

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

М. М. Поліщук, М. М. Ткач

Робототехнічні системи та комплекси: мобільні роботи довільної орієнтації

Підручник

Затверджено Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як підручник для здобувачів ступеня бакалавра
за спеціальністю «Інформаційні системи та технології»

Електронне мережне навчальне видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2023

УДК 621.865.8+004.896](075.8)

П50

Рецензенти: *Кривий С. Л.*, д-р фіз.-мат. наук, проф., професор кафедри інформаційних технологій факультету кібернетики КНУ імені Тараса Шевченка
Самсонкін В. М., д-р техн. наук, проф., професор кафедри технологій транспорту та управління процесами перевезень Державного економіко-технологічного університету транспорту

Відповідальний редактор *Стенін О. А.*, д-р техн. наук, проф., професор кафедри інформаційних систем і технологій КПІ ім. Ігоря Сікорського

*Гриф надано Вченою радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 6 від 03.10.2022 р.)*

Поліщук М. М.

П50 Робототехнічні системи та комплекси: мобільні роботи довільної орієнтації: підруч. для студ. спец. «Інформаційні системи та технології» / М. М. Поліщук, М. М. Ткач; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 14,7 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 301 с.

ISBN 978-966-990-076-0

Викладено методи постановки і формалізації задач автоматизованого проектування мобільних роботів довільної орієнтації у просторі, наведено алгоритмізацію основних проектних операцій і процедур, які використовують для практичного створення мобільних роботів в автоматизованому виробництві різноманітних галузей промисловості. Особливу увагу приділено виконанню робіт з проектування як компонентів, так і мобільних роботів у цілому, а саме функціональних пристроїв мобільних роботів та систем, їх інформаційного забезпечення.

Студенти мають опанувати теоретичні та практичні навички, які необхідні майбутнім фахівцям для вивчення кредитів «Робототехнічні системи та комплекси-1. Проектування компонентів РТС» та «Робототехнічні системи та комплекси-2. Проектування РТС», які є складовими дисципліни «Робототехнічні системи та комплекси».

Для здобувачів ступеня бакалавра за спеціальністю 126 «Інформаційні системи та технології» усіх форм навчання.

УДК 621.865.8+004.896](075.8)

ISBN 978-966-990-076-0

© М. М. Поліщук, М. М. Ткач, 2023
© КПІ ім. Ігоря Сікорського (ФІОТ), 2023

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. Напрями і проблеми розвитку мобільної робототехніки	
довільної орієнтації	9
1.1. Сфери експлуатації мобільних роботів.....	9
1.2. Структура, склад і рівень реалізації підсистем РДО.....	12
1.3. Аналіз математичних моделей мобільних роботів.....	17
1.3.1. Статичний і кінетостатичний аналіз мобільних РДО.....	18
1.3.2. Аналіз динамічних моделей мобільних роботів.....	21
1.3.3. Аналіз моделей енергетичної ефективності РДО.....	24
1.4. Аналіз технічних розв'язків дослідних зразків РДО.....	27
1.4.1. Дослідні зразки крокуючих мобільних роботів.....	27
1.4.2. Дослідні зразки РДО з колісною трансмісією.....	30
1.4.3. Технічні розв'язки магнітних імпульсних РДО.....	31
1.5. Мобільні РДО як багаторівнева технічна система.....	33
1.6. Аналіз методів оптимізації багаторівневих технічних систем	
як засобів параметричного синтезу РДО.....	35
1.7. Постановка завдання активного синтезу мобільних РДО.....	41
<i>Контрольні запитання</i>	42
РОЗДІЛ 2. Структурно-параметричний синтез мобільних роботів	44
2.1. Морфологічний аналіз мобільних РДО на рівні інтеграції.....	45
2.2. Моделювання морфологічної множини та класу об'єктів	
мобільних роботів.....	46
2.3. Морфологічний структурний синтез мобільних РДО.....	59
2.4. Параметричний синтез мобільних РДО.....	61
2.4.1. Модифікація методу параметричного синтезу багаторівневої	
технічної системи РДО.....	61
2.4.2. Параметричний синтез мобільного робота із пружним	
накопичувачем енергії.....	67
<i>Контрольні запитання</i>	80
РОЗДІЛ 3. Синтез мобільних РДО за першим принципом: накопичення	
потенціальної енергії і перетворення її	
кінетичну енергію руху	81
3.1. Модулі РДО для накопичення та перетворення енергії.....	81
3.2. Динамічна модель РДО із пружними металевими модулями	
накопичення та перетворення енергії.....	86

3.3. Аналіз результатів моделювання робота із пружинними модулями накопичення та перетворення енергії.....	92
3.4. Динамічна модель РДО з газовими модулями накопичення та перетворення енергії.....	95
3.5. Аналіз результатів моделювання РДО з газовими модулями накопичення та перетворення енергії.....	100
3.6. Оптимізація параметрів мобільних РДО з газовим модулями накопичення та перетворення енергії.....	103
<i>Контрольні запитання.....</i>	113

РОЗДІЛ 4. Синтез мобільних роботів за другим принципом:

інтеграція приводів переміщення.....	114
4.1. Постановка завдання розробки мобільних РДО за 2-м принципом їх синтезу.....	115
4.2. Проектно-конструкторська реалізація мобільного РДО.....	117
4.3. Визначення положення площини вигину педипуляторів робота.....	125
4.4. Динамічна модель мобільного РДО за 2-м принципом синтезу.....	128
4.5. Оптимізація параметрів мобільного РДО з інтегрованими приводами.....	133
4.5.1. Визначення координат центра ваги робота.....	139
4.5.2. Окремі випадки положення мобільного РДО у технологічному просторі.....	140
4.6. Аналіз результатів оптимізації мобільного РДО, створеного за 2-м принципом синтезу.....	142
4.7. Визначення параметрів педипуляторів мобільного РДО.....	145
4.7.1. Визначення параметрів педипуляторів під час їх розгинання.....	145
4.7.2. Визначення параметрів педипуляторів під час їх згинання.....	150
4.7.3. Методика розрахунку елемента для стягування кілець педипулятора робота.....	158
4.7.4. Визначення залежностей між моментом і кутом вигину педипуляторів мобільного робота.....	160
4.8. Антропоморфний мобільний РДО з інтегрованими приводами.....	162
4.8.1. Технічна реалізація антропоморфного мобільного РДО.....	163
4.8.2. Визначення силових параметрів антропоморфного педипулятора.....	169
<i>Контрольні запитання.....</i>	180

РОЗДІЛ 5. Синтез мобільних РДО за третім принципом: застосування

реактивної тяги як піднімальної сили мобільного робота.....	181
5.1. Постановка завдання створення мобільних РДО за 3-м принципом синтезу.....	181
5.2. Технічна реалізація мобільного РДО з генератором тяги.....	182

5.3. Кінематичний аналіз підвісу генератора тяги мобільного РДО.....	187
5.4. Динамічний аналіз руху генератора тяги на кардановому підвісі.....	191
5.5. Методика розрахунку параметрів генератора тяги.....	201
5.6. Аналіз результатів моделювання генератора тяги.....	205
5.7. Вплив сили ваги мобільного РДО на технологічне навантаження.....	207
<i>Контрольні запитання.....</i>	<i>214</i>

РОЗДІЛ 6. Експериментальні дослідження параметрів

генератора тяги мобільного робота.....	215
6.1. Постановка завдання експериментальної оптимізації параметрів генератора тяги.....	215
6.2. Методика експериментальних досліджень, обладнання та техніка вимірювань.....	218
6.3. Визначення виду факторних залежностей генератора тяги.....	221
6.4. Статистичний аналіз результатів експерименту.....	228
6.5. Дослідження регресійної моделі функції відгуку.....	232
6.6. Вплив параметрів генератора тяги на величину реактивної піднімальної сили мобільного робота.....	235
<i>Контрольні запитання.....</i>	<i>237</i>

РОЗДІЛ 7. Методичне забезпечення параметричного синтезу

мобільних роботів.....	238
7.1. Методика розрахунку параметрів підсистеми зчеплення мобільних РДО з поверхнею переміщення.....	239
7.1.1. Розрахунок параметрів вакуумних захоплювачів для мобільних роботів.....	239
7.1.2. Розрахунок параметрів механічних захоплювачів для мобільних РДО.....	240
7.1.3. Розрахунок параметрів електромагнітних захоплювачів для мобільних роботів.....	243
7.2. Інженерні методики розрахунку параметрів мобільних РДО з модулями накопичування та перетворення енергії.....	246
7.2.1. Методика розрахунку параметрів мобільних РДО із пружинним накопичувачем енергії.....	247
7.2.2. Методика розрахунку параметрів мобільних РДО з газовим накопичувачем енергії.....	249
7.2.3. Автоматизований модуль розрахунку параметрів газового накопичувача енергії мобільного робота.....	252
7.3. Інженерні методики розрахунку параметрів мобільних РДО з інтегрованими приводами переміщення та орієнтації.....	255

7.3.1. Параметричний синтез педіпуляторів мобільного робота з інтегрованими приводами.....	255
7.3.2. Параметричний синтез антропоморфного мобільного РДО.....	257
7.3.3. Автоматизований модуль параметричного синтезу антропоморфних педіпуляторів.....	259
7.4. Методика розрахунку параметрів генератора реактивної тяги для мобільного робота.....	262
<i>Контрольні запитання.....</i>	264
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	265
ГЛОСАРІЙ (скорочення).....	277
ДОДАТКИ.....	280

ВСТУП

Підручник «Робототехнічні системи та комплекси: мобільні роботи довільної орієнтації» є засобом методичного забезпечення курсу «Робототехнічні системи та комплекси», що входить до комплексу навчальних дисциплін підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня «Бакалавр» за спеціальністю 126 «Інформаційні системи та технології» освітньої програми «Інформаційне забезпечення робототехнічних систем». Підручник спрямований на опанування методів постановки і формалізації задач автоматизованого проектування мобільних роботів, набуття навичок з алгоритмізації і моделювання основних проєктних операцій і процедур, які використовуються для практичного створення робототехнічних систем та комплексів в автоматизованому виробництві.

