чотири діалогові вікна – вікно розрахунку, вікно формул, вікно структурної схеми та вікна інформації про програму.

Для здійснення розрахунків параметрів газового накопичувача енергії після заповнення усіх вхідних даних натискається піктограма «Розрахувати». При цьому відбувається перевірка коректності вводу, внаслідок чого поля з

незадовільними даними підсвічуються червоним, як і у разі відсутності даних взагалі. За наведення вказівника на підсвічене поле з'являється деталізована підказка вводу (рис. 7.2).



Рис. 7.2. Відображення підказки при некоректному вводі параметрів

У разі редагування неправильних даних червоне підсвічення зникає, та з'являється звичайна підказка вводу. Після здійснення розрахунків вихідні значення відображаються у блоці результату (рис. 7.3). Поля виводу стають активними, що дає змогу виділити та скопіювати вихідні дані. Активується піктограма «Зберегти». Коректні вхідні параметри розрахунку можливо зберегти у файл розширення *.txt для швидкого завантаження в подальшому. У разі натискання «Зберегти» відображається вікно запису файлу.



Рис. 7.3. Діалогове вікно «Виведення результатів»

Крім того, автоматизований модуль містить діалогове вікно «Методика розрахунку» (рис. 7.4), що надає можливість корегування аналітичних залежностей газового накопичувача енергії.

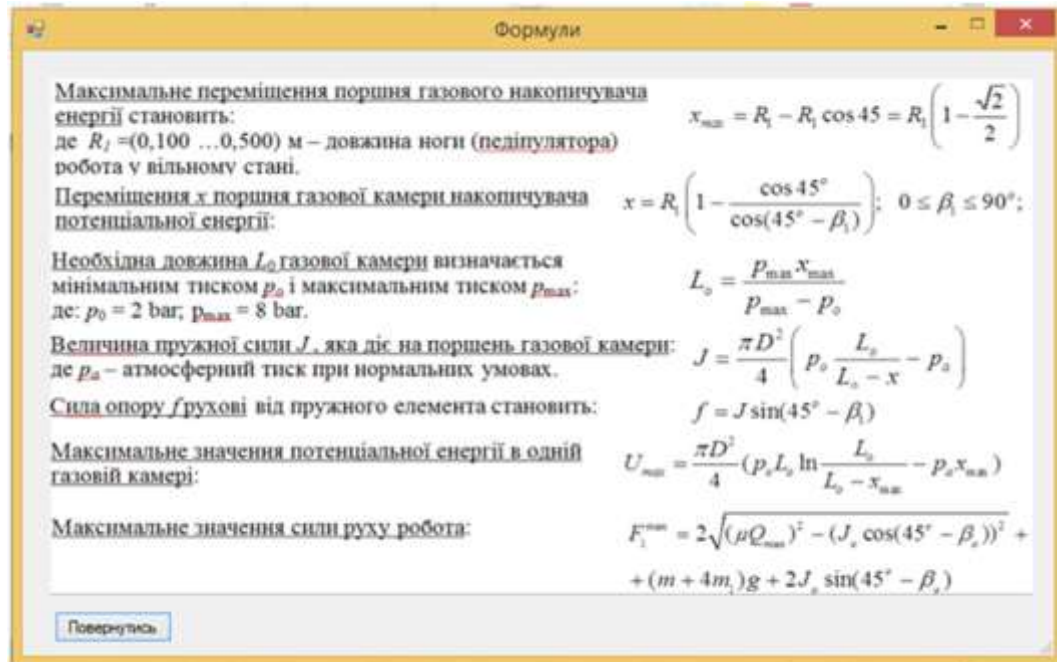


Рис. 7.4. Діалогове вікно «Методика розрахунку»

Дане вікно призначене для надання користувачу основної інформації про фізичні формули, за якими розраховуються шукані значення. На полі відображаються назви усіх шуканих величин, їх одиниці вимірювання, проміжки можливих значень, позначення та формульне вираження. Піктограма «Повернутись» відображає головне вікно, закриваючи поточне.

У вікні «Схема» (рис. 7.5) відображаються відповідні схеми технічних розв'язків мобільних РДО з газовим модулем накопичування та перетворення енергії руху робота з позначенням величин, що використовуються під час розрахунку. Після натискання піктограми «Повернутись» поновлюється головне вікно, а поточне закривається.

Таким чином, розроблений модуль САЕ системи автоматизованого керування параметрами мобільних РДО з газовими модулями накопичення та перетворення енергії руху суттєво підвищують ефективність вибору та розрахунку параметрів функціонування приводів рекуперації енергії руху мобільних РДО.

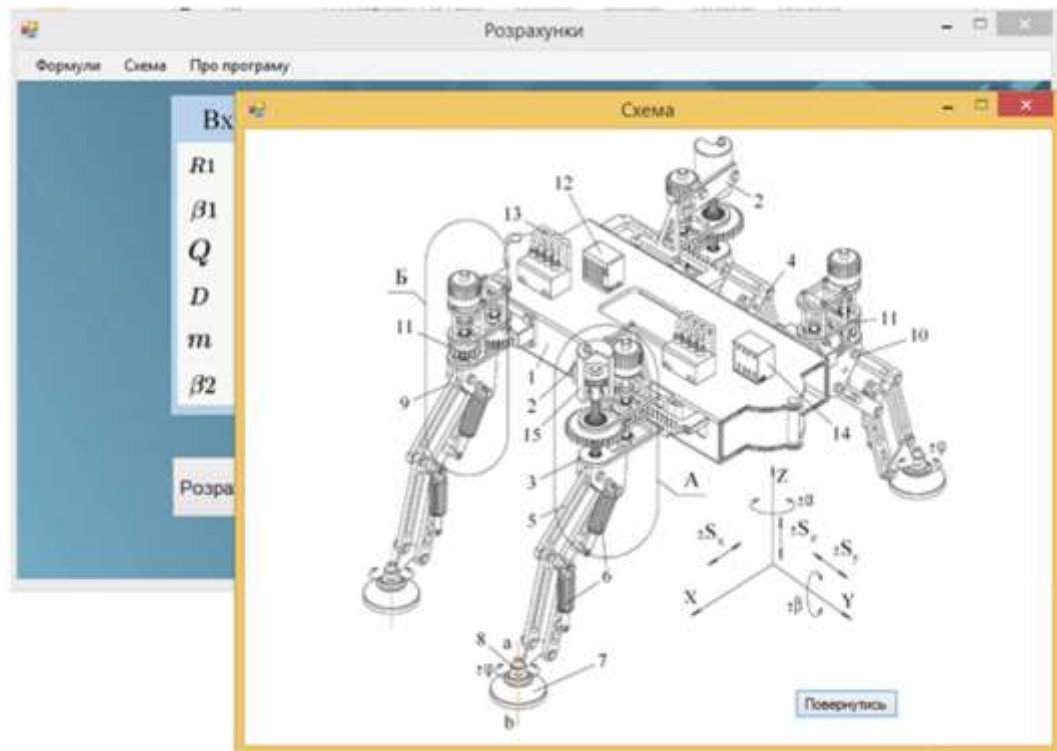


Рис. 7.5. Діалогове вікно вибору схеми технічних розв'язків мобільних РДО

7.3. Інженерні методики розрахунку параметрів мобільних РДО з інтегрованими приводами переміщення та орієнтації

7.3.1. Параметричний синтез педіпуляторів мобільного робота з інтегрованими приводами

Інтеграція приводів мобільних РДО дозволяє зменшувати їх кількість і, тим самим, знижувати гравітаційне навантаження на мобільний робот довільної орієнтації. Одночасно досягається можливість функціонування мобільного РДО в різноманітних системах координат залежно від об'єкту обслуговування.

В першу чергу для автоматизованого керування роботом у просторі необхідно визначити координати положення кожного педіпулятора мобільного робота. Вважаємо, що є чотири трубопроводи кожного педіпулятора робота, два з яких розміщені у вертикальній площині (у верхньому діє тиск p_1 , а у

нижньому p_2) і два інших – у горизонтальній площині (у правому діє тиск p_3 , а у лівому тиск p_4). Внаслідок дії цих тисків виникають сили

$$F_1 = p_1 \frac{\pi d^2}{4}; F_2 = p_2 \frac{\pi d^2}{4}; F_3 = p_3 \frac{\pi d^2}{4}; F_4 = p_4 \frac{\pi d^2}{4}, \quad (7.40)$$

де d – діаметр гофрованих трубопроводів.

Оскільки осі трубопроводів зміщені відносно осі педіпулятора на величину ексцентриситету e , то виникають вигинаючі моменти

$$M_1 = \frac{\pi d^2}{4} (p_1 - p_2) e; \quad M_2 = \frac{\pi d^2}{4} (p_3 - p_4) e. \quad (7.41)$$

де e – ексцентриситет розташування силових гофрованих трубопроводів.

Ці моменти обертають педіпулятор робота у різних площинах, а тому доцільно розглядати їх як вектори. Вектор $\vec{M}_1$ напрямлений вздовж осі Oy , а вектор $\vec{M}_2$ має напрям протилежний до осі Oz . Тоді сумарний згинальний момент дорівнює геометричній сумі цих двох моментів

$$\vec{M} = \vec{M}_1 + \vec{M}_2. \quad (7.42)$$

Оскільки вектори $\vec{M}_1, \vec{M}_2$ взаємно перпендикулярні, то модуль сумарного вектора складе:

$$M = |\vec{M}| = \sqrt{(\vec{M}_1)^2 + (\vec{M}_2)^2} = \frac{\pi d^2}{4} e \sqrt{(p_1 - p_2)^2 + (p_3 - p_4)^2}, \quad (7.43)$$

а його напрям утворює з віссю Oz кут β , причому

$$\cos \beta = \frac{M_2}{M} = \frac{p_3 - p_4}{\sqrt{(p_1 - p_2)^2 + (p_3 - p_4)^2}}. \quad (7.44)$$

Звідси знаходимо кут β вигину ніг педіпуляторів, що визначає положення мобільного робота у технологічному просторі довільної орієнтації:

$$\beta = \arccos \left(\frac{p_3 - p_4}{\sqrt{(p_1 - p_2)^2 + (p_3 - p_4)^2}} \right); \quad 0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ; \quad 0 \leq \beta \leq \pi. \quad (7.45)$$

Педіпулятор згинається у площині перпендикулярній до вектора сумарного моменту $\vec{M}$. Двогранний кут між цією площиною і координатною площиною Oxy дорівнює β . Рівняння площини, у якій згинається педіпулятор, має вигляд

$$\frac{M_1}{M} y - \frac{M_2}{M} z = 0,$$

або, після підстановки виразів для моментів отримаємо залежність координат

$$z = \frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4} y. \quad (7.46)$$

Звідси одержуємо ще одну формулу для знаходження кута вигину β ноги

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4}. \quad (7.47)$$

Отже остаточно отримаємо вираз для обчислення кута β вигину педіпулятора залежно від різниці тисків в гофрованих трубопроводах обох площин:

$$\begin{aligned} \beta &= \arctg \left(\frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4} \right); \quad p_3 > p_4 \\ \beta &= \pi + \arctg \left(\frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4} \right); \quad p_3 < p_4 \end{aligned} \quad (7.48)$$

При $p_1 > p_2$ педіпулятор згинається випуклістю вгору, а при $p_1 < p_2$ згинається випуклістю вниз. Якщо задана площа, у якій повинен згинатися педіпулятор, тобто відомий кут β , то можна підібрати один з тисків (наприклад p_3), який забезпечить виконання цієї умови. З формули (4.13) знаходимо

$$p_3 = p_4 + \frac{p_1 - p_2}{\operatorname{tg} \beta}. \quad (7.49)$$

Якщо, наприклад, педіпулятор довжиною L згинається по дузі кола радіуса R у заданій площині (відомий кут β), то шукані рівняння осі педіпулятора у нерухомій системі координат матиме вигляд

$$\begin{cases} x = R \sin \varphi; \\ y = (R \cos \varphi - R) \cos \beta; \quad 0 \leq \varphi \leq \frac{L}{R}; \\ z = (R \cos \varphi - R) \sin \beta \end{cases} \quad (7.50)$$

Залежності (7.50) надають можливість керувати положенням мобільного РДО у технологічному просторі при різних значеннях кута β вигину педіпуляторів крокуючого мобільного робота з інтегрованими приводами.

7.3.2. Параметричний синтез антропоморфного мобільного РДО

Головним об'єктом інженерного розрахунку педіпуляторів антропоморфного мобільного робота є гофрована камера. Згідно розрахункової схеми рис. 4.34 при наявності у камері тиску p на торець камери буде діяти рівнодійна сила F , прикладена у центрі торця камери:

$$F = pA = \frac{1}{2} p\alpha(R_1^2 - R_2^2). \quad (7.51)$$

де; p – тиск у камері; R_1, R_2 – відповідно радіуси зовнішньої та внутрішньої оболонок камери; α – центральний кут сектора оболонок.

Вказана центральна сила розподіляється між верхньою та нижньою гофрованими оболонками на складові N_1 і N_2 , які розтягують гофри. Сили N_1 і N_2 знаходимо з рівнянь рівноваги, тобто

$$N_1 = \frac{1}{2} p\alpha(OC - R_2)(R_1 + R_2); \quad N_2 = F \frac{R_1 - OC}{R_1 - R_2} = \frac{1}{2} p\alpha(R_1 - OC)(R_1 + R_2) \quad (7.52)$$

де OC – відстань від центру ваги оболонок до центру радіусів їх згинання.

Згинальний момент та поздовжня сила M_p, N_p залежать від кутів ψ, φ (див. рис. 4.34,б) деформації пружної оболонки, кутів згинання гофри α_1, β_1 , що визначають згин педіпулятора, та сили N_1 від тиску в гофрованій камері. Поздовжню силу N_p та згинальний момент M_p обчислюємо за формулами:

$$\begin{aligned} N_p &= N_1 \cos(\psi - \beta_1 / 2) = N_1 \cos(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2); \\ M_p &= N_1 R_{b1} (\cos(\psi - \beta_1 / 2) - \cos(\beta_1 / 2)) = \\ &= N_1 \frac{r_1 \alpha_1}{\beta_1} (\cos(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2) - \cos(\beta_1 / 2)). \end{aligned} \quad (7.53)$$

Далі знаходимо видовження зовнішньої частини гофрованої камери:

$$\Delta t_1 = \frac{r_1 \alpha_1 p k_1}{E} \left(\frac{1}{J_1} \left(\frac{\alpha_1 r_1}{\beta_1} \right)^2 \left(\frac{1}{2} + \cos^2 \left(\frac{\beta_1}{2} \right) - \frac{3 \sin \beta_1}{2 \beta_1} \right) + \frac{1}{2 h_1 R_1 \alpha} \left(1 + \frac{\sin \beta_1}{\beta_1} \right) \right), \quad (7.54)$$

$$\text{де } k_1 = \frac{1}{2} \alpha(OC - R_2)(R_1 + R_2).$$

Видовження внутрішньої частини гофрованої камери знаходимо за виразом

$$\Delta t_2 = \frac{r_2 \alpha_2 p k_2}{E} \left(\frac{1}{J_2} \left(\frac{\alpha_2 r_2}{\beta_2} \right)^2 \left(\frac{1}{2} + \cos^2 \left(\frac{\beta_2}{2} \right) - \frac{3 \sin \beta_2}{2 \beta_2} \right) + \frac{1}{2 h_2 R_2 \alpha} \left(1 + \frac{\sin \beta_2}{\beta_2} \right) \right), \quad (7.55)$$

де $k_2 = \frac{1}{2} \alpha (R_1 - OC)(R_1 + R_2)$.

Повне видовження камери знаходимо за формулами

$$dL_1 = \frac{L}{t_1} \Delta t_1; \quad dL_2 = \frac{L}{t_2} \Delta t_2, \quad (7.56)$$

де L – довжина гофрованої камери.