Мобільні роботи довільної орієнтації у просторі є модифікацією мобільних роботів, оснащених засобами пересування та втримання їх на поверхні довільної орієнтації відповідно до заданого технологічного простору. Створення роботів такого виду є досить складним завданням і поки що перебуває на початковій стадії. Теоретичні й експериментальні дослідження зі створення мобільних роботів, здатних переміщатися по поверхнях, розміщених під довільними кутами до обрїю, почалися у країнах Західної Європи, у США, Японії, Південній Кореї, Китаї, Росії й Україні відносно нещодавно – в середині 90-х років ХХ століття. Науково-технічні роботи відомих закордонних розробників та окремих лабораторій мають, значною мірою, пошуковий та експериментальний характер, що на сьогодні дає змогу спостерігати їх динамічний розвиток щодо застосування у промисловому виробництві й інших галузях. Додаткову актуальність експлуатація означеного класу мобільних роботів має в екстремальних умовах техногенних катастроф, небезпечних і навіть неприйнятних для перебування і втручання людини.

Нині в галузі робототехніки відомі різноманітні моделі та конструкції інших класів мобільних та виробничих роботів і їх елементів, але вони не дозволяють враховувати такі особливості роботів довільної орієнтації, як жорстке обмеження вагових характеристик для подолання гравітаційного навантаження, зміна кутів нахилу поверхні до 180° у процесі експлуатації, технічні варіанти зчеплення із поверхнею, зміни кутів дії реакції поверхні та ваги щодо напрямку пересування. Актуальною проблемою є створення методологічного забезпечення підготовки фахівців у галузі робототехнічних систем, яке враховує особливості класу мобільних роботів довільної орієнтації, та реалізація підходу в інженерних методиках і засобах автоматизованого проектування, що звужує сегмент пошукових розробок й ослаблює

фактор людського впливу під час проектування роботів відповідно до заданих виконуваних функцій, обмежень, умов і режимів експлуатації.

Підручник присвячений вирішенню важливої науково-технічної проблеми створення інструментальних засобів синтезу мобільних роботів довільної орієнтації у технологічному просторі. В основу підручника покладено методологічний підхід синтезу мобільних роботів, оснований на трьох основоположних принципах:

- 1) накопичення та перетворення енергії руху роботів;
- 2) інтеграція їх приводів;
- 3) застосування засобів компенсації гравітаційного навантаження.

Опанування студентами зазначених принципів синтезу мобільних роботів надає можливість створювати інструментальні засоби автоматизованого проектування означеного класу роботів відповідно до необхідного спектру виконуваних функцій та заданих умов і режимів експлуатації в різноманітних галузях промисловості.

У підручнику описано методику аналізу імітаційних і експериментальних моделей роботів, а також їх технічних реалізацій і показано взаємозв'язок конструкцій мобільних роботів з параметрами топології об'єктів обслуговування. Викладено новий методологічний підхід автоматизованого синтезу мобільних роботів довільної орієнтації щодо синтезу підсистем зчеплення з поверхнею переміщення, трансмісії, мінімізації енергетичних витрат, що сприяє створенню промислових зразків мобільних роботів і їх широкому використанню у різних галузях промислового, аграрного і комунального господарств.

Набуті студентами знання та навички протягом повного курсу навчання мають стати основою інструментальних засобів виконання спочатку курсових, дипломних, а згодом і робочих інженерних проєктів з використанням засобів параметричної технології в галузі робототехніки. Згідно з вимогами освітньо-професійної програми студенти після засвоєння лекційного та практичного матеріалу підручника мають продемонструвати такі результати навчання: знання методик проєктування та моделювання проєктних розв'язків мобільних роботів, параметричних баз даних проєктування функціональних пристроїв вказаного типу роботів та систем відповідного інформаційного забезпечення, програм моделювання технічних компонентів у галузі робототехнічних систем.

Підручник призначений для здобувачів ступеня бакалавра за спеціальністю 126 «Інформаційні системи та технології» усіх форм навчання і викладачів, професійно-орієнтованих на опанування теоретичних та інструментальних баз знань для створення робототехнічних систем.

РОЗДІЛ 1

Напрями і проблеми розвитку мобільної робототехніки довільної орієнтації

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

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

Розглянемо перспективні сфери експлуатації мобільних РДО, викладемо рівень технічних підсистем цього класу роботів, проаналізуємо теоретичні та експериментальні дослідження й запропонуємо напрями методологічних підходів до побудови технологічних РДО.

1.1. Сфери експлуатації мобільних роботів

Сфери перспективного застосування мобільних РДО наведено у табл. 1.1, кожна з яких визначає не тільки технічні характеристики роботів, а насамперед системи зчеплення з поверхнею переміщення, по-перше, і тип трансмісії робота, по-друге. Порівнюючи у першому наближенні об'єкти обслуговування, зазначені в табл. 1.1, легко переконатися у взаємозв'язку характеристик об'єктів щодо їх топології, фізико-механічних властивостей поверхні переміщення й гіпотетичних перед-бачуваних до виконання технологічних операцій з характеристиками самих роботів – вибору підсистем протидії гравітаційному навантаженню в сукупності динамічних навантажень, обумовлених технологічним призначенням роботів [6].

Спрямованість і зміст технологічних операцій можуть мати принципові відмінності залежно від сфери експлуатації РДО: якщо під час моніторингу об'єктів обслуговування гравітаційна протидія визначається лише вагою робота, то в разі виконання силових технологічних операцій зазначена протидія доповнюється відповідно до зусиль технологічного оснащення на об'єкт обслуговування.

Сфери перспективного застосування мобільних роботів довільної орієнтації

№ з/п	Сфера 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 споруд		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	Дезактивація об'єктів техногенних катастроф		Механічні	Колісна, гусенична, крокуюча

До змісту *моніторингу* об'єктів обслуговування можуть бути віднесені аналіз якості конструкцій промислових споруд, відеозйомка, автоматичний контроль стану середовища та інші операції експлуатаційного характеру. *Силові контактні* впливи на об'єкт обслуговування передбачають виконання технологічних операцій виробничого призначення, наприклад таких, як монтаж і механічне оброблення елементів конструкцій (різання, свердління та под.), клепаання, установаження монтажних дюбелів, зварювання, очищення поверхонь і нанесення спеціальних захисних покриттів об'єктів обслуговування у різних галузях промисловості.

Також до перспективних сфер експлуатації РДО слід віднести й настільки різні за змістом технологічних операцій галузі, як сільське і міське комунальне господарство. Проблема роботизації сільського господарства особливо актуальна в умовах агропромислової революції, наслідком якої є зменшення чисельності зайнятого в ньому населення. Це притаманне не лише умовам агропромислових комплексів, де впроваджено класичні засоби автоматизації, але й сільському господарству в цілому, коли гостроактуальна проблема заміни ручної праці, особливо в період сезонних робіт (збирання врожаю, наприклад овочевих і плодово-ягідних культур), на сьогоднішній день практично нерозв'язна.

Щодо міських комунальних господарств перспективними сферами експлуатації РДО є технічна та профілактична обробка лісових і паркових масивів (обрізання дерев, видалення омели й под.), технічне обслуговування висотних будівель житлового й виробничого призначення, трубопроводів теплових і водних магістралей, висотних труб теплоелектростанцій, колон і стовпів високовольтних ліній електропередач. Роботи довільної орієнтації можуть мати й спеціальне застосування військово-тактичного призначення.

Слушні зауваження про сфери застосування РДО зробив В. С. Дищенко [2], зазначивши, що умови функціонування роботів, обумовлені типом середовища експлуатації та змістом технологічного процесу, можна розділити на дві категорії: *детерміновані* й *недетерміновані*. 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. Так, для умов експлуатації традиційних промислових роботів характерні точне місце розташування й орієнтація об'єктів обслуговування, розміщених у їх робочій зоні, принаймні у заводських умовах або інших умовах, сформованих людиною.

У *недетермінованих* середовищах практично неможливо забезпечити їх організацію, до них відносять гіпотетично можливі зони експлуатації РДО, створювані аварійними ситуаціями як у природних умовах, так і в разі руйнування промислових

середовищ, тобто сфер, створених людиною, наприклад зруйнованих будинків і споруд. Мобільні роботи і є новим видом техніки для провадження робіт у недетермінованих умовах, відмітною рисою яких є наявність здатності до просторових рухів системи.

До недетермінованих сфер експлуатації мобільних роботів можуть бути віднесені й уже згадані сфери лісового, паркового та сільського господарства, де діяльність людини організована, 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 підсистему керування, підсистему втримання на поверхні та приводи переміщення, сенсори аналізу навколишнього середовища, систему живлення і технологічне оснащення. Сенсорна підсистема здійснює зв'язок робота з топологією технологічного простору, що може бути презентовано у прямокутній декартовій X, Y, Z або сферичній R, β, γ системах координат, точок яких можуть досягнути виконавчі органи робота радіусом R за кутів їх вигину β, γ в зоні сервісу, обумовленої кутом α . Апаратною реалізацією системи керування можуть бути спеціалізований контролер чи бортова ЕОМ.

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

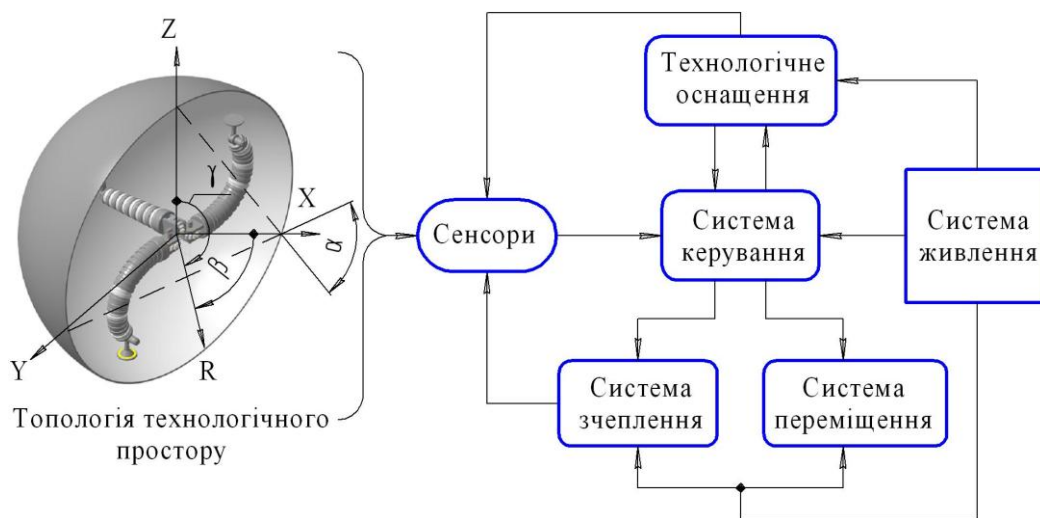


Рис. 1.1. Загальна структура підсистем мобільних РДО

Відомо, що найменший рівень енергетичних витрат властивий системі керування (особливо якщо використано мікроконтролери) і датчикам зовнішньої та 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 підвищувати потужність приводів робота й потужність 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 впливає на підвищення питомої потужності (кВт/кг) та енергозбереження робота, оскільки саме мобільні роботи, на відміну від інших видів технологічного устаткування, характеризуються переважним використанням автономних джерел енергії – від традиційних акумуляторів з обмеженим ресурсом ємності (А·год.) до сонячних батарей, що вимагають великої ефективної площі приймачів.

Важливо підкреслити й те, що функціональні пристрої визначаються технологічним призначенням робота, тобто є змінною його частиною – якщо треба розширити технологічні можливості, така підсистема зажадає автоматичних стикувальних пристроїв й інструментальних накопичувачів [5]. Останнє стане фактором збільшення маси, а отже й гравітаційної сили, що впливає на робота.

Щоб встановити пріоритети впливу на енергетичні витрати, розглянемо у першому наближенні структуру підсистем руху робота і його зчеплення з поверхнею переміщення (рис. 1.2). Більш детальний аналіз з установленням функціональних залежностей між компонентами структури подано в підрозд. 1.3 та 1.4, а поки обмежимося визначенням функцій і характеристикою впливу зазначених підсистем на енергоспоживання мобільних РДО.

Підсистема приводів забезпечує рух елементів конструкції робота у просторі й безпосередньо визначає вид трансмісії робота, причому вибір сукупності приводів визначається видом системи координат: декартової прямокутної, сферичної, ангулярної (властивої людині) і циліндричної, тобто системою координат технологічного простору [6].

Як і в класичних промислових роботах (стаціонарних і транспортних), у РДО доцільно використовувати електроприводи, що мають вищу здатність до гнучкого програмування, ніж пневматичні приводи, і меншу масу, ніж гідроприводи, хоча й поступаються останнім у показниках точності позиціонування й питомої потужності.

Електроприводи можуть споживати енергію від того (одного) джерела живлення, що й система керування, датчики і функціональні пристрої. Однотипність приводів суттєво підвищує енергетичну ефективність мобільних роботів, як і оптимізація траєкторії руху робота за достатньої потужності для підтримання 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.

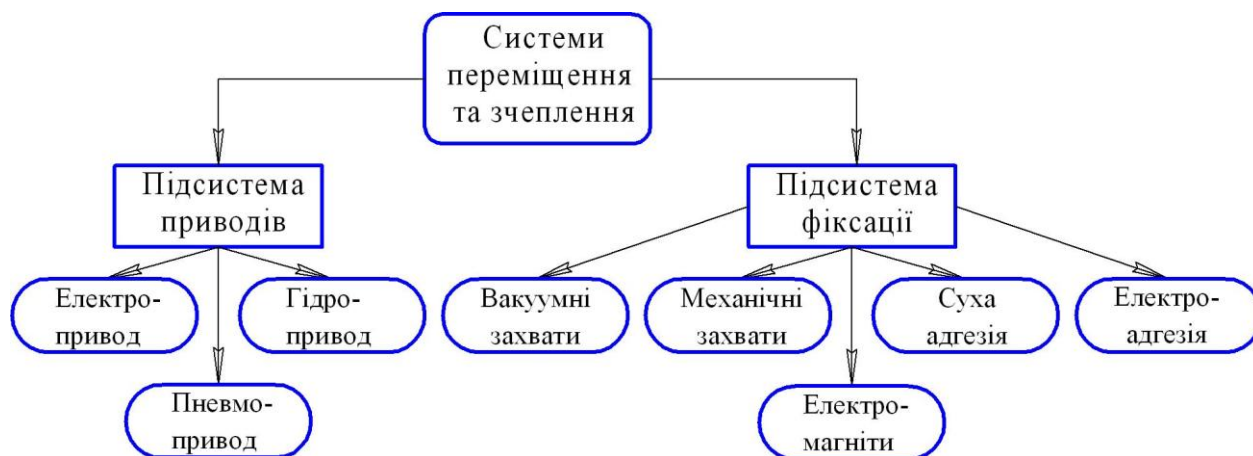


Рис. 1.2. Структура підсистем переміщення та зчеплення РДО

Щоб встановити додаткові резерви підвищення енергетичної ефективності РДО, розглянемо детальніше структуру підсистеми зчеплення з поверхнею руху (табл. 1.2), оскільки така підсистема визначає ступінь надійності втримання мобільного робота на поверхні переміщення. Підсистема зчеплення містить пристрої та приводи утримання робота на поверхні руху – вакуумні, механічні, електро-магнітні, ежекційні, на основі адгезії й інші типи захоплювачів [5].

Зусилля захоплювачів має перевищувати гравітаційну та технологічну складові динамічних навантажень. Така підсистема є однією із ключових елементів конструкції саме РДО у технологічному просторі.

Від обраного механізму втримання на поверхні переміщення залежить принципова конструкція мобільного робота, а зазначений вибір визначається типом і рельєфом поверхні довільної орієнтації, зокрема і вертикальної або стельової.

Конструктивні розв'язки підсистем зчеплення мобільних роботів із поверхнею переміщення передбачають також технології, основані на явищі «сухої» або електричної адгезії, однак сучасні реалізації цих технологій характеризуються надзвичайною повільністю процесу зчеплення, як і малим зусиллям відриву, що поки перешкоджає їх промислому освоєнню.

Між тим підсистеми зчеплення на основі адгезії можна рекомендувати для виконання операцій діагностики або відеоспостереження, тобто таких, що не вимагають значних технологічних зусиль, окрім протидії гравітаційному навантаженню від ваги самого мобільного РДО у технологічному просторі.

Аналіз способів утримання робота на поверхнях довільної орієнтації [7, 8, 9] показує, що вибір типу фіксації на поверхні переміщення безпосередньо впливає і на енергетичну ефективність мобільного робота. Наприклад, механічні підсистеми [10, 11, 12, 13] найбільш ефективні, коли робот переміщується по пористих поверхнях (грунт, грубий бетон, дерева), однак це збільшує потужність споживання і через необхідність редукції приводів, відповідно, збільшує вагу робота, а отже і його гравітаційну силу ваги.

Найпоширенішою є підсистема з вакуумною фіксацією, оскільки вона універсальна, що обумовлене індиферентністю до матеріалу поверхні переміщення пневматичних захоплювачів. При цьому можливі два варіанти реалізації зазначеної підсистеми:

- 1) безпосереднє використання вакуумних захоплювачів [14, 15];
- 2) утримання робота без присосів за рахунок створення зони зниженого тиску між корпусом робота й поверхнею, якою він переміщається [16].

В обох випадках створення зони вакууму припускає наявність або вакуумного насоса, або компресора із пневматичними ежекторами для створення області розрідження, що, у свою чергу, приводить до збільшення маси робота. Тут найбільш ефективним технічним розв'язком може бути комбінація механічної та вакуумної підсистем [17, 18], об'єднаних зворотним зв'язком керування і засобами контролю глибини вакууму.