Остаточними чинниками автоматизованого керування антропоморфними педіпуляторами мобільного РДО є кут вигину φ оболонки гофрованої камери у градусах і середній радіус R_{cp} кривизни вигнутої гофрованої камери, що являє собою одиничний м'яз педіпулятора мобільного робота:

$$\varphi = \frac{dL_1 - dL_2}{R_1 - R_2} \frac{180}{\pi};$$

$$R_{cp} = \frac{L_1 + L_2 + dL_1 + dL_2}{2\varphi} = \frac{(R_1 - R_2)(L_1 + L_2 + dL_1 + dL_2)}{2(dL_1 - dL_2)}. \quad (7.57)$$

Таким чином, аналітичні залежності (7.51) – (7.57) є основою створення програмно-апаратного забезпечення для автоматизованого керування антропоморфними педіпуляторами мобільного РДО.

7.3.3. Автоматизований модуль параметричного синтезу антропоморфних педіпуляторів

Для підвищення ефективності керування параметрами мобільного РДО антропоморфного типу створено автоматизований модуль параметричного синтезу педіпуляторів робота, як основних виконавчих органів. Даний модуль

являє собою різновид САЕ системи, програму якої наведено в Додатках до рукопису.

Інтерфейс програми складається з трьох вікон: «Вхідні дані», «Результати», «Графіки». У вкладці «Вхідні дані» надається вісім полів для введення користувачем параметрів (рис. 7.6).

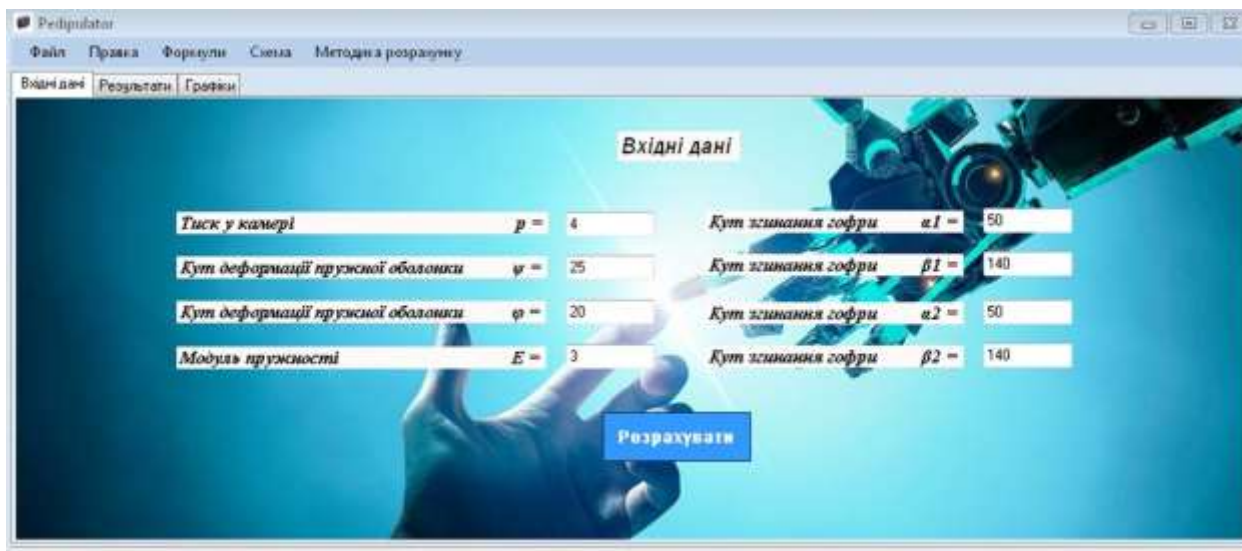


Рис. 7.6. Загальний інтерфейс програми автоматизованого модуля САЕ

Напроти кожного поля з лівої сторони прикріплені назви полів та величини для надання більшої інформативності. При введенні даних користувач може також редагувати дані на випадок неправильного вводу. Після того, як було введено всі параметри необхідно активувати піктограму «Розрахувати», після чого буде здійснено обчислення вихідних параметрів на основі введених даних. Якщо під час ведення було допущено помилку, а саме: введення не тих символів чи перебільшено інтервали вводу, відсутність введення, то висвітиться значок, який нагадує вид червоного кола зі знаком оклику всередині. Лише після введення правильних даних цей значок зникне. Вказаний значок був реалізований за допомогою за допомогою класу Error Provider, що належить простору іменам System Windows Forms.

В програмі крім вікон вмонтовано п'ять основних вкладок: «Файл», «Правка», «Формули», «Схема», «Методика розрахунку». У перших двох вкладках користувач може здійснювати різні операції над вхідними даними й

результатами розрахунків (рис. 7.7).



Рис. 7.7. Діалогове вікно «Результати» розрахунку параметрів

Для того, щоб програма могла обраховувати параметри, дані повинні бути типу Double. Але поля вводу та виводу можуть приймати лише строку. Тому було реалізовано перетворення типів даних, а саме: під час вводу програма конвертує дані типу String в тип Double. Після обчислення для виводу вихідних даних програма знову конвертує дані типу Double в тип String. У вкладці «Формули» (рис. 7.8) користувач може детально продивитися кожен формулу методичку розрахунку.

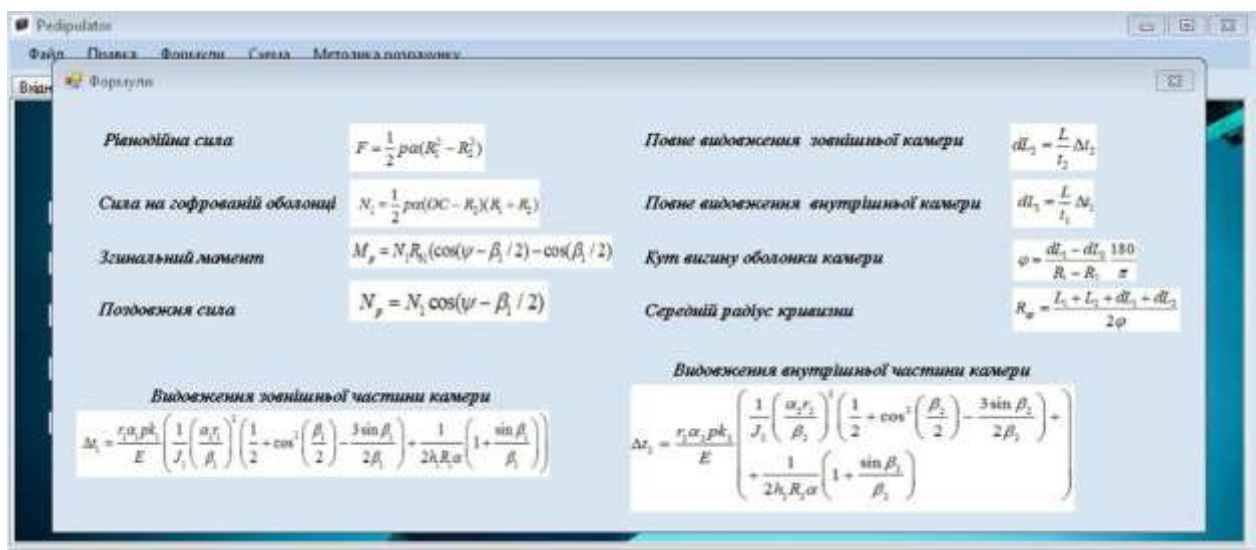


Рис. 7.8. Діалогове вікно методички розрахунку параметрів антропоморфного педіпулятора

В останніх двох вкладках продемонстровано схему гофрованої камери підпулятора робота (рис. 7.9) та алгоритм розрахунку параметрів, на основі якого базується програма автоматизованого модуля САЕ.

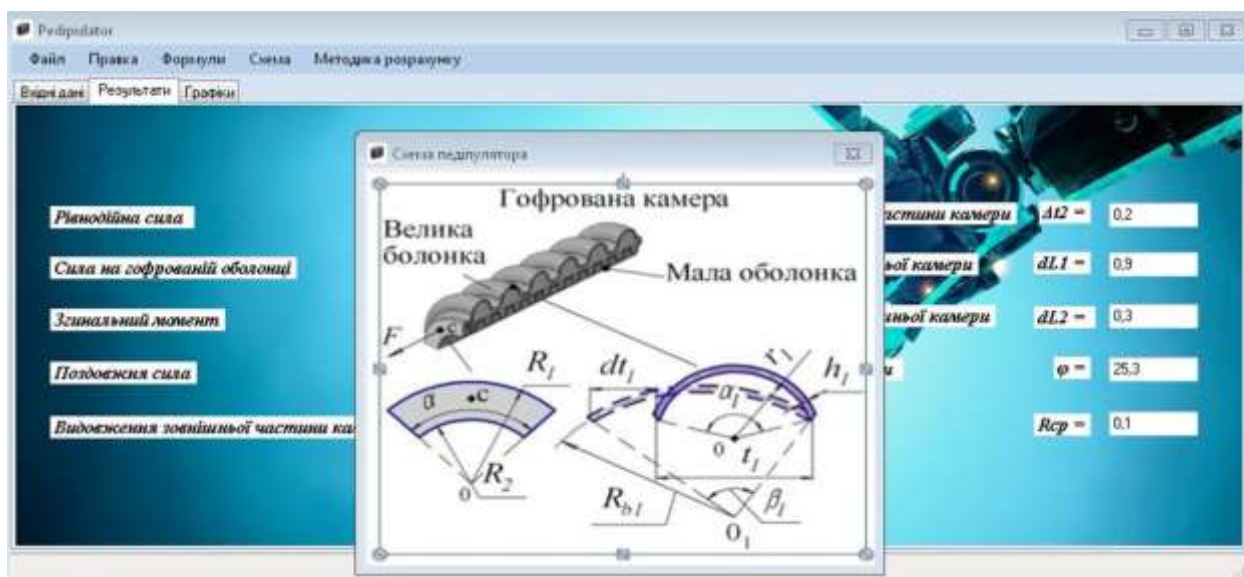


Рис. 7.9. Вікно інтерфейсу «Розрахункова схема»

В цьому вікні можливе введення різноманітних схем технічних розв'язків антропоморфних крокуючих пристроїв мобільних РДО.

На відміну від попереднього автоматизованого модуля САЕ (див. вище підрозділ 7.2.3), даний модуль дозволяє здійснювати симуляцію функціонування антропоморфного пристрою мобільного РДО з виводом графоаналітичних залежностей його параметрів (рис. 7.10; див. також вище аналітичні залежності (7.55), (7.56) та (7.57).

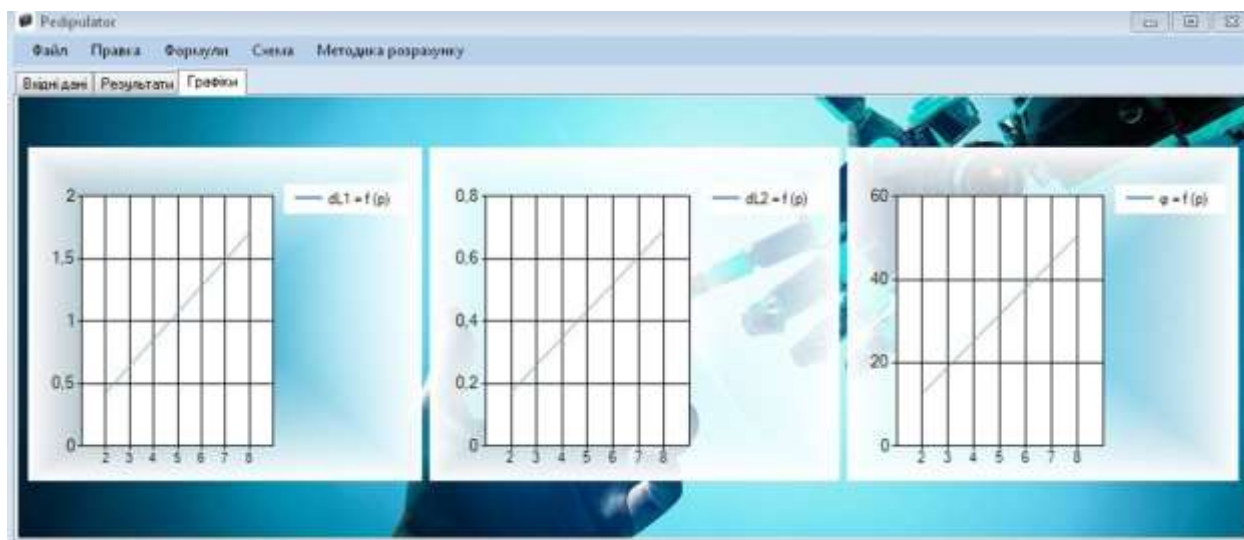


Рис. 7.10. Симуляція функціонування антропоморфного РДО

Таким чином, створений автоматизований модуль САЕ системи для параметричного синтезу педіпуляторів мобільного робота, як основних виконавчих органів, дозволяє не тільки розраховувати параметри педіпуляторів, а й додатково здійснювати симуляцію функціонування антропоморфного пристрою мобільного РДО з метою апробації квазіоптимальних конструктивно-технологічних параметрів роботів.

7.4. Методика розрахунку параметрів генератора реактивної тяги для мобільного робота

Як зазначено вище автоматизоване керування генератором реактивної тяги мобільного РДО спрямоване на створювання реактивної тяги, яка однак не перевищує зусилля зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення за рахунок автоматичного регулювання сили зазначеної тяги залежно від кута нахилу робота до обрію технологічного простору. Застосування генератора реактивної тяги забезпечує підвищення надійності утримання мобільного робота на поверхні переміщення довільної орієнтації у просторі.

Тут викладемо інженерну методику розрахунку параметрів генератора аеродинамічної піднімальної сили. Спочатку обчислюємо швидкість u_2 газу на виході із сопла генератора тяги (див. рис. 5.1 та рис. 5.4):

$$u_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \frac{\rho_1}{\rho_2} \right)}, \quad (7.58)$$

де: u_1, P_1, ρ_1 – швидкість, тиск та густина газу на вході у отвір; u_2, P_2, ρ_2 – швидкість, тиск та густина газу на виході з отвору сопів генератора тяги; $k = C_p / C_v$ (для повітря $k = 1,4$). де: C_p – теплоємність одного моля газу при постійному тиску, Дж/моль; C_v – теплоємність одного моля газу при постійному об'ємі, Дж/моль.

Для зростання швидкості ($u > 0$) необхідно, щоб сопло звужувалось ($F < 0$), де F – площа перерізу отвору сопла на виході. Швидкість газу u зростатиме до тих пір, доки не досягне критичного значення $u_{кр}$, яке дорівнює швидкості звуку при даних параметрах газу, тобто:

$$u_{кр} = \sqrt{k \frac{P_2}{\rho_2}} = \sqrt{k \frac{P_1}{\rho_1} b^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (7.59)$$

де $b = P_2 / P_1$.

Обчислення критичної швидкості газу з урахуванням тиску на вході сопел здійснюємо за формулою

$$u_{кр} = \sqrt{\frac{P_1}{\rho_1} \frac{2k}{k+1}}. \quad (7.60)$$

Масу газу, що витікає через сопло за одиницю часу визначаємо як

$$M = \rho_2 u_2 F_2, \quad (7.61)$$

де F_2 – площа поперечного перетину сопла на виході газу, м².

Після визначення маси M , обчислюємо силу G_a протидії гравітаційному навантаженню мобільного РДО, тобто аеродинамічну силу:

$$G_a = M u_2 + (P_1 - P_2) F_2. \quad (7.62)$$

З урахуванням вище наведених співвідношень, формула (7.62) матиме наступний вигляд для сили, що протидіє гравітаційній силі робота:

$$G_a = \frac{2k}{k-1} \frac{\rho_a}{\rho_1} P_1 F_2 \left(1 - b^{\frac{k-1}{k}} \right) + (P_1 - P_a) F_2 \quad \text{при} \quad b = \frac{P_a}{P_1} \leq b_{кр}; \quad (7.63)$$

$$G_a = \frac{2}{k+1} \left(b_{кр} \right)^{\frac{1}{k}} P_1 F_2 + (P_1 - b_{кр} P_1) F_2 \quad \text{при} \quad b = b_{кр}.$$

На практиці, якщо задати n отворів діаметром d , то витрата маси M_c стисненого повітря й величину сили реактивної тяги G можна обчислити за формулами:

$$M_c = M n \left(\frac{d}{d_o} \right)^2; \quad G = G_a n \left(\frac{d}{d_o} \right)^2, \quad (7.64)$$

де значення M і G_a вибираємо з вище наведених графіків рис. 5.8 та 5.9 залежно від тиску стікаючого газу. Слід пам'ятати, що збільшення числа сопів до сотень при одночасному зменшенні їх діаметра, сприяє стабілізації положення мобільного робота довільної орієнтації внаслідок забезпечення ламінарного потоку в соплах і зниження турбулентності потоку стислого повітря на виході сопів генератора пневматичної реактивної тяги.

Таким чином розроблені та викладені в розділах 7.1 – 7.4 інженерні методики розрахунку параметрів п'яти типів мобільних РДО, заснованих на 3-х основоположних принципах керування синтезом мобільних РДО, а саме: 1) нагромадження потенціальної енергії та перетворення її в кінетичну енергію руху мобільного робота; 2) інтеграції приводів поздовжнього й вертикального переміщення, а також приводів зміни орієнтації у просторі мобільних роботів; 3) застосування аеродинамічної піднімальної сили (на основі генераторів тяги) як засобу протидії гравітаційному навантаженню, надають можливість здійснювати параметричний синтез вказаних роботів, спрямований на визначення їх параметрів згідно технічного завдання та залежно від виробничих вимог до експлуатації мобільних РДО.

7.5. Висновки до розділу

1. На основі теорії квазістатичного аналізу розроблено методики параметричного синтезу підсистем зчеплення мобільних РДО, що дозволяють здійснювати керування параметрами різноманітних захватів для утримання мобільних роботів на поверхні переміщення довільної орієнтації у технологічному просторі.

2. Для мобільних РДО, створених за 1-м принципом синтезу, створено інженерну методику обчислення режимів керування модулями накопичення потенціальної енергії і перетворення її в кінетичну енергію руху роботів. Запропонована методика дозволяє за рахунок рекуперації енергії руху робота суттєво зменшити сумарну потужність приводів і, тим самим, підвищити

енергоефективність мобільних РДО для збільшення технологічного навантаження.

3. На основі 2-го принципу синтезу мобільних РДО здійснено параметричний синтез педіпуляторів мобільного робота з інтегрованими приводами, що дозволяє забезпечити інваріантність приводної підсистеми до будь якої системи координат технологічного простору довільної орієнтації, що в свою чергу, забезпечує розширення технологічних можливостей мобільних роботів.

4. На основі 3-го принципу синтезу мобільних РДО створено методику розрахунку параметрів генератора реактивної тяги для мобільних роботів довільної орієнтації у просторі. Вперше застосування генератора аеродинамічної сили, як засобу протидії гравітаційного навантаження мобільних РДО, суттєво підвищує надійність утримання мобільних роботів на поверхні довільної орієнтації у технологічному просторі. Дана методика апробована постановкою та результатами повно факторного експерименту.

5. Створені автоматизовані модулі САЕ системи для параметричного синтезу мобільних РДО з газовими пристроями накопичення та перетворення енергії руху роботів, а також антропоморфних педіпуляторів роботів дозволяють визначати квазіоптимальні значення конструктивно-технологічних параметрів мобільних роботів, та здійснювати симуляцію функціонування вказаних пристроїв з метою їх апробації. В кінцевому результаті, запропоновані автоматизовані модулі САЕ сприяють підвищенню ефективності автоматизованого керування параметрами та технологічними режимами функціонування мобільних РДО.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

В дисертаційній роботі виконано наукове обґрунтування положень методологічного підходу до автоматизованого синтезу мобільних РДО, що дозволило досягнути основний результат – розв’язання науково-практичної проблеми, яка має важливе народно-господарче значення.

Основні наукові і практичні результати полягають в наступному:

1. Розроблена та апробована методологія автоматизованого синтезу мобільних роботів довільної орієнтації у технологічному просторі, що базується на трьох основоположних принципах:

а) упереджуюче накопичення потенціальної енергії та перетворення її в кінетичну енергію руху робота, щодозволяє досягати економії ресурсів автономних джерел живлення що найменше на 35% ... 40% за рахунок переміщення мобільних РДО під дією кінетичної енергії;

б) інтеграції приводів переміщення та орієнтації робота, що призводить до зниження ваги робота на 15%...35%, і як наслідок, зменшення гравітаційного навантаження, що у відповідному діапазоні розширяє функціональні можливості по технологічному навантаженню для мобільних роботів саме довільної орієнтації;

в) застосування аеродинамічної піднімальної сили як засобу протидії гравітаційному навантаженню, що надає можливість збільшення технологічного навантаження при від’ємних кутах розташування поверхні контакту.

2. Вперше розроблено методику структурно-параметричного синтезу мобільних РДО, як багаторівневої технічної системи із застосуванням модифікації параметричного синтезу мобільних роботів, що надало можливість створення автоматизованої системи проектування, що надає проектувальникам засоби формування доцільних структур та їх компонентів і обраховувати квазіоптимальні значення конструктивних параметрів мобільних РДО.

3. Вирішення багатокритеріальної задачі оптимізації мобільних РДО, як ієрархічної технічної системи, дозволяє знаходити режими функціонування та конструктивно-технологічні параметри залежно від вантажопідйомності чи технологічного призначення мобільного робота, що забезпечує втримання мобільних РДО на поверхнях довільної орієнтації що розширює можливість їх використання в різних галузях промисловості.

4. Отримані на основі квазістатичного, кінематичного та динамічного аналізу аналітичні залежності дозволяють здійснювати автоматизований синтез пристроїв зчеплення та переміщення робота залежно від граничних значень технологічних навантажень, що надає можливість зіставляти силу зчеплення й потужність приводів із необхідним технологічним навантаженням при виконання виробничих завдань.

5. Застосування аеродинамічної піднімальної сили мобільного РДО як засобу протидії гравітаційній силі дозволяє при автоматичному регулюванні сили тяги залежно від кута нахилу робота до обрію зменшити потужність приводів зчеплення робота з поверхнею переміщення що найменше на 25% ... 35%, а звільнений енергетичний ресурс направити на підвищення ефективності виконання як технологічних, так і транспортних операцій.

6. Отриманий емпіричний масив даних, на основі статистичного аналізу якого, розроблені регресійна та аналітична моделі залежності аеродинамічної піднімальної сили, як засобу протидії гравітаційному навантаженню, від режимів керування генератором тяги, що дозволяє визначати раціональні режими роботи РДО і генератора з врахуванням як нахилу поверхні, так і технологічного навантаження.

7. Створені модулі САЕ, як інструментарій автоматизованого синтезу мобільних РДО з газовими пристроями накопичення та перетворення енергії руху роботів, а також антропоморфних педіпуляторів роботів, які дозволяють визначати значення конструктивно-технологічних параметрів роботів, та здійснювати тестування розроблених конструкцій шляхом симуляції

функціонування вказаних пристроїв на етапі проектування зі скороченням часу та зменшенням трудомісткості робіт на 20%...35%.

8. На основі розробленої методології синтезу мобільних РДО створені модифікації мобільних засобів в галузі робототехніки. Отримані технічні розв'язки дозволяють роботам виконувати різноманітні технологічні операції на поверхнях довільної орієнтації в різних системах координат при довільній топології поверхонь руху робота з розширеними функціональними можливостями.

ЛІТЕРАТУРА

1. Персиков В.К., Поліщук М.М. Аналіз проблем створення технологічних роботів вертикального переміщення. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2014. № 1(24). С. 87–95.
2. Дышенко В.С. Исследование динамики мобильного робота для перемещения по вертикальным поверхностям: дис. канд. техн. наук: 01.02.06. Курск, 2006. 135 с.
3. Гнучкі комп'ютеризовані системи: проектування, моделювання і управління: підручник. [Авт. кол.: Л.С. Ямпольський, П.П. Мельничук, Б.Б.Самотокін, М.М.Поліщук, М.М. Ткач, К.Б. Остапченко, О.І. Лісовиченко]. Житомир: ЖДТУ, 2005. 680 с.
4. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування – Кіровоград: КНТУ, 2007. 420 с.
5. Полищук М.Н. Ю.В. Тышкевич. Проектирование технологического оснащения и наладка промышленных роботов. Київ: Дорадо–Друк, 2014. с. 7–24.
6. Кузнецов Ю.Н., Полищук М.Н. Области перспективного применения роботов произвольной ориентации в пространстве. *Вісник Херсонського Національного технічного університету*. 2018. № 4(67). С. 63–69.
7. Raju D.D, Jaju S.B. Developments in wall climbing robots: a review. *International journal of engineering research and general science*. 2014. №. 2. P. 35.
8. Градецкий В.Г., Вешников В.Б., Калиниченко С.В., Кравчук Л.Н. Управляемое движение мобильных роботов по произвольно ориентированным в пространстве поверхностям. М.: Наука, 2001. 360 с.
9. Черноусько Ф.Л., Болотник Н.Н., Градецкий В.Г. Мобильные роботы: проблемы управления и оптимизации движений. *XII Всероссийское совещание по проблемам управления: труды ВСПУ 2014 (Москва 16–17 июня 2014)*. Москва. 2014. С. 67–78.
10. Saundersa A., Goldmanb D.I, Fullb R.J. and Buehlera M. The RiSE Climbing Robot: Body and Leg Design. *Boston Dynamics, Unmanned Systems Technology VIII. Proc. of SPIE Vol. 6230*. 2005. 13p.
11. Tin Lun Lam, Yangsheng Xu. Tree Climbing Robot: Design, Kinematics and Motion Planning. Springer Heidelberg, New York, 2012. 178p.
12. Patent US 9492928 МПК B25J 15/00. Interconnected phalanges for robotic gripping; заяв. 05.11.2014; опубл. 05.05.2016.
13. Захват крокуючого робота вертикального переміщення: пат. 119109 Україна: МПК B25J 15/08; № a201710873; заяв. 07.11.2017; опубл. 25.04.2019. Бюл. № 8, 2017. 4с.

14. Чашухин В.Г. Исследование параметров движения робота со скользящим уплотнением. – Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского, 2011, № 4 (2), с. 347–349.
15. Patent US 5551525 Int. Cl. B62D 57/032. Climber robot (Альпіністський робот)/ заяв. 19.08.1994; опубл. 03.09.1996.
16. Patent US 9738337 Int. Cl. B62D 57/024. Climbing robot vehicle / заяв. 28.01.2015; опубл. 22.08.2017.
17. Поліщук М.М. Модернізація вакуумного захвату мобільного крокуючого робота. NTUU "Igor Sikorsky KPI". *Mechanics and Advanced Technologies*. №. 2 (80). 2017. р. 59–64.
18. Патент UA 117979 МПК B65H 5/08. Захват крокуючого робота / заявл. 10.03.2017; опубл. 10.07.2017, Бюл. № 13. 4 с.
19. Patent US 9428231 Int.Cl. B62D 55/00. Climbing vehicle with suspension mechanism (Висхідний транспортний засіб з механізмом підвіски)/ заяв. 12.02.2014; опубл. 30.08.2016.
20. Транспортное устройство. Патент РФ на полезную модель 101683 МКИ B62D 57/04. заяв. 29.09.2010; опубл. 27.01.2011. Бюл. № 3.
21. Carlo Menon, Michael Murphy and Metin Sitti. Gecko Inspired Surface Climbing Robots. *International Conference on Robotics and Biomimetics*. Shenyang, China, August 22 – 26, 2004. P. 6.
22. Manuel F., Silva J. A., Tenreiro Machado. New Technologies for Climbing Robots Adhesion to Surfaces. Department of Electrical Engineering, Institute of Engineering of Porto, Rua Dr. Ant_onio Bernardino de Almeida, 4200-072 Porto, Portugal. 2007. P.7.
23. Manuel F., Silva and J. A. Tenreiro Machado. A Survey of Technologies and Applications for Climbing Robots Locomotion and Adhesion. *Climbing and Walking Robots*. Behnam Miripour. London, 2010. 508 p.
24. Градецкий В.Г. Роботы вертикального перемещения / В.Г. Градецкий, М.Ю. Рачков. – М.: Тип. Мин. образования РФ, 1997. – 223 с.
25. Рачков М. Ю. Системы приводов технологических роботов вертикального перемещения: автореферат дис. ... доктора технических наук: 05.02.03 / Ин-т проблем механики. Москва, 1997.– 34 с.
26. Feng-yu Xu, Xing-song Wang, Lei Wang. Climbing model and obstacle-climbing performance of a cable inspection robot for a cable-stayed bridge. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, Vol. 35, No. 2, 2011. P. 269–289.

27. Калининченко С. В. Выбор рациональных конструктивных параметров для проектирования пневмомеханических приводов мобильных роботов: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. М.:, 2003. 170 с.
28. Краснослободцев В.Я., Скворцов В.Ю. Адаптивные пневмовакуумные захваты и опоры роботов. С-Петербург. техн. университет. СПб.– 1996. 100с.
29. Дышенко В. С. Исследование динамики мобильного робота для перемещения по вертикальным поверхностям: автореф. дис. канд. техн. наук: 01.02.06. Курск, 2006. 17с.
30. Черепанов А. А. Динамика вибрационного мобильного робота для движения по вертикальным ферромагнитным поверхностям: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06. Курск, 2011. 140 с.
31. Zhang H., Zhang J., Liu R., Zong G. Mechanical Design and Dynamcis of an Autonomous Climbing Robot for Elliptic Half-shell Cleaning. *International Journal of Advanced Robotic Systems*. 2007. №4. С. 437–446.
32. Ковальчук А.К. Метод математического описания кинематики и динамики древовидных исполнительных механизмов шагающих роботов. *Естественные и технические науки*. 2014. №5. С. 88–90.
33. Mei Y., Lu Y., Hu Y., Lee C. Energy-Efficient Motion Planning for Mobile Robots . School of Electrical and Computer Engineering, Purdue University. 2005. p. 6.
34. Simon Ruffieux, Auke Ijspeert, Carlo Menon. Modelisation and Simulation of Climbing Robots. Simon Frazer University. 2008. 21p.
35. Jonathan E. Clark, Daniel I. Goldman, Tao S. Chen, Robert J. Full, and Daniel E. Koditschek. Toward a Dynamic Vertical Climbing Robot. September 2006.
36. Yaru Xu and Rong Liu. Concise method to the dynamic modeling of climbing robot . *Advances in Mechanical Engineering*. 2017, Vol. 9(2) 1–10.
37. Mikhail Polishchuk, Volodymyr Oliinyk. Mobile climbing robot with elastic energy accumulators. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2018. №1 (82), p. 116 – 122.
38. Provancher, W.R., Clark, J.E., Geisler, B., Cutkosky, M.R.: Towards penetration-based clawed climbing. In: 7th International Conference on Climbing and Walking Robots. Madrid, Spain, September 22-24 (2004).
39. Auke Ijspeert, Carlo Menon. Modelisation and Simulation of Climbing Robots. Master Project, Simon Ruffieux, Simon Fraser University, 2008, p.21.
40. Patent US 5551525 Int. Cl. B62D 57/032. Climber robot. Filed: 19.08.1994; Date of Patent: 03.09.1996.
41. Patent US 10232897 Int. Cl. B25J 11/00. Walking robot. Filed: Oct. 16, 2015; Date of Patent: March 19, 2019.