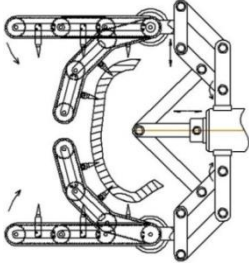
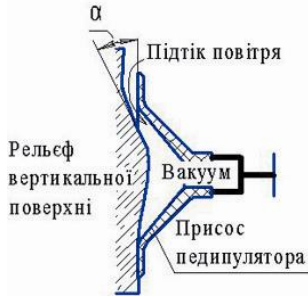
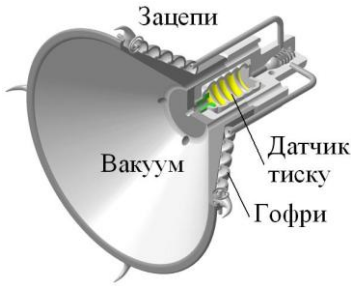
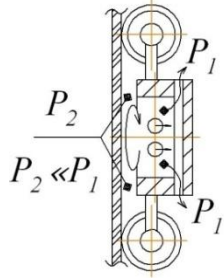
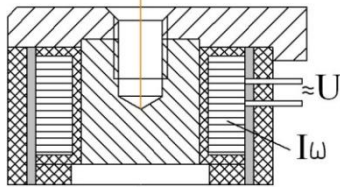

Інтеграція таких підсистем особливо ефективна в умовах переміщення робота по складному рельєфу, коли виникає погроза позаштатної (аварійної) ситуації, а саме втрати у певні моменти часу тісного контакту з поверхнею руху.

Електромагнітна підсистема [19, 20] утримання РДО на поверхні переміщення характеризується:

- високою швидкістю,
- простотою конструкції та відносно низьким енергоспоживанням,

але обмежена застосуванням матеріалу поверхні, а саме допускає переміщення робота тільки по поверхнях, що мають феромагнітні властивості. Така підсистема може мати досить ефективне застосування під час обслуговування металевих трубопроводів великого діаметра, наприклад газових і нафтових магістралей.

Типи підсистем утримання робота на поверхні переміщення

№ з/п	Тип підсистеми	Зразок проєктної реалізації	Переваги	Недоліки	
1	Механічна		Висока надійність зчеплення з пористою поверхнею	Наявність редукції привода	
2	Пневматичні підсистеми	Вакуумна		Індиферентність до матеріалу поверхні переміщення	Підтікання повітря, неприпустимість різких перепадів топології
3		Вакуумно-механічна		Компенсація підтікання повітря, підвищена надійність утримання робота	Нестабільність роботи через високу чутливість системи керування
4		Ежекційна турбовіхрова		Відсутність герметизації зони зниженого тиску	Неприпустимість різких перепадів топології
5		Електромагнітна		Стійкість системи керування, швидкодія	Тільки для феромагнітних поверхонь
6	Суха адгезія		Відсутність привода зчеплення	Низька швидкість переміщення	

«Суха» адгезія [21], а також електрична адгезія [22; 23] є найбільш ефективними з погляду енергозбереження, але водночас новими досить дорогими технологіями. Сучасні реалізації такого виду зчеплення з поверхнею переміщення характеризуються вкрай низькою швидкістю переміщення робота унаслідок повільності процесу адгезії, що поки перешкоджає їх промислового використання.

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 із розглянутих технічних реалізацій таких підсистем не запропоновано способів підвищення їх енергетичної ефективності, що для такого виду технологічного устаткування, як мобільні роботи, має принципове значення.

Таким чином, можна зробити попередній *висновок*: головним напрямом підвищення енергетичної ефективності наявних дослідних зразків РДО є зменшення потужності приводів переміщення й удосконалення підсистеми утримання на поверхні для подолання протидії гравітаційної сили. Разом з тим ці напрями, попри їх раціональність, ще не дозволяють забезпечити радикальне підвищення надійності переміщення РДО.

1.3. Аналіз математичних моделей¹ мобільних роботів

Як зазначено вище, створення й освоєння мобільних РДО перебуває на початковій стадії розвитку. Характерною проблемою промислового освоєння будь-якого нового виду техніки, зокрема і творення роботів цього типу, є брак методології – як моделювання, так і наступного проектування зразків устаткування, уведених у промислову експлуатацію.

Означена проблема щодо РДО полягає у тому, що бракує методології керування синтезом підсистем мобільних роботів, які компенсують або долають гравітаційне навантаження для гарантованого утримання робота на довільно орієнтованій поверхні переміщення під час виконання технологічних операцій. Тому проаналізуємо досягнутий рівень моделювання РДО з наступним розробленням принципів синтезу мобільних роботів і реалізації їх сучасними засобами комп'ютерного моделювання для переходу до проєктно-конструкторських розробок. Зазначеним переходом є підсумок моделювання, а саме створення *інженерних методик* розрахунків конструктивно-технологічних параметрів мобільних роботів, методик розрахунків параметрів підсистем РДО, яких поки що немає. Більше того, наявність різноманітних

¹ **Математична модель** – математичне подання реальності, один із варіантів моделі як системи, дослідження якої дозволяє отримувати інформацію про деяку іншу систему.

експериментальних зразків мобільних роботів вертикального переміщення (Climber Robot – альпіністський робот) не зменшує актуальності вказаних вище завдань. Це пояснюється тим, що кожне технічне рішення РДО є локальною їх реалізацією, тобто не є наслідком системного підходу на основі будь-якої методології синтезу, щонайменше квазіоптимальних рішень.

1.3.1. Статичний і кінетостатичний² аналіз мобільних РДО

Із ранніх досліджень моделювання роботів вертикального переміщення найбільш цікаві роботи [24, 25], виконані в Інституті проблем механіки ім. А. Ю. Ішлинського. У монографії проф. В. Г. Градецького [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 через розв'язок систем рівнянь у проєкціях сил і моментів на осі системи координат. Цей класичний метод силового моделювання машин, зокрема й роботів, дає можливість визначати умови гарантованого утримання мобільного робота на поверхні переміщення за умов статичної визначності, а також визначати вантажопідйомність робота, однак без обліку сил інерції у зіставленні із зусиллями зчеплення робота з поверхнею переміщення. Водночас відомо, що саме додаткові динамічні навантаження перехідних процесів під час розгону й гальмування робота можуть призвести до аварійної ситуації, тобто до зриву робота з поверхні переміщення. Тому така модель цілком прийнятна для низьких швидкостей переміщення робота без врахування перехідних процесів його приводів. Викладене також стосується й методики розрахунків силових елементів транспортних переміщень, запропонованої у згадуваній монографії. Діаграми розрахунків технологічного навантаження робота, отримані експериментальним шляхом, зокрема для такої операції, як свердління, попри об'єктивність даних унаслідок емпіричності мають приватний характер і не можуть бути узагальнені для інших конструкцій РДО.

Друга із згаданих вище моделей – оптимізації стійкості робота – основана на матричному аналізі з поданням просторових еліпсоїдів швидкості ET та еліпсоїда сил і їх моментів ER у системі координат S_{xyz} (рис. 1.3, *a*). Ці еліпсоїди пов'язані з матрицями перетворення кутових координат θ_{ij} . Фізичний зміст запропонованої математичної моделі полягає в тому, що простір приєднаних швидкостей зчленувань

² **Кінетостатика** (від гр. *kinetós* – що рухається, статика) – теоретичний розділ механіки. В основі кінетостатики лежить принцип д'Аламбера, згідно з яким рівняння руху тіл можна подати у формі рівнянь статички, якщо до сил, які фактично діють на тіло, і реакцій зв'язків додати сили інерції.

робота перетвориться на простір координат швидкостей у точках контакту захоплювачів з поверхнею переміщення робота. Точніше, швидкість корпусу робота може бути пов'язана зі швидкістю зчленування педіпулятора (крокуючого механізму). Обчислюючи параметри матричних показників Tq та Rq (рис. 1.3, б), характеристики, що включають твердість педіпулятора, можна скласти загальну функцію вимірів $PM = T_q^\gamma R_q^{1-\gamma}$, $\gamma \in (0,1)$ параметрів робота, що визначають стійкість робота, та отримати відповідні результати моделювання.

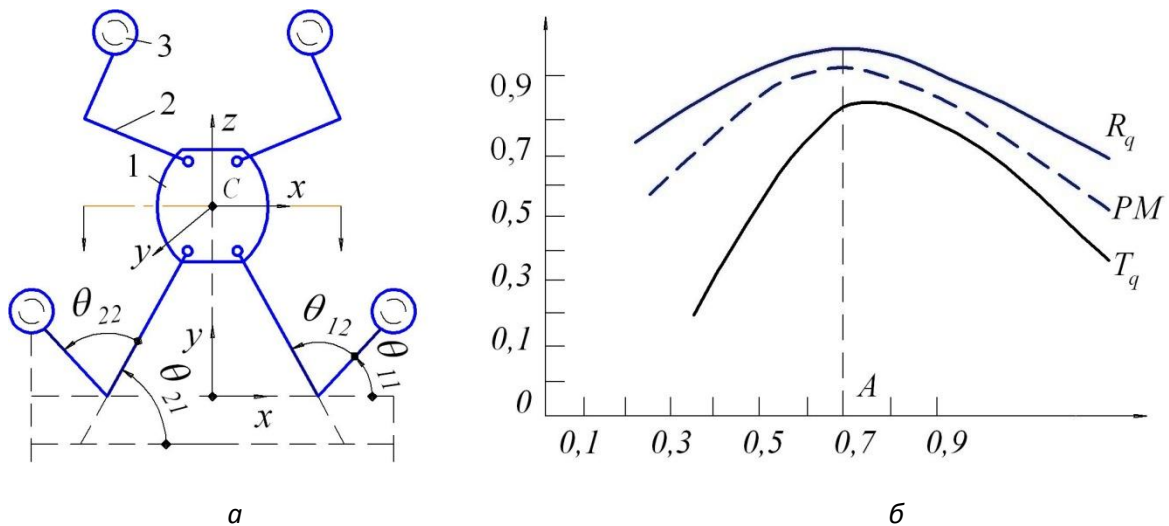


Рис. 1.3. Схема робота (а) і результати моделювання(б) [23]:
1 – корпус робота; 2 – педіпулятори; 3 – захоплювачі

Попри оригінальність та правомірність зазначеного формалізованого опису стану стійкості робота, зазначимо, що розглянута модель не включає показників енергетичного характеру, приміром зміни кінетичної енергії руху робота, що для мобільних роботів, які використовують автономні джерела енергії, має принципове значення.