42. Patent US 9738337 Int. Cl. B62D 57/024. Climbing robot vehicle. Filed: 28.01.2015; Date of Patent: 22.08.2017.
43. Patent US 9428231 Int. Cl. B62D 55/00. Climbing vehicle with suspension mechanism. Filed: 12.02.2014; Date of Patent: 30.08.2016.
44. Транспортное устройство: Патент РФ 101683: МПК B62D 57/04; заяв. 29.09.2010; опубл.: 27.01.2011. Бюл. № 3.
45. Zwicky F. Discovery, Invention, Research Through the Morphological Approach. New-York: Macmillan Co., 1969. 265p.
46. Джонс Дж. К. Методы проектирования. М.: Мир, 1986. 826 с.
47. Дитрих Я. Проектирование и конструирование. М.: Мир, 1981. 456с.
48. Одрин В.М. Морфологический метод исследования систем. *Автоматизация проектирования в машиностроении*. 1978. Вып. 11. С. 28 – 33.
49. Одрин В.М., Картавов С.С. Морфологический анализ систем. К.: Наук. думка, 1977. 148 с.
50. Кузнєцов Ю.М. Теорія розв'язання творчих задач. Навч. посібник. К.: ТОВ «ЗМОК» ПП «ГНОЗИС», 2003. 294 с.
51. Капустян В. М., Махотенко Ю. А. Конструктору о конструировании атомной техники. М.: Атомиздат, 1981. 112 с.
52. Морфологический анализ и синтез. Интернет ресурс: URL <https://studfiles.net/preview/5615691/> (дата звернення: 10.09.2018).
53. Многокритериальные задачи принятия решений. Интернет ресурс: URL <https://studfiles.net/preview/3271206/> (дата звернення: 26.07.2019).
54. Лотов А.В., Поспелова И.И. Многокритериальные задачи принятия решений. Учебное пособие. М.: МГУ им. М.В. Ломоносова. 2018. 198 с.
55. Поліщук М.М., Науменко Ю.О. Вибір методу оптимізації критеріїв багаторівневої складної агрегатованої системи. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2010. №16. С. 84–88.
56. Bracken J. and McGill J.M. Mathematical programs with optimization problems in the constraints, Oper. Res. 21 (1973) 37-44.
57. Bracken J. and McGill J.M. A method for solving mathematical programs with nonlinear programs in the constraints, Oper. Res. 22 (1974) 1097-1101.
58. Yoshimura M, Sasaki K, Izui K and Nishiwaki S. Hierarchical Multiobjective Optimization Methods for Deeper Understanding of Design Solutions and Breakthrough for Optimum Design Solutions. *6th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization*. Rio de Janeiro, 30 May – 03 June 2005, Brazil.

59. Дегтярев Ю. И. Методы оптимизации: Учеб. Пособие для вузов. М.: Сов. Радио, 1980. 272с.
60. Справочник по оптимизационным задачам в АСУ [Авт. кол.: В. А. Бункин, Д. Колев, Б. Я. Курицкий, и др. Л.: Машиностроение, 1984. 212с.
61. Multilevel mathematical programming. IE675 University at Buffalo, April 3, 2003. 17p.
62. Dempe S. Annotated Bibliography on Bilevel Programming and Mathematical Programs with Equilibrium Constraints. TU Bergakademie Freiberg, D-09596 Freiberg, Germany. 2005. 51p.
63. Colson B., Marcotte P. and Savard G. Bilevel programming: A survey. *A Quarterly Journal of Operations Research Springer-Verlag*, 2005. 22p. DOI: 10.1007/s10288-005-0071-0.
64. Кирилович В. А. Автоматизований синтез роботизованих механоскладальних технологій: дис. ... док. техн. наук: 05.02.08 – технологія машинобудування. Київ, НТУУ “КПІ ім. Ігоря Сікорського”, 2015. 539 с.
65. Кирилович В.А. Формализация процесса автоматизированного синтеза роботизированных механосборочных технологий на известном техническом базисе гибких производственных ячеек. *Bulgarian journal for Engineering Design*. 2015. № 4(26). С. 89–95.
66. Козлов Л.Г. Наукові основи розробки систем гідроприводів маніпуляторів з адаптивними регуляторами на основі нейромереж для мобільних робочих машин: дис. ... д-ра техн. наук.: 05.02.02 – Машинознавство / Л.Г. Козлов. К., 2015. 421 с.
67. Ямпольський Л.С. Нейротехнології та нейросистеми / К.: Монографія. «Дорадо-Друк», 2015, 508 с.
68. Козляков В.В., Раков Д.Л. Поиск новых технических решений в машиностроении на ранних этапах проектирования. *Анализ и синтез машин*, ИнМаш им. А.А. Благонравова РАН, 2008. С. 2–11.
69. Одрин В. М. Метод морфологического анализа технических систем. М.: ВНИИПИ, 1989. 312 с.
70. Кузнецов Ю.Н., Хамуйела Герра Ж.А., Хамуйела Т.О. Морфологический синтез станков и их механизмов: Монография К.: ООО “ГНОЗИС”, 2012. 416 с.
71. Кононюк А. Е. Обобщенная теория моделирования. Начала. К.1.Ч.1 К.4: "Освіта України", 2012. 602 с.
72. Гилл Ф., Мюррей У., Райт М. Практическая оптимизация. Пер. с англ. М.: Мир, 1985.

73. Поліщук М.М., Науменко Ю.О. Вибір методу оптимізації критеріїв багаторівневої складної агрегатованої системи. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2010. № 16(36). С.84–88.
74. Акимов С.В. Введение в морфологические методы исследования и моделирование знаний предметной области. URL: <http://www.structuralist.narod.ru/about/about.htm> (дата звернення: 06.02.2019).
75. Zwicky F. Discovery, Invention, Research through the Morphological Approach. New York: McMillan, 1969.
76. Polishchuk M.N. Principles of designing mobile robots. *Norwegian Journal of development of the International Science*. 2018. № 22. P. 31–37.
77. US Patent Hatchery LLC. Search US PATENT database. URL: <http://us-patent.info/patent-search/> (дата звернення: 08.02.2019).
78. German Patent and Trade Mark Office. Centre of intellectual property protection. URL: <https://www.dpma.de/english/patents/index.html> (дата звернення: 06.02.2019).
79. Федеральный институт промышленной собственности. Открытые реестры. URL: http://www1.fips.ru/wps/wcm/connect/content_ru/ru/about/ (дата звернення: 10.01.2019).
80. Український інститут інтелектуальної власності. URL: <http://www.uipv.org/ua/bases2.html> (дата звернення: 02.08.2018).
81. Walking machine: patent US 4527650: Int. Cl. B62D 57/02. Appl. No. 476629; Filed: Mar. 18, 1983; Date of Patent: Jul. 09, 1985.
82. Транспортное средство и способ его передвижения: патент RU 2369514 Россия: МПК B62D57/032. № 2008101305/11; заяв. 09.01.2008; опубл. 10.10.2009.
83. Climbing vehicle with suspension mechanism: Patent US 9428231 Int. Cl. B62D 55/00. Appl. No. 179464; Filed: Feb. 12, 2014; Date of Patent: Aug. 30, 2016.
84. Walking mechanism and method for moving devices: Patent DE 4107314: Int. Cl. B62D 57/032. Filed: 07. 03.91; Date of Patent: 10.09.92.
85. Спосіб переміщення педипуляторів крокуючого робота та пристрій для його здійснення: Патент UA 111021 Україна: МПК B62D57/032. № а201411741; заявл. 30.10.2014; опубл. 10.03.2016, Бюл. № 5.
86. Крокуючий мобільний робот: Патент UA 117065 Україна: МПК B62D 57/032. № а201701440; заявл. 16.02.2017; опубл. 11.06.2018. Бюл. № 11.
87. Транспортное средство для перемещения по поверхностям произвольной пространственной ориентации: патент RU 2053911 Россия: МПК B62D57/032. № 5049217/11; заявл. 23.06.1992; опубл. 10.02.1996.

88. Climbing robot vehicle: Patent US 9738337: Int. Cl. B62D 57/024. Appl. No. 14/906,451; Filed: Jan. 28, 2015; Date of Patent: Aug. 22, 2017.
89. Air lifted and propelled vehicle: Patent US 4643268: Int. Cl. B60V 1/14. Appl. No. 640319; Filed: Aug. 13, 1984; Date of Patent: Feb. 17, 1987.
90. Мобильный шагающий робот: патент RU 2057046 Россия: МПК В 62D 57/032. № 5034754/11; заяв. 09.03.1992; опубл. 27.03.1996.
91. Шагающая опора: патент RU 2086450 Россия: МПК В62D57/032. № 94024222/11; заявл. 29.06.1994; опубл. 10.08.1997.
92. Транспортное средство для передвижения в разного рода грунтах «червяк»: Патент RU 2260542 Россия: МПК В62D57/032. № 2003134920/11; заявл. 03.12.2003; опубл. 20.09.2005.
93. Climber robot: Patent US 5551525 Int. Cl. B62D 57/032. Appl. No. 293498; Filed: Aug. 19, 1994; Date of Patent: Sep. 03, 1996.
94. Захват крокоучого робота: Патент UA 117979 Украина: МПК В65Н 5/08. № u201702363; заявл. 14.03.2017 опубл. 10.07.2017, Бюл. № 13.
95. Транспортное устройство для движения по вертикальным металлическим поверхностям: Патент РФ [101683](#) Россия: МКИ В62D 57/04. № 2010140051/11; заяв. 29.09.2010; опубл. 27.01.2011. Бюл. № 3.
96. Роботизированная система Gekko швейцарской фирмы Serbot AG. URL: <https://www.designworldonline.com/cleaning-solar-panels-with-a-robotic-gecko/> (дата звернення: 09.02.2019).
97. Granosik G., Hansen M.G., Borenstein J. The Omni Tread Serpentine Robot for Industrial Inspection and Surveillance. *International Journal on Industrial Robots, Special Issue on Mobile Robots*, vol. IR32-2, March 18th, 2005, pp. 139–148.
98. Одрин В.М. Морфологический синтез систем: морфологические методы поиска. Препринт 86-5. Киев: Институт кибернетики им. В. М. Глушкова АН УССР, 1986.
99. Мобільний робот для обрізки дерев: пат. № 119633 Україна: МПК В62D 57/024. № а 2019 01310; заяв. 11.02.2019; опубл. 10.07.2019. Бюл. 13, 4с.
100. Настасенко В.А. Морфологический анализ – метод синтеза тысяч изобретений. Изд. 2-е, перераб. и доп. Херсон: Изд-во Айлант, 2015. 100 с.
101. Настасенко В.А. Проектування збірних різальних інструментів з непереточуваними пластинами бічної установки методом морфологічного аналізу: автореф. дис. ... докт. техн. наук: спец. 05.03.01 – Процеси механічної обробки, верстати та інструменти. НТУ «Харківський політехнічний інститут». Харків, 2019. 39 с.

102. Поліщук М.М. Принципи синтезу мобільних роботів. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки*. 2018. Том 29 (68) № 5. С.1–8.
103. Полищук М. Н. Педипулятор робота вертикального перемещення с возможностью рекуперации энергии движения. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2016. №1(28). С. 107–115.
104. Спосіб переміщення педипуляторів крокуючого робота і пристрій для його здійснення: пат. 111021 Україна: МПК В62D 57/032. Ямпольский Л.С., Поліщук М.М., Персиков В.К.; № а 2014 11741; заявл. 30.10.2014; опубл. 10.03.2016, Бюл. 5. 4с.
105. Кузнєцов Ю.М., Поліщук М.М. Мобільний робот із гідравлічними педипуляторами. *Промислова гідравліка і пневматика*: праці XIX між нар. наук.-техн. конф. АС ПГП (Львів, 25–28 вересня 2018 р.). Львів, 2018. С. 61–62.
106. Polishchuk M. Oliinyk V. Mobile climbing robot with elastic energy accumulators. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2018. №1(82). Р. 116–122.
107. Захват крокуючого робота: пат. 117979 Україна: МПК В65Н 5/08. Поліщук М.М., Ткач М.М., Пасько В.П. № u201702363; заявл. 14.03.2017; опубл. 10.07.2017, Бюл. 13. 4с.
108. Поліщук М. М. Модернізація вакуумного захвату мобільного крокуючого робота. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2017. №2. С. 59–64.
109. Крокуючий мобільний робот Кузнєцова – Поліщука: заявка на видачу патенту на винахід № а201807976 Україна: МПК В62D57/032; заявл. 18.07.2018.
110. Kuznetsov Y., Polishchuk M. Mobile climbing robots with energy accumulators. *Journal of the Technical University of Gabrovo*. 2018. Vol. 57. Р. 53–57.
111. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975, 640с.
112. Polishchuk M.N., Oliinyk V.V. Dynamic Model of a Stepping Robot for Arbitrarily Oriented Surfaces. In: Hu Z., Petoukhov S., Dychka I., He M. (eds) *Advances in Computer Science for Engineering and Education II. ICCSEE 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol. 938. Springer Cham.
113. Поліщук М.М., Пушкін М.С. Конструювання багаторівневої складної агрегатованої системи (САС). *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2008. № 13. С. 69–76.
114. Поліщук М.М., Красота Д.І. Шкурченко О.А. Моделювання роботизованого процесу складання. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2011. №19. С. 102–108.
115. Поліщук М. М. Оптимізація параметрів крокуючого робота. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 2017. №2(31). С. 62–71.

116. Поліщук М.М. Оптимізація параметрів мобільного робота з газовим накопичувачем енергії. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки*. 2018. Том 29 (68) № 6. С. 15–21.
117. Поліщук М.М. Мобільний робот з пневматичним акумулятором енергії. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки*. Том 30 (69) № 4, 2019. С. 1–6.
118. Polishchuk M., Opashnianskyi M., Suyazov N. Walking Mobile Robot of Arbitrary Orientation. *International Journal of Engineering and Manufacturing (IJEM)*. 2018. №3. P. 1–11.
119. Поліщук М.М., Ткач М.М., Пасько В.П. Крокуючий мобільний робот: пат. 117065 Україна: МПК В62D 57/032. № а201701440; заявл. 16.02.2017; опубл. 11.06.2018, Бюл. 11. 4 с.
120. Полищук М. Н. Инновационные подходы к синтезу мобильных роботов. *Инновационные подходы в современной науке*. 2018. №14. С. 65–71.
121. Полищук М. Н. Мобильный шагающий робот. *Технические науки: проблемы и решения*. 2018. №6. С. 50–54.
122. Кузнецов Ю.М., Поліщук М.М. Мобільний робот із гідравлічними педипуляторами. *Промислова гідравліка і пневматика: праці XIX між нар. наук.-техн. конф. (Львів, 25–28 вересня 2018 р.)*. Львів, 2018. С. 61–62.
123. Полищук М.Н. Мобильный робот с педипуляторами произвольной ориентации. *Актуальные научные исследования в современном мире*. Вып. 5(49) Ч. 1, 2019. С 21–29.
124. Полищук М. Н. Шагающий робот с гибкими педипуляторами. The development of technical sciences: problems and solutions: Conference Proceedings, April 27-28, 2018. Brno: Baltija Publishing. 2018. С. 42–45.
125. Полищук М.Н., Тышкевич Ю. В. Проектирование технологического оснащения и наладка промышленных роботов. Под общ. ред. проф. Ямпольского Л.С. Київ: Дорадо-Друк, 2014. 272 с.
126. Патент RU 2551740 МПК В25J15/08. Кисть руки робота; заяв. 03.07.2013; опубл. 27.05.2015. Бюл. № [15](#).
127. Патент RU 2570597 МПК В25J 15/12. Захват / заяв. 09.06.2014; опубл. [10.12.2015](#). Бюл. № 34.
128. Патент US 9492928 МПК В25J 15/00. Interconnected phalanges for robotic gripping; заяв. 05.11.2014; опубл. 05.05.2016.
129. Справочник по промышленной робототехнике: в 2 т.: пер. с англ.: Handbook of industrial robotics / Shimon Y. Nof. John Wiley & Sons, New York. М.: Машиностроение, 1989, Р. 121 – 122.

130. Козырев Ю.Г. Захватные устройства и инструменты промышленных роботов. М.: КНОРУС, 2016. С. 75.
131. Patent US 10232897 Int. Cl. B25J 11/00. Walking robot (Крокующий робот). Filed: Oct. 16, 2015; Date of Patent: March 19, 2019.
132. Патент RU 2251480 МПК B25J 5/00. Шагающий робот; заявл. 16.11.2001; опубл. 10.05.2005. Бюл. № 13.
133. Патент UA 75991 МПК B25J 11/00. Крокующий рушій малогабаритного робота; заявл. 04.06.2004; опубл. 15.06.2006, Бюл. № 6.
134. Патент UA 87719 МПК B25J 11/00. Мобільний крокующий робот; заявл. 02.07.2007; опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15, 2009 р.
135. The World's Most Dynamic Humanoid. Boston Dynamics. Інтернет ресурс: URL: <https://www.bostondynamics.com/atlas> (дата звернення: 10.08.2019).
136. Поліщук М.М., Ткач М.М. Мобільний робот для обрізки дерев: пат. № 119633 Україна: МПК B62D 57/024. № а 2019 01310; заяв. 11.02.2019; опубл. 10.07.2019. Бюл. 13, 4с.
137. Поліщук М.М. Мобільний робот для обслуговування паркових та лісних деревних масивів. *Науково-практичний журнал «Екологічні науки»*. № 26, 2019. С. 132–137
138. Кузнєцов Ю.М., Поліщук М.М. Мобільні роботи для плодоовочевих господарств. *Науковий журнал «Техніка та енергетика»* 2019. Том 9, № 3 С. 59–64.
139. Polishchuk M.M. Anthropomorphic brush of an industrial robot. Ukrainian Institute of Intellectual Property, Kiev, UA, application for a patent No.: a201711458: Int.Cl. B25J 15/08. filed: 23.11.2017; publ.: 26.03.2018. Bulletin No 6. 9p.
140. Polishchuk, M. Anthropomorphic gripping device for an industrial robot: design and calculation of parameters. *Springer Nature Applied Sciences* (2019) 1:503. URL: <https://doi.org/10.1007/s42452-019-0535-z>
141. Polishchuk M.N. Principles of designing mobile robots. *Norwegian Journal of development of the International Science*. 2018. №22. P. 31–37.
142. Поліщук М.М. Інноваційні принципи синтезу мобільних роботів. *Актуальные научные исследования в современном мире*. Выпуск 6(50), ч. 2, 2019. С. 130–142.
143. Антигравітаційний мобільний робот Поліщука: пат. 120410 Україна: № а201805661. МПК B62D57/024; Поліщук М.М.; заявник і патентовласник Поліщук М.М.; заяв. 22.05.2018; опубл. 25.11.2019, Бюл. № 22 К.: Укрпатент, 2018. 4 с.
144. Полищук М.Н. Теоретическое обоснование функционирования антигравитационного мобильного робота. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки*. Том 30 (69) № 3, 2019. С. 1–9.

145. Поліщук М.М. Мобільний робот з генератором аеродинамічної піднімальної сили. *XII міжнародна науково-практична конференція: Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси (ІРТК-2019)*, 21–22 травня 2019р. Київ, МОН України. 2019. С. 28–33.
146. Истечение газов и паров через сопловые каналы. 2018. URL: http://ispu.ru/files/u2/book2/TD2_19-06/4.html (дата обращения: 31.07.2018).
147. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. 2-е изд. Ленинград: «Машиностроение», 1976, 505с.
148. Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.З. Численные методы анализа. М.: Наука, 1967. с.102–103.
149. Пляскин И.И. Оптимизация технических решений в машиностроении. М.: Машиностроение, 1982. 176с.
150. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М.: Издательство «Мир». 1972. 381с.
151. Барабашук И.Б. Креденцер Б.П. Мирошниченко В.И. Планирование эксперимента в технике. К.: Техника, 1984. 198с.
152. Некоторые нелинейные модели, сводящиеся к линейным. 2019. Интернет ресурс, URL: <https://studopedia.org/2-94230.html> (дата обращения: 25.05.2019).
153. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1984. 831с.
154. Polishchuk M., Tkach M., Parkhomey I., Boiko J., Eromenko O. Experimental Studies on the Reactive Thrust of the Mobile Robot of Arbitrary Orientation. *Indonesian Journal of Electrical Engineering and Informatics*. ISSN 2089-3272. Vol. 8, No 2. 2020. DOI: [10.11591/ijeei.v8i2.1681](https://doi.org/10.11591/ijeei.v8i2.1681)
155. Методы синтеза систем автоматического управления. Интернет ресурс: URL: <http://www.tehnoinfo.ru/teorijasistempravlenija/67.html> (дата звернення: 11.09.2019).
156. Полищук М.Н., Тышкевич Ю. В. Проектирование технологического оснащения и наладка промышленных роботов. Под общ.ред. проф. Ямпольского Л.С. Київ: Дорадо–Друк, 2014. С. 11–15.
157. Анурьев А.И. Справочник конструктора-машиностроителя: т. 1. М.: Машиностроение, 1979. 728с.
158. Polishchuk M.M. Optimization of mobile robot parameters for surfaces of arbitrary y orientation. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Технічні науки*. Том 31 (70) № 1, 2020. С. 1–5.

ДОДАТКИ

до дисертаційної роботи Поліщука М.М.

на тему:

АВТОМАТИЗОВАНИЙ СИНТЕЗ МОБІЛЬНИХ РОБОТІВ
ДОВІЛЬНОЇ ОРІЄНТАЦІЇ В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ ПРОСТОРИ



КИЇВСЬКЕ СПЕЦІАЛЬНЕ КОНСТРУКТОРСЬКЕ БЮРО
СКБ – ПЕРСПЕКТИВА

Україна, 03150, м. Київ, вул. Предславенська, 35

АКТ

впровадження у виробництво комплекту
проектно-конструкторської документації
«Мобільні роботи довільної орієнтації для обслуговування висотних об'єктів
промислового та господарського призначення»

Цим актом підтверджуємо, що автором проекту доцентом кафедри технічної кібернетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського» Поліщуком Михайло Миколайовичем розроблено та передано у виробництво Київського «СКБ – ПЕРСПЕКТИВА» проект «Мобільні роботи довільної орієнтації для обслуговування висотних об'єктів промислового та господарського призначення».

Проект містить комплект конструкторської документації 3D моделей на дослідні зразки наступних мобільних роботів:

1. Мобільний робот з модулями накопичення та перетворення енергії руху на поверхнях довільної орієнтації у технологічному просторі.
2. Мобільний робот з генератором аеродинамічної компенсації гравітаційного навантаження.
3. Мобільний робот для обслуговування деревних паркових масивів.

До проекту додано інженерні методики та модулі САЕ систем автоматизованого розрахунку параметрів приводів, трансмісії та технологічних режимів функціонування мобільних роботів.

Економічний ефект від впровадження комплекту конструкторської документації складає 657 тис. грн. з урахуванням трудомісткості проекту.

Головний інженер
Київського Спеціального конструкторського
бюро «СКБ – Перспектива»



Савельєва Т.О.

СТАНДАРТ-ТЕХНІКА

Підприємство "Стандарт-Техніка", код 33945888
04050, м. Київ, пров. Пилипівський, 4
р/р 2600635692 в ПУАТ «ФІДОБАНК» МФО 300175
Тел/факс: (044) 285-64-11

АКТ

впровадження у виробництво технічної документації
на мобільний робот для обслуговування деревних паркових масивів.

Цей акт складено у тому, що автором проекту доцентом кафедри технічної кібернетики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського» Поліщуком Михайло Миколайовичем передано у виробництво підприємства "Стандарт-Техніка" проект «Мобільний робот для обслуговування деревних паркових масивів».

Проект містить технічну документацію 3D моделей (складальних і деталізованих креслень та специфікацій) дослідного зразка мобільного робота для обрізки дерев паркових міських масивів. Склад проекту містить також інженерні методики та модулі САЕ систем автоматизованого розрахунку параметрів приводів, трансмісії та технологічних режимів функціонування мобільного робота.

З урахуванням економії фінансових і трудових витрат підприємства на проектування даної моделі робота довільної орієнтації в технологічному просторі економічний ефект від впровадження проектно-конструкторської документації склав 252 тис. грн. Цим листом також даємо нашу згоду про взаємодію відносно інвестиційного впровадження результатів розробки мобільного робота-верхолаза для обслуговування деревних масивів в проектах та виробах, які ми створюємо для міських комунальних господарств. Результати роботи будуть впроваджуватись в 2020–2021 роках.

Директор підприємства
"СТАНДАРТ-ТЕХНІКА"



Романенко М.Г.

Патент UA 117065
Крокуючий мобільний робот

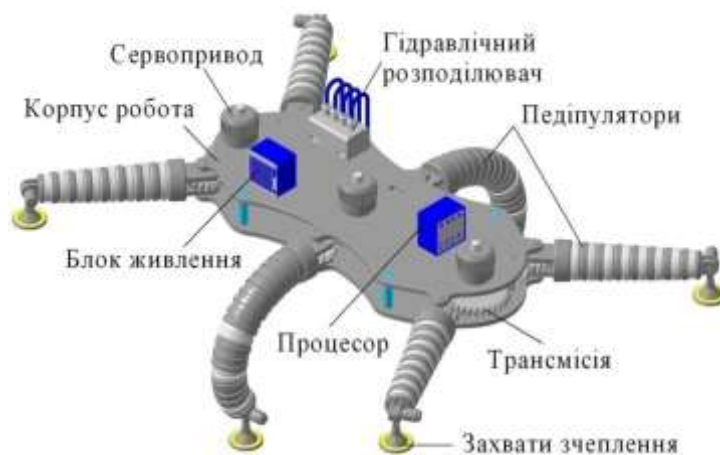


Рис. 1-Б. Загальний вид мобільного робота довільної орієнтації

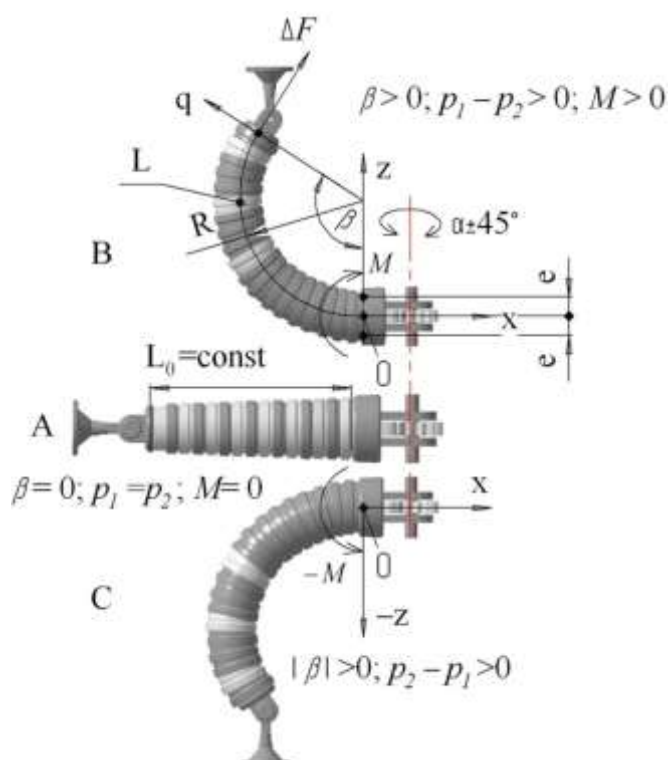


Рис. 2-Б. Положення педипуляторів робота довільної орієнтації під різними тисками p_1 , p_2 в гофрованих трубопроводах

Патент UA 119633

Мобільний робот для обрізки дерев

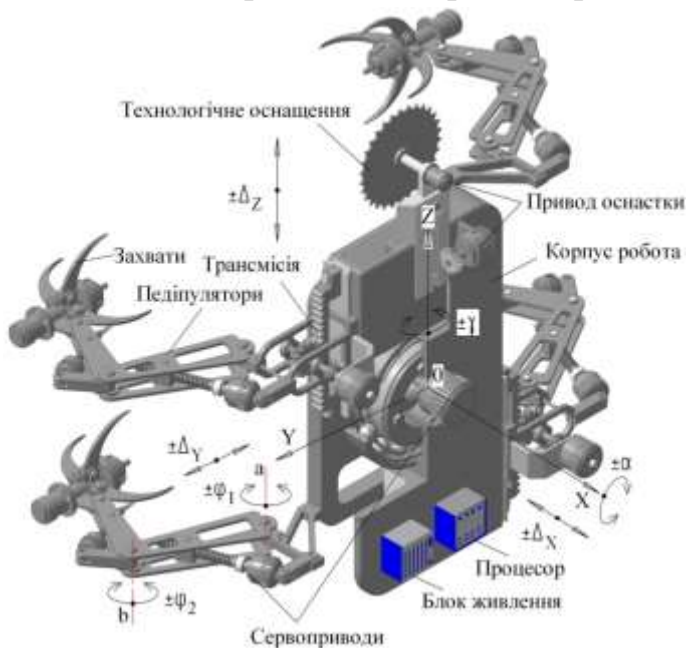


Рис. 3-В. Загальний вид мобільного робота

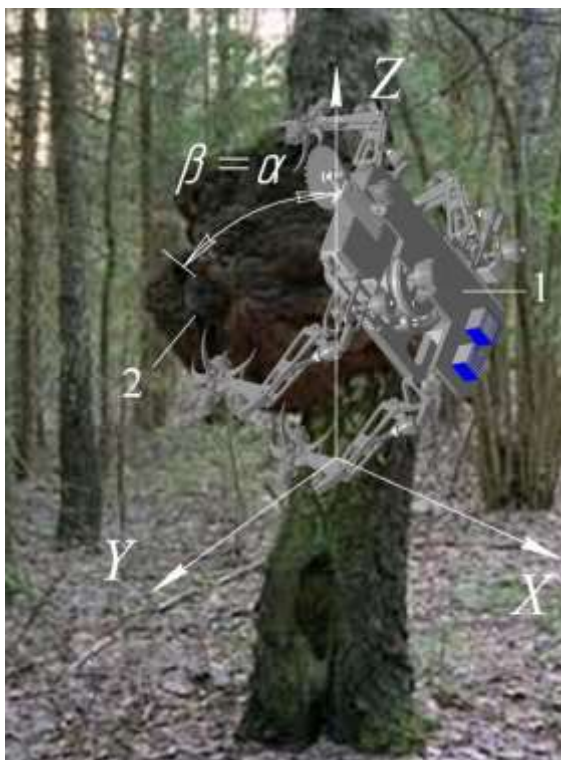


Рис. 4-В. Положення мобільного робота при обрізці наросту
1– робот; 2 – наріст на дереві

Патент UA 111021

Спосіб переміщення педіпуляторів
крокуючого робота
і пристрій для його здійснення