Фундаментальні дослідження проф. М. Ю. Рачкова [25], присвячені розвитку теорії розрахунків систем приводів для технологічних роботів вертикального переміщення, містять математичні моделі такого типу роботів для розрахунків системи приводів, у яких також певні умови рівноваги робота на поверхні забезпечують відсутність відриву і проковзування захоплювачів. Аналіз стійкості мобільних роботів здійснено на основі вимірювання лінійних і кутових швидкостей його елементів і діючих сил та моментів. Визначено системи приводів з оптимальним за швидкодією керуванням з урахуванням впливу пружної піддатливості у виконавчій ланці привода. На основі оптимального (точніше, квазіоптимального) керування приводами суттєво підвищено точність позиціонування мобільного робота. Відзначаючи фундаментальність цих досліджень щодо приводів технологічних роботів вертикального

переміщення, слід зазначити, що в реальних технічних системах знайти оптимальні розв'язки практично неможливо, оскільки будь-яка технічна система, як правило, характеризується цільовими функціями із заданими обмеженнями. Тому коректно було б говорити про знаходження *квазіоптимальних* розв'язків, тобто близьких до оптимальних, які можна використовувати із практичною метою.

Математичну модель інспекційного робота у вигляді візка з колісною трансмісією для моніторингу стану тросів вантового мосту подано 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 результируючою силою N і прогином гумових коліс трансмісії робота.

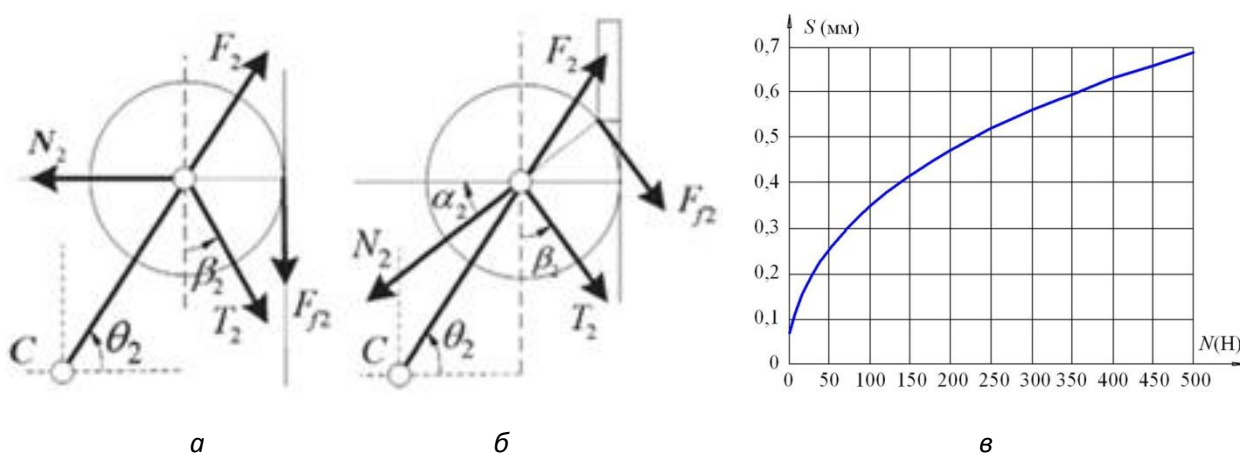


Рис. 1.4. Схеми розподілу сил руху робота: а, б – під час подолання перешкоди; в – графік прогину S пружного колеса робота [26]

Зазначені дослідження ілюструють практичну цінність статичного моделювання для низьких швидкостей переміщення роботів – у цьому випадку на основі принципу квазістатичної рівноваги, однак, як і в попередніх моделях, в них бракує критеріїв та рекомендацій із забезпечення енергетичної ефективності мобільних роботів, спрямованих на зниження гравітаційного навантаження.

Таким чином, розглянуті математичні моделі, основані на методах статички й кінетостатички, що ілюструють положення мобільних РДО щодо різних, хоча й досить ефективних технічних розв'язків, дозволяють робити обчислення силових навантажень мобільних роботів і визначати їх стійкість на поверхнях довільної орієнтації. Однак описані моделі, в яких використано класичний метод статички й кінетостатички, не враховують таких найважливіших енергетичних показників, як *потенціальна* та *кінетична* енергія механічного руху об'єкта, зокрема мобільних РДО. Для керування таким відносно новим засобом виробництва, як мобільні роботи у технологічному

просторі довільної орієнтації, принципове значення має врахування процесів перетворення накопиченої унаслідок постійної зміни положення у просторі потенціальної енергії на кінетичну енергію руху мобільних РДО.

1.3.2. Аналіз динамічних³ моделей мобільних роботів

Вибору раціональних конструктивних параметрів для проектування пневмомеханічних приводів мобільних роботів з урахуванням динаміки їх рухів присвячено дослідження С. В. Калиніченко [27]. Робота цікава насамперед методологічною спрямованістю. Як зазначає автор, «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 – одне із центральних завдань теорії роботів» [28]. Наведені в роботі дослідження основані на системному підході як загальному методі пізнання, використання фізичного й математичного моделювання процесів, законів механіки, вакуумної техніки, гідравлічної і газової динаміки, а також динаміки електричних і пневматичних приводів. Головним аспектом досліджень є взаємозв'язок параметрів вакуумних пристроїв для захоплення з ущільненням ковзання. На відміну від попередніх робіт, у таких дослідженнях розглянуто динамічні процеси руху РДО.

Крім необхідності враховувати безліч параметрів мобільного робота як машини в цілому, головною вимогою методологічного забезпечення є інваріантність методик моделювання і робочого проектування щодо окремих конструкторських реалізацій. Це пояснюється тим, що підсистеми виконавчих механізмів, трансмісій приводів і зчеплення мобільного робота з поверхнею довільної орієнтації аж ніяк не вичерпуються пневматичними та вакуумними пристроями.

Дослідженню динамічних параметрів мобільного робота для переміщення по вертикальних поверхнях присвячено роботу В. С. Дищенко [29]. Запропонована автором математична модель динаміки руху робота включає опис механічної та електричної підсистем, дозволяє моделювати рух ряду однотипних конструкцій на основі узагальненої й розширеної моделі. У розглядуваній роботі, можливо, вперше, вирішується завдання нагромадження *потенціальної* енергії й перетворення її не *кінетичну* енергію руху робота. При цьому відзначено доцільність застосування акумуляторів механічної енергії, тобто пристроїв нагромадження потенціальної

³ **Динамічна модель** – теоретична конструкція (модель), що описує зміну станів об'єкта. Динамічна модель описує систему з різними акумуляторами енергії у формі математичних операцій інтегрування й диференціювання. Наприклад, потенціальна й кінетична енергія механічного руху об'єкта.

енергії з наступним перетворенням її на кінетичну енергію для здійснення корисної роботи. Технічна реалізація джерела енергії, як зазначає автор, визначається типом механічного накопичувача, враховуючи те, що деяка частина накопиченої енергії йде на компенсацію втрат у процесі перетворення енергії, а в більшості випадків і в режимах зберігання. Така рекомендація має надзвичайно важливе значення для нобільних роботів взагалі й насамперед РДО, в яких використовують автономні джерела живлення з обмеженим ресурсом.

У динамічній моделі, побудованій у роботі А. А. Черепанова [30], описано гібридний спосіб переміщення – вібраційний керований робот для руху по вертикальних феромагнітних поверхнях. Принциповою відмінністю математичного опису є врахування *некулонової* моделі сили тертя, що діє на корпус робота від поверхні переміщення. У дослідженні як привод переміщення робота і його втримання на поверхні руху застосовано двовальний 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.

Динамічну модель робота-альпініста (Climbing Robot) для вертикального переміщення по панелях висотного будинку запропонували автори роботи [31]. Математична модель робота відображає процеси його сходження й, власне, технологічну операцію (очищення поверхні будинку), для чого застосовано 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 і 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, описуваний 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 в разі нахилу осі опорної бази «А» робота до обрію на кут α .

Для обох платформ робота автори [31] на основі рівнянь (1.1) отримали вирази кінетичної T_1 і потенціальної V_1 енергії першої із 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 центра мас першої платформи; J_{1cz} та J_{1cx} – моменти інерції щодо відповідних осей у системі координат Oxy ; $\dot{\varphi}$ та $\dot{\beta}$ – швидкості кутових переміщень φ та β приводів платформи; R та r – радіуси повороту платформи; g – прискорення вільного падіння; α – кут нахилу осі робота до обрію.

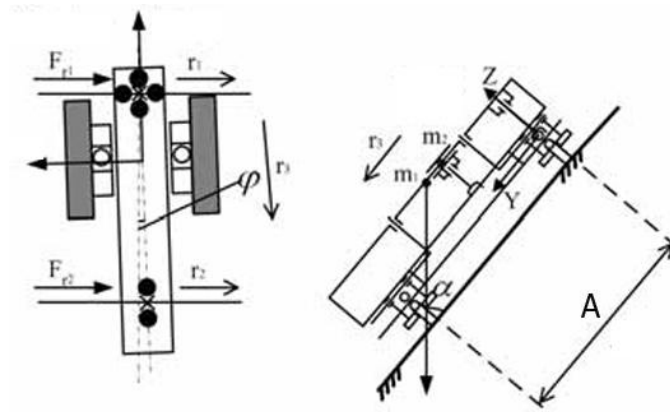


Рис. 1.5. Розрахункова схема робота для очищення складної криволінійної поверхні висотного будинку National Grand Theatre in China

Аналогічно обчислюють кінетичну T_2 і потенціальну 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 виразів (1.2) – (1.5) у функції Лагранжа (1.1) було отримано формули (які тут не наводимо) силового розподілу опорних механізмів зазначених платформ робота, що забезпечує безпеку процесу переміщення робота по вертикальній поверхні.

Правомірність викладеної моделі підтверджена експериментально, однак як у конструкції робота, так і в його моделі, що описує процес руху, не відображено будь-яких розв'язків, спрямованих на зменшення гравітаційного навантаження робота, а запропоновано тільки умови втримання робота на поверхні довільної орієнтації, що залишає завдання енергозбереження, як і раніше, актуальним.

Щодо мобільних роботів із крокуючою трансмісією, розглянемо динамічну модель, запропоновану в роботі А. К. Ковальчука [32], в якій для побудови математичних моделей кінематики й динаміки деревоподібних виконавчих механізмів рекомендується застосовувати метод, оснований на модифікованій системі координат Денавіта–Хартенберга й принципі д'Аламбера. Отримані блоково-матричні рівняння динаміки деревоподібного крокуючого робота враховують зовнішні сили й моменти, що діють на робот, а також сили й моменти від накладених зовнішніх зв'язків у точках його контакту з опорною поверхнею. Запропонований модифікований метод може служити теоретичною основою для проектування виконавчих механізмів і розроблення алгоритмів керування рухом крокуючих роботів. Однак це дослідження, як і попереднє, не враховує проблеми енергетичної ефективності мобільних роботів довільної орієнтації РДО і застосовне до крокуючих роботів класичного виконання, тобто до тих, що не передбачають подолання гравітаційної складової динамічних навантажень під час виконання технологічних операцій.

На відміну від проаналізованих досліджень, у роботі [36] запропоновано динамічну модель скелелазяючого (Climbing Robot) мобільного робота з колісною трансмісією та вакуумною аеродинамічною системою утримання на вертикальній стіні. На основі рівняння руху Udwalia–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 має суттєві обмеження:

- 1) робот для сходження вважається єдиним твердим тілом;
- 2) немає ковзання руху на колесах;
- 3) момент інерції коліс і тертя кочення між колесами і стіною ігноруються;
- 4) сила тертя між ущільнювальним кільцем (для забезпечення зони вакууму) і стіною розподіляється по центру робота, є однорідною і симетричною;
- 5) модель аналізу спрощена як двовимірною (2D-модель).

Введені обмеження 3 – 4 суттєво абстрагують модель, а обмеження 5 не дозволяє адекватно сприйняти енергетичне навантаження мобільного робота. Надалі розглядатимемо моделі 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.

1.3.3. Аналіз моделей енергетичної ефективності РДО

Як зазначено у підрозд. 1.1, вирішення проблеми енергетичної ефективності мобільних роботів, які 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 подано новий підхід до побудови енергетично ефективних планів руху. Розроблена модель припускає обчислення енергетичних витрат для різних маршрутів, швидкостей, прискорень і гальмування на поворотах. Виконано порівняння для трьох типових траєкторій (рис. 1.6): лінії сканування, архімедової та квадратної спіралей.

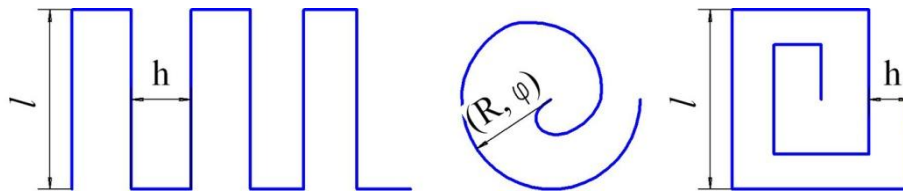


Рис. 1.6. Траєкторії руху мобільного робота

Як критерій ефективності обрано відношення площі покриття до загальних витрат енергії руху робота. Наприклад, для маршруту (рис. 1.6) 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 розуміють суму потужностей усіх двигунів k мобільного робота, які підлягають мінімізації:

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

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

Порівняно із класичними моделями оптимізації траєкторії переміщення мобільних роботів (які популярні й загальновідомі, тому тут їх не наведено) такий підхід дозволяє мінімізувати енергетичні витрати при покритті роботом з колісною трансмісією максимально можливої площі обслуговування. Однак у цій роботі не запропоновано рекомендацій із забезпечення енергетичної ефективності, власне, конструкцій мобільних роботів, зокрема і РДО, у технологічному просторі.

Як зазначено у підрозд. 1.2, підсистеми зчеплення з поверхнею руху, як і підсистеми приводів, визначають енергетичну ефективність мобільних РДО, тому цікавий інший методологічний підхід до моделювання умов зчеплення мобільного робота з поверхнею довільної орієнтації, запропонований у роботі [34]. Метод оснований на елементах міцності з теорії опору матеріалів – модель сил $F_{x,y,z}$ у системі координат XYZ ділянки контакту робота з поверхнею переміщення подана системою рівнянь, що визначають нормальні σ_y і 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 – ширина й висота контактуючої поверхні відповідно.

Для забезпечення гарантованого зчеплення робота з поверхнею переміщення обчислюють 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 порівнюється із граничним значенням напруги σ_T – під час розтягання $\sigma_M(\sigma_y \geq 0) \geq \sigma_T$ й під час стискання $\sigma_M \geq \mu\sigma_y + \sigma_T$ поверхні контакту (де μ – коефіцієнт тертя ковзання). Така модель дозволяє контролювати міцність зчеплення педипуляторів робота з поверхнею переміщення, однак у ній не відображено ані динамічних, ані енергетичних критеріїв оцінювання стійкості мобільного робота на поверхні довільної орієнтації, що має принципове значення для енергоефективності РДО.

У роботі [35] запропоновано критерій енергетичної ефективності у вигляді показника питомої потужності мобільного робота – прості математичні моделі або «шаблони» локомоції наближені до руху тварин. Інакше кажучи, запропоновано біотехнічні моделі для синтезу дизайну роботів. Дослідження описують біологічний шаблон для динамічного вертикального переміщення, оцінюють можливість адаптації його до побудови вертикального «працюючого» робота та надають результати моделювання, які припускають, що механічні й контрольні зміни положення робота приводять до швидкого стійкого положення під час вертикального переміщення. При цьому зберігаються характерні рухи тіла й сили ніг, обумовлені шаблоном руху тварин. Ці зміни безпосередньо перенесені на конструкцію робота і дозволяють йому працювати з комерційно доступними сучасними приводами. Безумовно, створення біотехнічних конструкцій мобільних роботів наближає розв'язок завдання їх енергетичної ефектив-

ності, однак у розглядуваній роботі, крім рекомендації синтезу біотехнічних механізмів, не запропоновано методик розрахунків або, принаймні, оцінок енергетичних витрат мобільних РДО.

1.4. Аналіз технічних розв'язків дослідних зразків РДО

Виокремимо найбільш перспективні експериментальні зразки мобільних РДО, здатних виконувати технологічні операції. Енергетична ефективність РДО (підрозд. 1.1), суттєво залежить від типу трансмісії робота – крокуючої, колісної чи інерційної. Не менший вплив на використання ресурсу автономних джерел живлення має й система зчеплення з поверхнею переміщення, якій притаманна різноманітна орієнтація до об'єкту технологічного простору.

Наявність експериментальних зразків мобільних роботів [7, с. 4–11], в яких застосовано різноманітні засоби зчеплення з поверхнею переміщення, не усуває проблеми 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 роботів

Попри 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 отже і зменшенню гравітаційного навантаження, що має принципове значення для мобільних РДО.

Мобільний робот [9, с. 67–78] з важільною трансмісією, на шарнірах якої встановлено електроприводи, а як систему зчеплення застосовано вакуумні захоплювачі (рис. 1.7), дозволяє здійснювати ефективний перехід з горизонтальної на вертикальну поверхню переміщення. Однак трансмісії цього робота притаманна велика кількість двигунів, що, не сприяє енергозбереженню його приводів. Суттєвою ознакою мобільного робота «Boston Dynamics» (рис. 1.8) є наявність пласкопаралельних педіпуляторів, оснащених голчастими механічними захоплювачами [10, с. 2]. Ці властивості дають змогу переміщення робота як у циліндричній системі координат, притаманній таким об'єктам, як дерева (рис. 1.8, а) чи стовпи ліній електропередач або трубопроводу, так і у прямокутній декартовій системі координат, що необхідно для обслуговування висотних будівель (рис. 1.8, б).

Досить ефективній конструкції мобільного робота для обслуговування деревних масивів – для відеоспостереження і діагностики – присвячено дослідження, результати яких викладено в монографії [11, с. 39, 61]. Робот (рис. 1.9, *a*) оснащений механічними захоплювачами для зчеплення з поверхнею стовбура дерева та приводом поздовжнього руху у вигляді двигунів, що переміщують корпус робота та згинають пружні стержні для довільної орієнтації робота на гілках та стовбурі дерева.