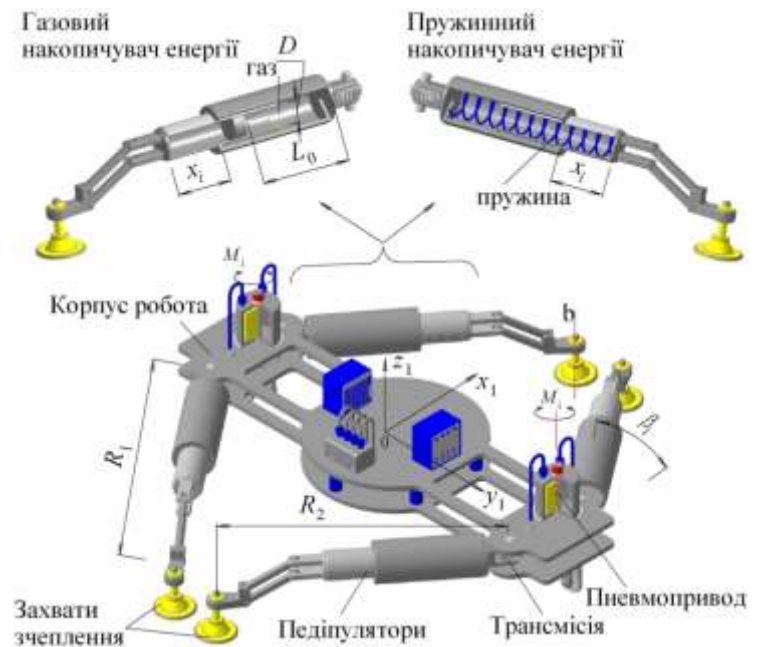


Рис. 5-Г. Робот довільної орієнтації
з модулями накопичення та перетворення
енергії руху

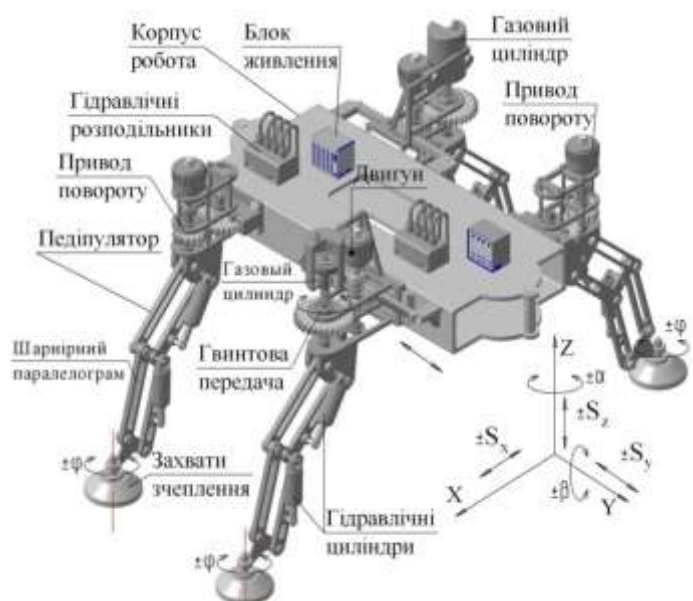


Рис. 6-Г. Патент UA 121432. Крокуючий мобільний робот
Кузнєцова – Поліщука

Патент UA 120391

Антропоморфна кисть промислового робота

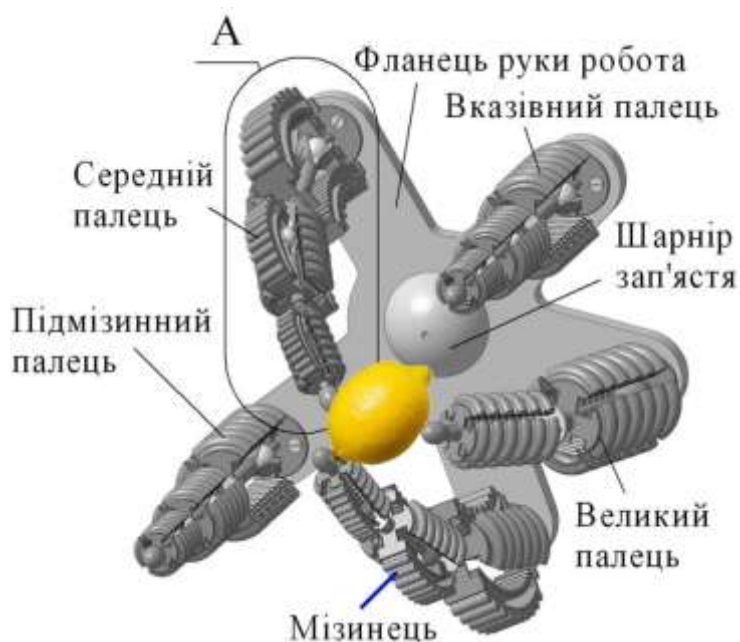


Рис. 7-Д. Антропоморфна кисть робота

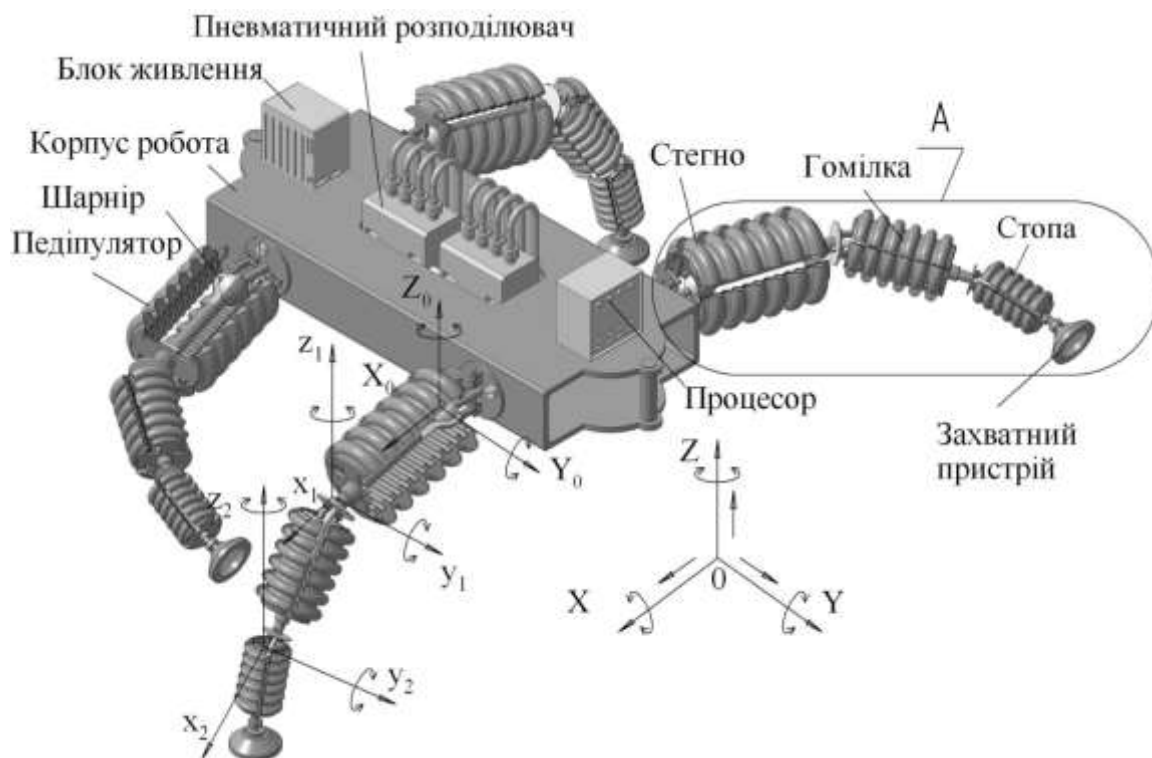


Рис. 8-Д. Модифікація мобільного робота на основі антропоморфних педіпуляторів

Патент UA 120410

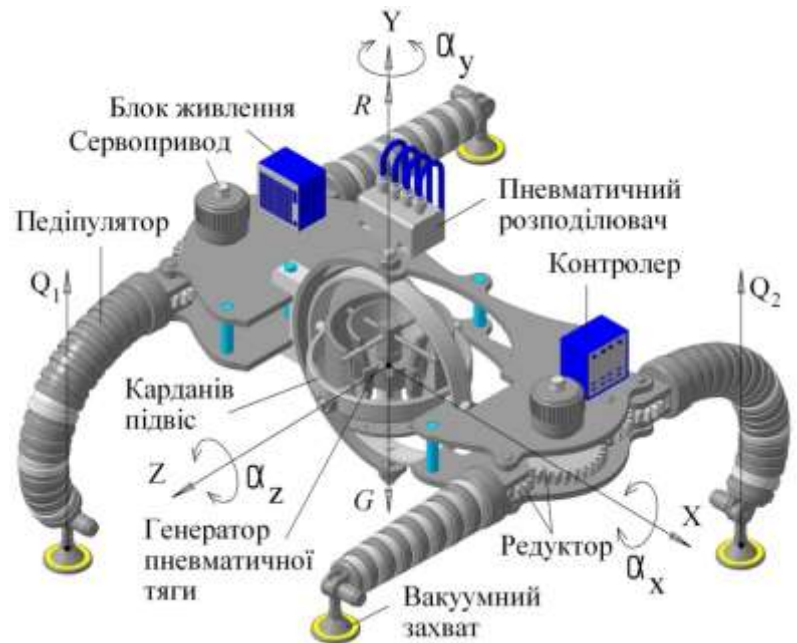
Антигравітаційний мобільний
робот Поліщука

Рис. 9-Е. Мобільний робот з генератором пневматичної тяги на Кардановому підвісі

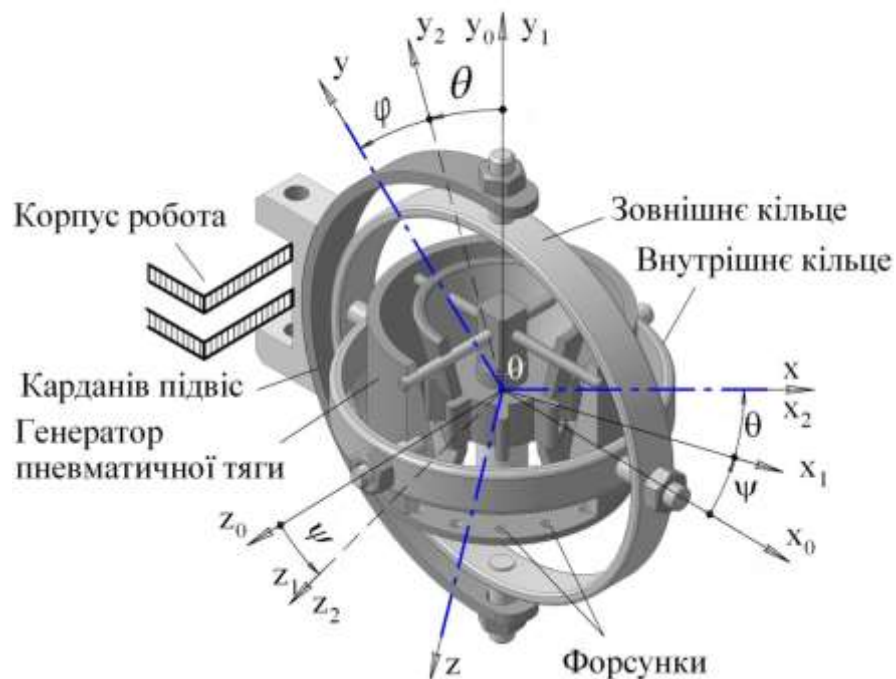


Рис. 10-Е. Генератор тяги на Кардановому підвісі з трьома ступенями свободи φ, ψ, θ в системі координат $0xyz$

Патент UA 118921

Транспортний пристрій для переміщення
усередині труб

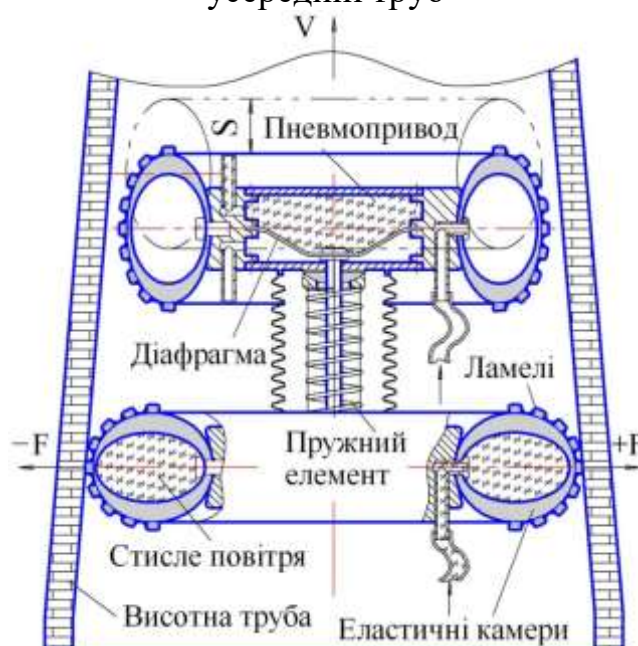


Рис. 11-Ж. Привод мобільного робота
вертикального переміщення

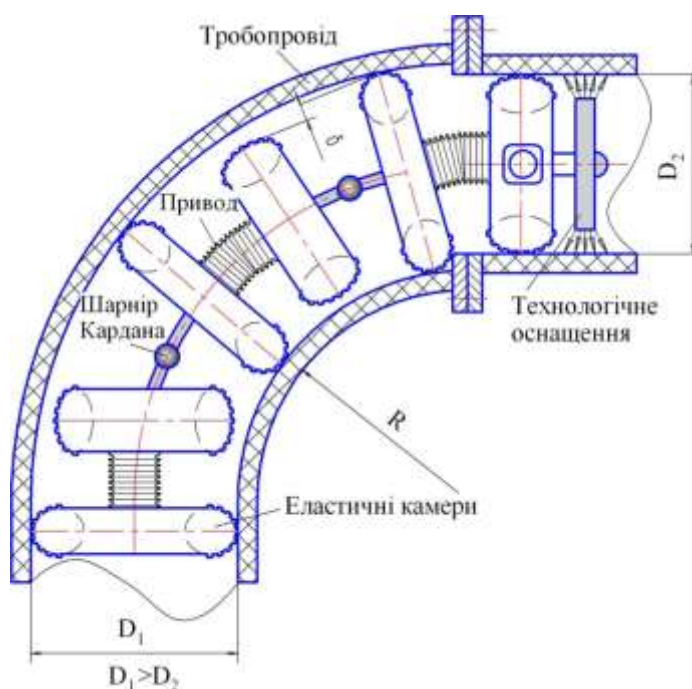


Рис. 12-Ж. Схема переміщення мобільного робота при очищенні
промислового трубопроводу

Патент UA 117979
Захват крокуючого робота

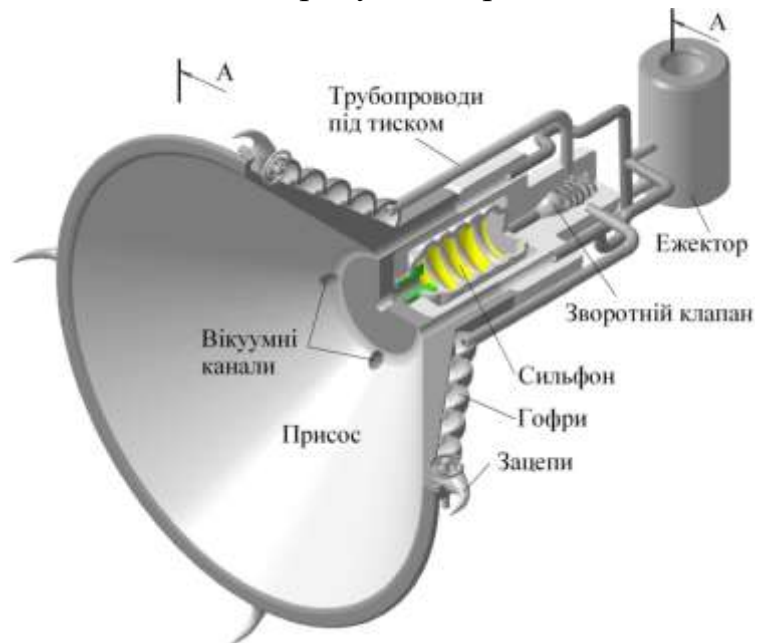


Рис. 13-К. Вакуумно-механічний захват робота вертикального переміщення

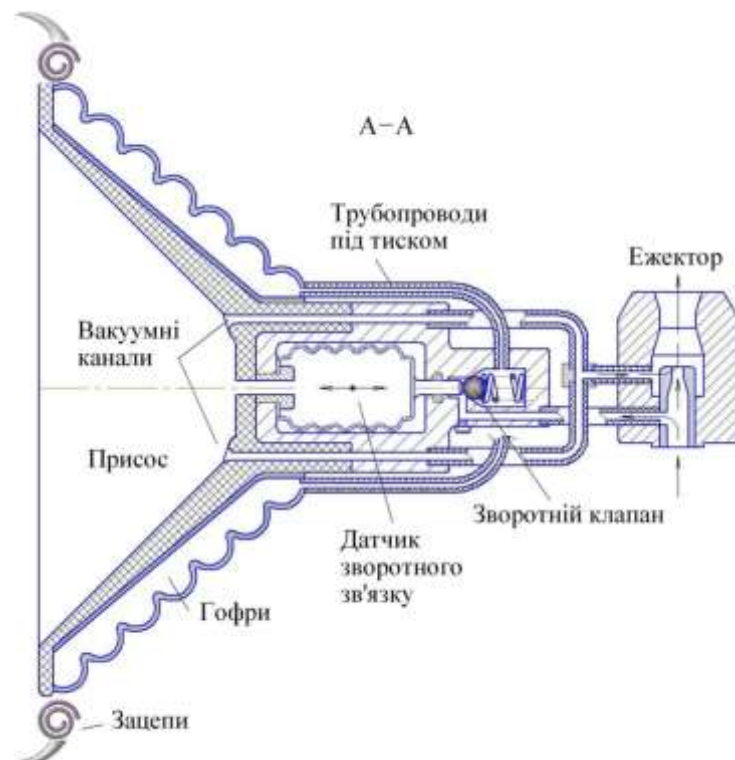


Рис. 14-К. Поздовжній перетин комбінованого захвата мобільного РДО з датчиком зворотного зв'язку керування

Патент UA 119109

Захват крокуючого робота
вертикального переміщення

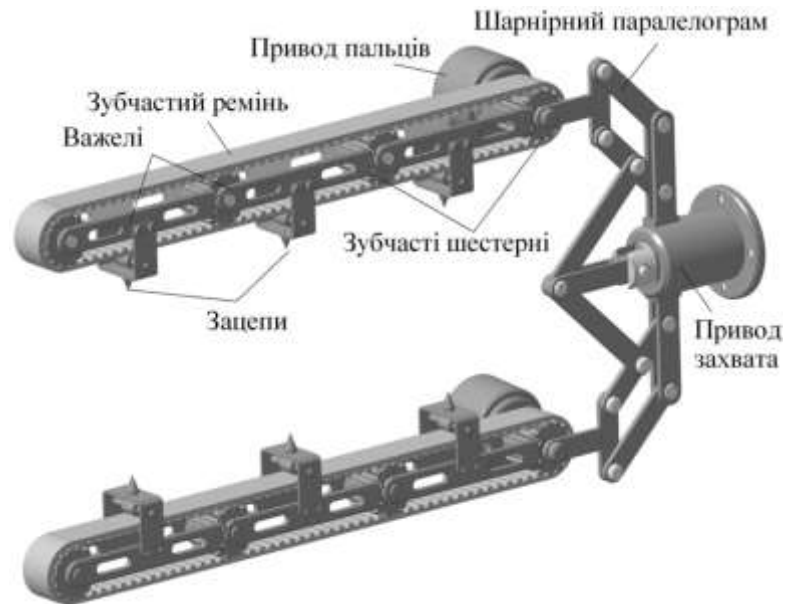


Рис. 15-Л. 3D модель захвата

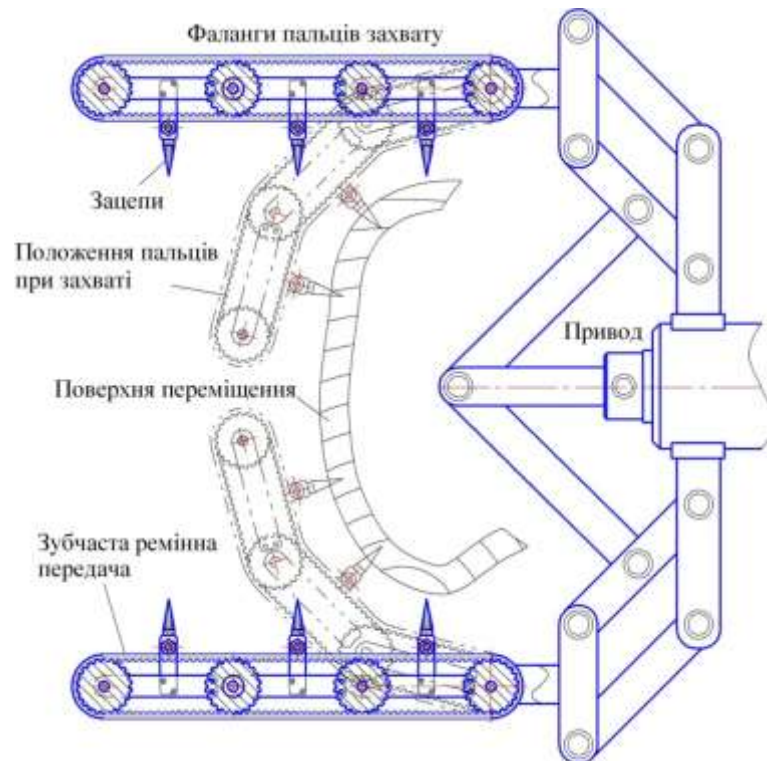


Рис. 16-Л. Положення пальців захвату при зчепленні
з поверхнею переміщення

Морфологічний граф структурно-параметричного синтезу
технічних розв'язків патентів UA 117065, 111021 та 117979

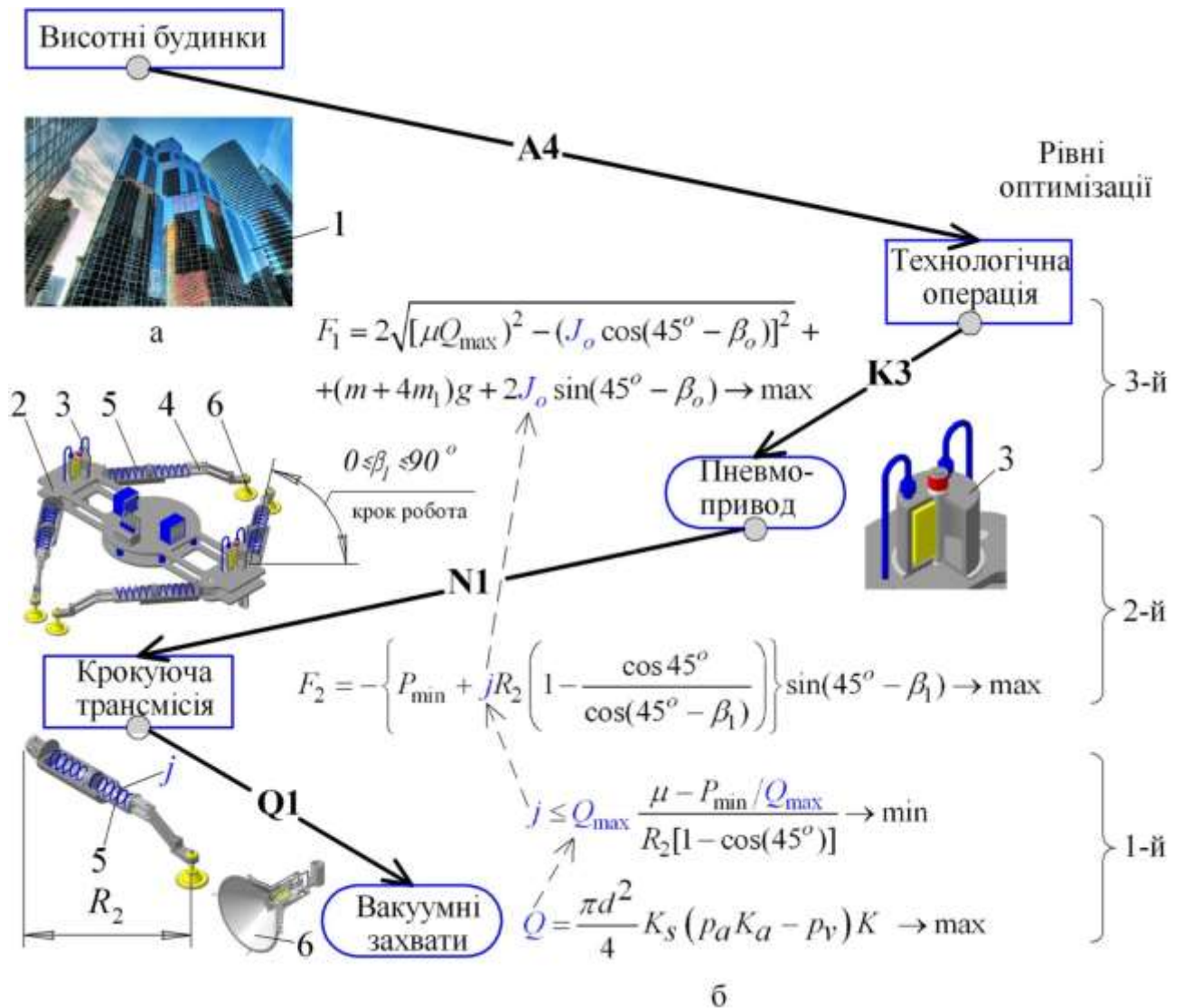


Рис. 17-М. Структурно-параметричний синтез мобільного РДО
для обслуговування висотних будинків (а) та рівні ієрархічної системи (б)
з відображенням цільових функцій:

F_1 – сила руху на етапі накопичення енергії; F_2 – сила руху на етапі
перетворення енергії; J – зусилля пружного акумулятора енергії;
 $Q_{\max}$ – сила зчеплення з поверхнею переміщення

Морфологічний граф структурно-параметричного синтезу
технічних розв'язків патентів UA 119633 та 120410

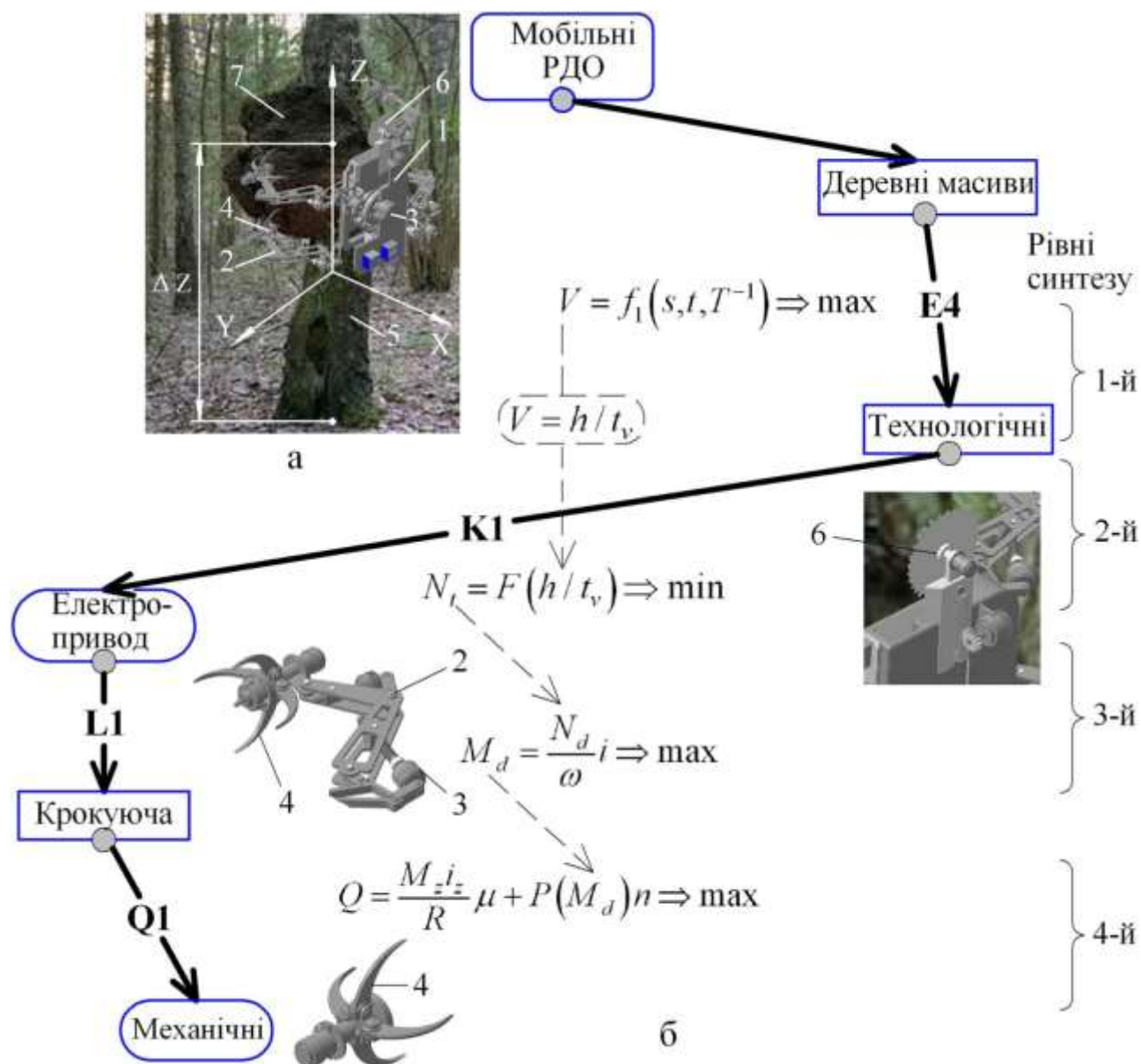


Рис. 18-Н. Структурно-параметричний синтез мобільного РДО для обслуговування деревних масивів (а) та рівні ієрархічної системи (б) з відображенням цільових функцій параметричного синтезу:
 V – швидкість руху; N_t – технологічне зусилля; M_d – момент приводу;
 Q – сила зчеплення з поверхнею переміщення

Програма моделювання мобільного РДО
з модулями накопичення та перетворення енергії руху
у середовищі MATLAB
(до Розділу 3)