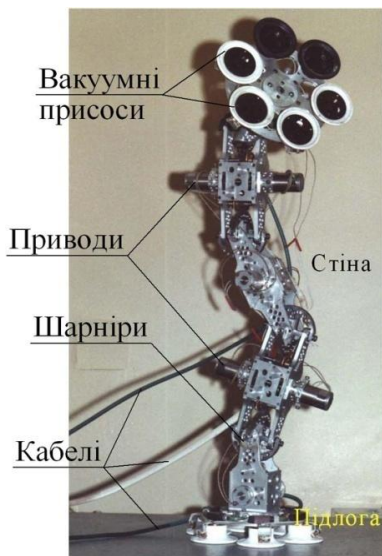


Рис. 1.7. Мобільний робот ІПМ ім. О. Ю. Ішлінського (РАН)

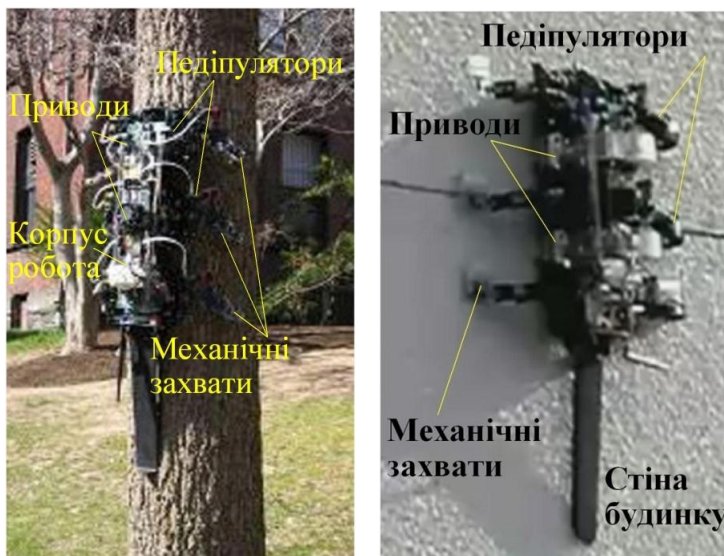
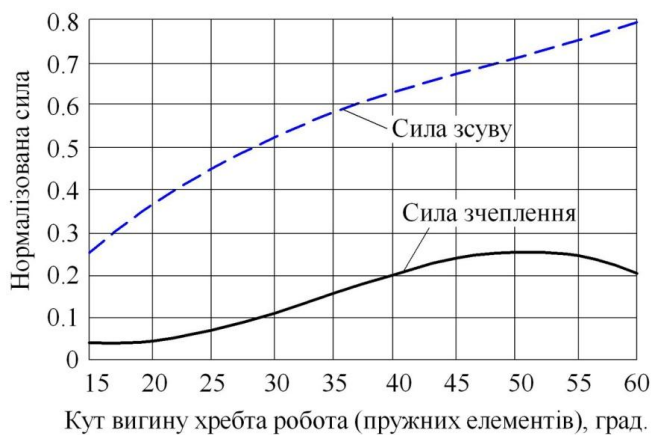


Рис. 1.8. The RiSE Climbing Robot (Boston Dynamics, Cambridge, USA) під час переміщення по дереву (*a*) та по стіні (*б*)



a



б

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

Завдяки застосуванню магнітних ланцюгів Як видно із графіків на рис. 1.9, б, завдяки залежностям між кутом вигину хребта робота, силою зчеплення та зусиллями зсуву [38] приводи робота забезпечують надійне утримання його на поверхні переміщення за досить широкого діапазону кута вигину $15^\circ \dots 60^\circ$ корпусу із пружних стержневих елементів. Отже, з'являється можливість довільної орієнтації робота у виконанні таких несилкових технологічних операцій, як відеоспостереження та діагностика стану дерев.

Відаючи належне оригінальності конструкцій наведених моделей, слід зауважити, що роботи з механічним зчепленням мають підвищену надійність, але їх приводи вимагають застосування редукції, що збільшує вагу робота, а отже і його гравітаційне навантаження, для компенсації якого доцільно використовувати системи нагромадження й перетворення енергії руху [37] (динамічну модель такої системи детально описано у підрозд. 2.4.2).

На відміну від попередніх дослідних зразків РДО у крокуючому роботі, зображеному на рис. 1.10, для зчеплення з поверхнею переміщення використовують ефект *адгезії* – стопа робота оснащено липким матеріалом, який дозволяє роботу-павуку прилипати до вертикальної поверхні.

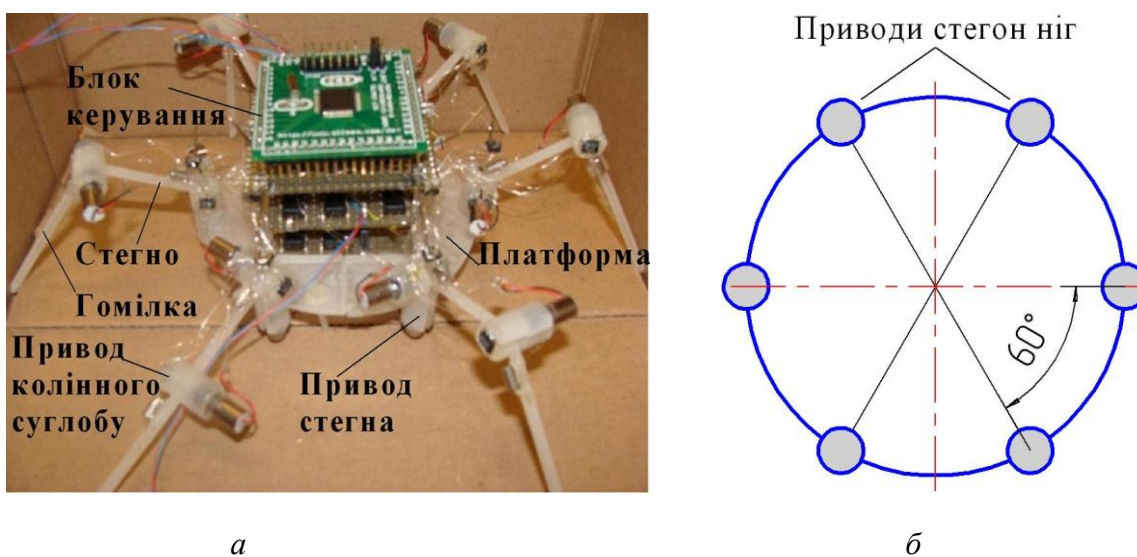


Рис. 1.10. Експериментальний зразок робота-гексапоїда (а) та схема його приводів (б)

Робот-гексапоїд був розроблений Yasong Li in Carlo Menon's laboratory at SFU [39]. Конструкція робота відображає біотехнічний напрям побудови мобільних РДО. Віддаючи належне біотехнічним конструкціям, слід зауважити, що вони зазвичай мають низьку міцність конструкції, а тому майже непридатні для виконання силових технологічних операцій, хіба що можуть бути застосовані для моніторингу чи відео-

спостереження. Крім того, використання адгезії для зчеплення з поверхнею переміщення суттєво уповільнює рух робота, що обмежує застосування подібних роботів у 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 із пневматичними мускулами (рис. 1.11) та кінематичною цепною передачею шарнірних суглобів витримує значні технологічні навантаження, утримуючись на поверхні довільної орієнтації потужними вакуумними присосами [40]. Аналогічну структуру має мобільні роботи для оброблення фюзеляжів літаків [41], але в них замість пневматичних мускулів у кожному суглобі встановлено електромеханічний привід (рис. 1.12). В обох випадках використано приводи для кожного окремого суглоба кінематичного ланцюга ніг роботів, що, звісно, збільшує гравітаційне навантаження на мобільний робот.

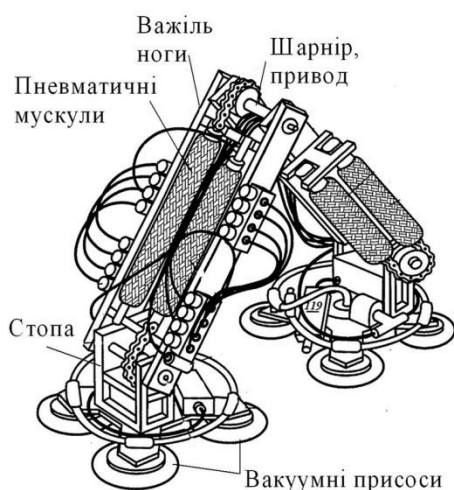


Рис. 1.11. Крокуючий мобільний робот із пневматичними мускулами [40]

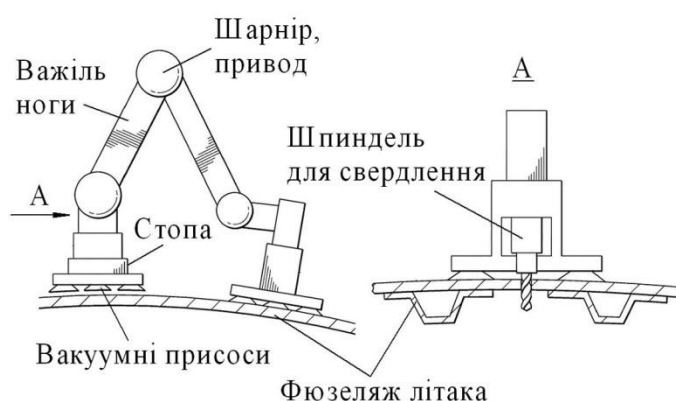


Рис. 1.12. Мобільний робот для обробки фюзеляжу літака [41]

1.4.2. Дослідні зразки РДО з колісною трансмісією

Мобільні РДО з колісною трансмісією найкращим чином підходять для виконання транспортних операцій, чому сприяє підвищена швидкість їх переміщення. Водночас їм притаманний такий недолік, як розподілення системи приводів руху та підсистеми утримання робота на поверхні переміщення, що також викликає збільшення гравітаційного навантаження. Так, наприклад, принципово іншу систему утримання робота на поверхні переміщення, за допомогою генератора вакууму, запропоновано в конструкції робота CCNY Robotics Lab City University New York

(рис. 1.13), що відображено в дослідженнях [7, с. 35]. Автономний генератор вакууму створює зону зниженого тиску між корпусом робота і поверхнею переміщення, за рахунок чого робот і утримується на поверхні, а трансмісія у вигляді колісної бази дозволяє роботу досягати досить високої швидкості руху. Аналогічний принцип застосування колісної трансмісії з генератором вакууму закладено у висхідному транспортному роботі [42], кузов якого укомплектований 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.