Simulation program

```
function robot3
clc;
global beo m R2 n z i1 j M c sn G
global Pm m1 G1 M2 aa
%характеристики механізму
beo=pi/4; m=16; R1=0.2; R2=0.2; m1=2; aa=pi/6;
c=cos(beo); gam=pi/2; sn=sin(gam);
G=m*9.81*sn; G1=m1*9.81*sn;
z=30; n=0.001; i1=1; Pm=10; M2=7;

j1=[1000 2000 3000 4000]; %значення жорсткості
M1=[4 6 8 10]; %значення моментів

j=j1(1); M=M1(4);
[y,x,dx v dv]=d2; t1=y; b11=x; db11=dx; b21=v; db21=dv;
tx=tan(beo-x); c1=(cos(beo-x)).^2;
V1=(R2*c).*dx./c1; s1=((R2*c).*(1-tx));
z1='          t          bet          dbet          s          V'
zz=[t1' b11 db11 s1 V1 b21] % друк результатів

j=j1(2); M=M1(4);
[y,x,dx v dv]=d2; t2=y; b12=x; db12=dx; b22=v; db22=dv;
tx=tan(beo-x); c1=(cos(beo-x)).^2;
V2=(R2*c).*dx./c1; s2=((R2*c).*(1-tx));
%z1='          t          bet          dbet          s          V'
%zz=[t2' b12 db12 s2 V2 b22]
j=j1(3); M=M1(4);
[y,x,dx v dv]=d2; t3=y; b13=x; db13=dx; b23=v; db23=dv;
tx=tan(beo-x); c1=(cos(beo-x)).^2;
V3=(R2*c).*dx./c1; s3=((R2*c).*(1-tx));
%z1='          t          bet          dbet          s          V'
%zz=[t3' b13 db13 s3 V3 b23]

j=j1(4); M=M1(4);
[y,x,dx v dv]=d2; t4=y; b14=x; db14=dx; b24=v; db24=dv;
tx=tan(beo-x); c1=(cos(beo-x)).^2;
V4=(R2*c).*dx./c1; s4=((R2*c).*(1-tx));
%z1='          t          bet          dbet          s          V'
%zz=[t4' b14 db14 s4 V4 b24]
figure
grid off %графіки переміщення s(t) корпусу
plot(t1,s1,'g',t2,s2,'b',t3,s3,'k',t4,s4,'r');
grid on;
figure
grid off %графіки швидкості V(t) корпусу
plot(t1,V1,'g',t2,V2,'b',t3,V3,'k',t4,V4,'r');
grid on;

figure
grid off %графіки кута beta1(t)
plot(t1,b11,'g',t2,b12,'b',t3,b13,'k',t4,b14,'r')
```

```

grid on;
figure
grid off %графіки кутової швидкості робочої ноги
plot(t1,db11','g',t2,db12','b',t3,db13','k',t4,db14','r');
grid on;
function [y,x,dx,v,dv]=d2
h=0.001; t=0;
i=0; x2=0; b1=0; db1=0.05; b2=0; db2=0;
u1=[b1 db1 b2 db2];
while x2<=(pi/2-h)
    i=i+1;
if i>1000
    aa='мала рушійна силаF1'
    break
end
    u(i,:)=u1; tt(i)=t; w=u1;
    f=d(u1);
        v1=h*f;
    t=t+h/2; u1=w+v1/2; %блок методу Рунге-Кутта
    f=d(u1);
        v2=h*f; u1=w+v2/2;
        f=d(u1);
        v3=h*f;
    t=t+h/2; u1=w+v3;
        f=d(u1);
        v4=h*f;
    u1=w+(v1+2*(v2+v3)+v4)/6;
x2=u1(1);
end
y=tt; x=u(:,1); dx=u(:,2); v=u(:,3); dv=u(:,4);

function f=d(u1)
global beo m R2 n z i1 j M c G Pm M2
global m1 G1 aa

b1=u1(1); db1=u1(2); b2=u1(3); db2=u1(4);
c1=cos(beo-b1); c2=cos(beo-b2);
s1=sin(beo-b1); s2=sin(beo-b2);
J=Pm +j*R2*(1-c/c1); %частини диф. рівняння
T11=R2^2*s1*(2*m1+m)*db1^2/c1^5;
T12=R2^2*s1*m1*db1*db2*c/2*c2/c1^3;
Tb1=-T11-T12;
A=2*T11+T12-m1*R2^2*c*(db2/c1)^2*s2;
if b1<=aa
    d4=2*M*i1/n/z;
    b2=0; db2=0;
else
    d4=0;
end
Q1=(d4-2*J*s1-G-2*G1)*R2*c/c1^2-G1*R2*c1;
Tb2=R2^2*s2*m1*db1*db2*c/c1^2;
B=2*R2^2*s1*m1*db1^2*c*c2/c1^3-Tb2;

Q2=M2*i1-G1*R2*c2;
D(2,2)=2*m1/3*R2^2;
D(2,1)=R2^2*c*m1*c2/c1^2; D(1,2)=D(2,1);
D(1,1)=R2^2/2*(2*m1+m)/c1^4+D(2,2);
H(1)=Q1+A+Tb1;
H(2)=Q2+B+Tb2;
X=(D\H)'; ddb1=X(1); ddb2=X(2);
f=[db1 ddb1 db2 ddb2];

```

Програма моделювання мобільного РДО
з інтегрованими приводами
(до Розділу 4)

Simulation program MATLAB R2014a

```

function Pyx_Pob2
clc;
global E L s3 e d m m1 g s1 a al Md eta ro r1 mu

E=2.04*10^9 ; %Па
L=0.5; s3=0.001; e=0.025; d=0.02;
m=30; m1=3; g=9.81;
beto=10; bo=beto*pi/180; so=sin(bo);
alf=60; alfa=alf*pi/180; sa=sin(alfa); ca=cos(alfa);
Vo=0.6;
a=L*so/bo*ca; al=L*so/bo*sa;

to=2*a/Vo;
mu=0.2; ro=0.08;
Md=105; s1=0.08*a;
eta=0.8; r1=0.03;
t=0; s4=0; V=0; i=0;

u1=[s4 V ];
h=0.002; %крок часу
n1=2; t=0; i=0;
while s4<2*a
    i=i+1; w=u1;
    tt(i)=t; u(i,:)=u1; v2=u1(2);
    k1=h*d1(u1,t);
    t=t+h/2;
    u1=w+k1/2;
    k2=h*d1(u1,t);
    u1=w+k2/2;
    k3=h*d1(u1,t); t=t+h/2; u1=w+k3;
    k4=h*d1(u1,t);
    u1=w+(k1+2*(k2+k3)+k4)/6 ;
    s4=u1(1);
if i>2000
    break
end
end
i
t
s5=u(:,1);
b1=(al^2+(a-s5).^2).^0.5./L;
bet=(10-(100-120*(1-b1)).^0.5).^0.5;
q1='          t          s          V          beta '
q=[tt' u bet]%час шлях швидкість кут вигину у радіан.

figure
grid off
hold on
plot(tt,s5','b'); % графік час_переміщення;
hold off
grid on;

figure

```

```

grid off
hold on
plot(tt,bet*180/pi','b'); %час_ кут вигину;
hold off
grid on;
figure
grid off
hold on
plot(tt,u(:,2)','b'); % час _швидкість;
hold off
grid on;

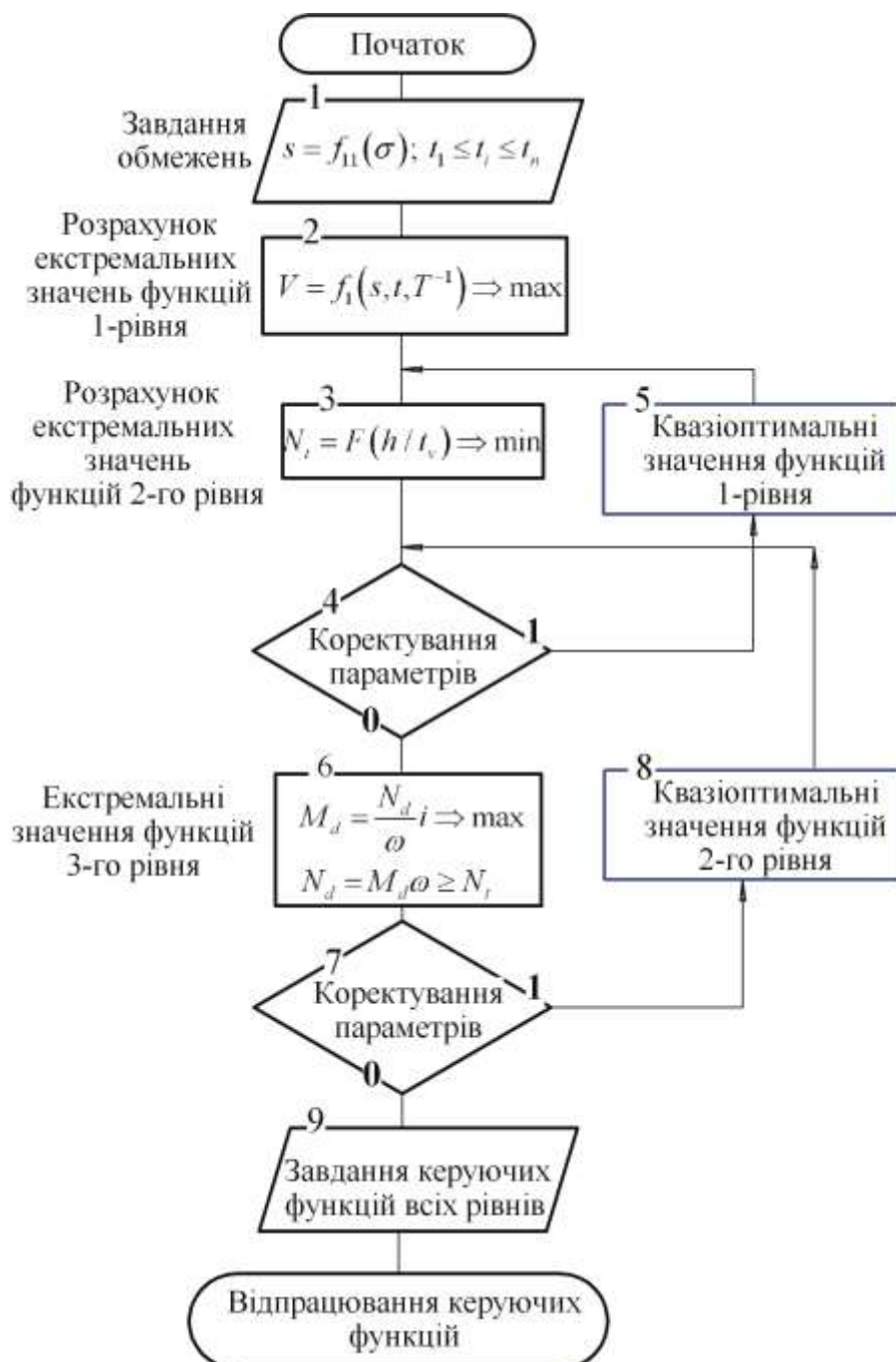
figure
grid off
hold on
plot(tt,u(:,2)',tt,s5,tt,bet); % час _швидкість;
hold off
grid on;

function ft=d1(u1,t)
global E L s3 e d m m1 g s1 a a1 Md eta ro r1 mu

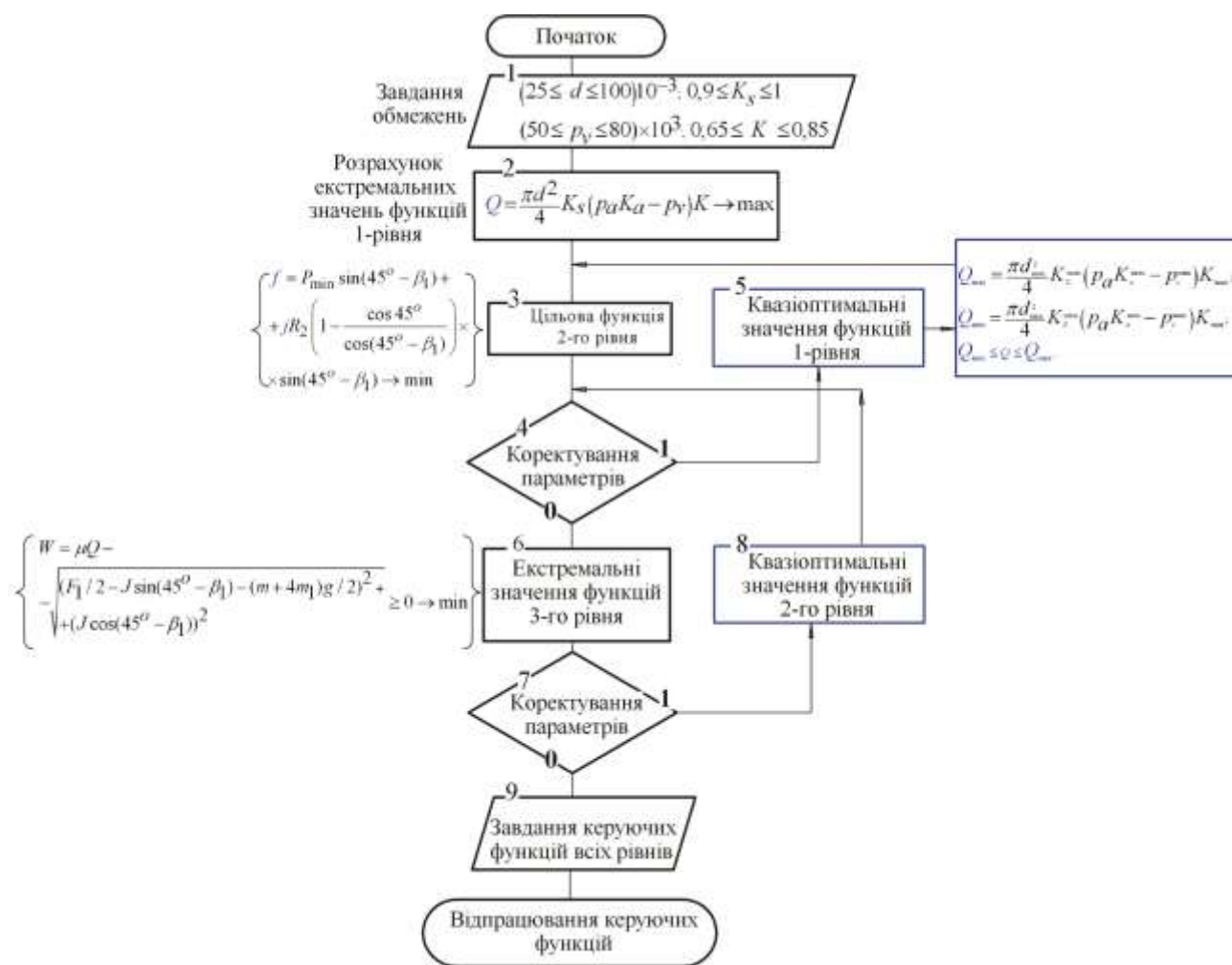
As=0.0064; A3=0.015; C=0.0883;
t2=0.02*sin(7*pi/18);
v=u1(2); t4=t;
s2=u1(1);
if s2<=s1
    Md1=Md;
else
    Md1=0;
end
b1=(a1^2+(a-s2)^2)^0.5/L;
bet=(10-(100-120*(1-b1))^0.5)^0.5;
k=bet*e/L;
sb=sin(bet); cb=cos(bet);
U=(bet*(sb^2+0.5)+3*sb*cb/2-2*sb)/bet/sb^2;
dU1=(sb+bet*cb)*(4-3*cb);
dU=dU1/2/(bet*sb)^2-cb/sb^3-3/2/bet;
db=(s2-a)*bet^2/b1/L^2/(bet*cb-sb);
Qp=-(m+2*m1)*g*L*((cb-1)/bet^2+sb/bet)*db;
Q3=-2*E*s3*d^2*(e/d*C*k^2+As*e/d*k+4*A3*bet*t2/L)*db;
Qd=Md1/r1; Qf=-(m+4*m1)*g*mu*ro*bet/L/sb;
z=[Qp Q3 Qf];
if s2>a
    Qp=Qp*0.6*eta; Q3=Q3*0.6*eta;
    Qf=Qf/eta;
end
Qs=Qp+Qd+Qf+Q3*eta;
f1=v;
U2=2*(2*m1+m+m1*U);
f2=(Qs-m1*v^2*dU*db)/U2;
ft=[f1 f2];

```

Алгоритм автоматизованого синтезу мобільного РДО
для технічного обслуговування паркових дерев
(до Розділу 2)



Алгоритм автоматизованого синтезу мобільного РДО
для обслуговування висотних будинків
(до Розділу 2)



Алгоритм розрахунку конструктивних параметрів мобільного робота
з газовим модулем накопичення та перетворення енергії руху

(до Розділу 3)