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

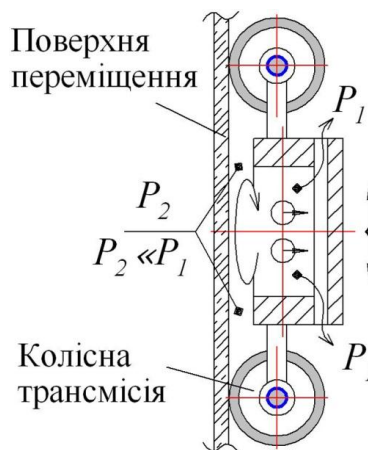


Рис. 1.14. Висхідний транспортний робот із турбогенератором вакууму

У результаті потоку газу високого тиску P_1 , що створюється двигуном між корпусом робота і поверхнею переміщення, утворюється зона зниженого тиску P_2 (завдяки відомому у техніці ежекційному ефекту), що дозволяє роботу долати гравітаційну силу тяжіння. Однак якщо на шляху робота трапляється перешкода у вигляді різкого перепаду топології поверхні переміщення (наприклад, перехід 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 у просторі.

1.4.3. Технічні розв'язки магнітних імпульсних РДО

Магнітні імпульсні РДО як різновид транспортних приваблюють такими показниками, як швидкодія та простота конструкції, хоча й мають суттєве обмеження – поверхня переміщення повинна мати феромагнітні властивості. Перспективними галузями застосування таких РДО є металеві трубопроводи нафтових та газових мереж, а також металеві конструкції високовольтних ЛЕП.

Ефективним розв'язком є транспортний робот [43], що містить колісну трансмісію, магнітні ланцюги та пружні демпфери (рис. 1.15). Робот має спроможність пересуватися на поверхнях з нерівностями, а наявність пружних демпферів сприяє гасінню енергії ударів, тобто зменшує динамічне навантаження, що є суттєвим для мобільних роботів, які долають гравітаційне навантаження під час пересування по поверхнях довільної орієнтації.

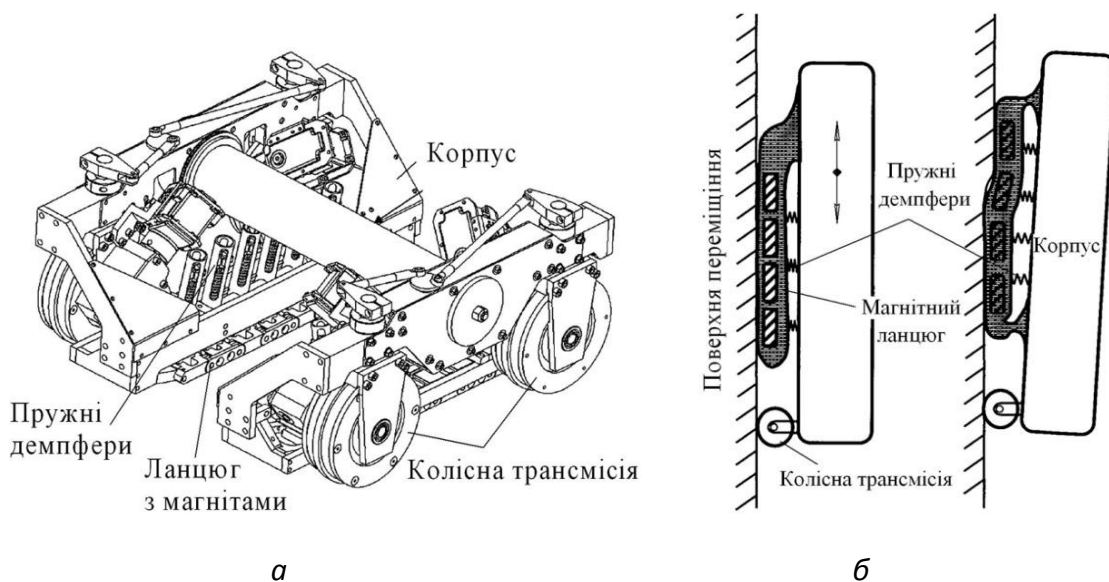


Рис. 1.15. Висхідний транспортний робот з магнітними ланцюгами (а) та схема його переміщення (б)

Не менш ефективним технічним розв'язком є мобільний транспортний пристрій для руху по вертикальних металевих поверхнях [44]. Після подавання напруги на приводи дебалансів (рис. 1.16) ці приводи починають обертовий рух і створюють вертикальне інерційне зусилля F . Це досягається синфазним обертанням дебалансів ω у протилежних напрямках. На електромагніт подається синусоїдальна напруга із частотою, рівною частоті обертання ω дебалансів. Між гармонійною інерційною силою та синусоїдальною живлячою напругою може існувати різниця фаз. За умови періодичної подачі на електромагніт напруги корпус пристрою так само періодично притискається до поверхні переміщення. Коли електромагніт не притискає корпус, сила тертя мінімальна й інерційне зусилля F спрямоване вгору. Коли ж інерційне зусилля спрямоване вниз, на електромагніт подається напруга, корпус притискається до поверхні переміщення, унаслідок цього сила тертя не дає пристрою впасти вниз.

Описаний технічний розв'язок дозволяє підвищити мобільність транспортного пристрою. Віддаючи належне таким показникам, 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, у розглянутих вище технічних рішеннях не запропоновано конструкцій, які б забезпечували підвищення енергетичної ефективності мобільних РДО та зменшення гравітаційного навантаження.

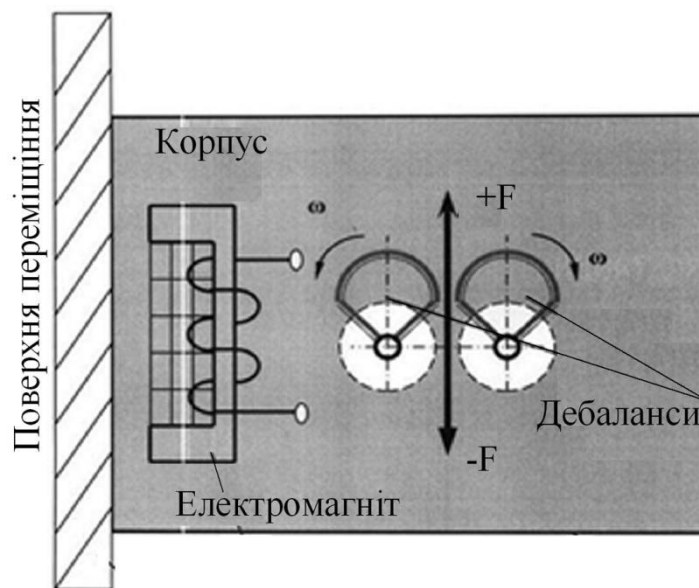


Рис. 1.16. Мобільний транспортний пристрій для руху по вертикальних металевих поверхнях

1.5. Мобільні РДО як багаторівнева технічна система

Аналізуючи перспективність 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 їх промисловій реалізації хоча б на серійному рівні.

У першому наближенні таке завдання може бути вирішене, якщо мобільні РДО подавати як багаторівневу технічну систему (ТС) й на першому етапі відобразити структурні, а потім і функціональні зв'язки усіх підсистем мобільних роботів. Подання мобільних РДО у вигляді багаторівневої ТС виконане вперше щодо раніше проведених досліджень. Такий підхід дозволить спочатку вирішити завдання керування структурним синтезом РДО, а потім і параметричним синтезом, що вкрай важливо для створення інженерних методик їх проектування як предтечу промислового освоєння мобільних РДО у 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]. Згодом методи структурно-параметричного аналізу і синтезу були розвинені в роботах Я. Дитріха [46], Дж. К. Джонса [47] і модифіковані в роботах В. М. Одріна й С. С. Картавова [48, 49]. Прикладами практичного застосування зазначених методів можуть служити роботи Ю. Н. Кузнецова [50], В. М. Капустяна і Ю. А. Махотенко [51].

Морфологічний метод оснований 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 обирають альтернативні варіанти, тобто можливі варіанти його виконання або практичної реалізації. Комбінуючи їх між собою, можна отримати безліч різних розв'язків, зокрема й цікаві для промисловості. Суть методу полягає в побудові морфологічної таблиці та заповненні її альтернативними ознаками, після чого обирають найбільш ефективні розв'язки відповідно до визначених технічних умов. Також обирають критерій якості, що найкраще відповідає технічному завданню.

Вибір найбільш ефективних технічних розв'язків передбачає два етапи:

1. *Визначення кількості можливих технічних розв'язків.* На цьому етапі з морфологічної таблиці обирають найбільш прийнятні або ефективні комбінації технічних розв'язків з великої кількості комбінацій, розраховуючи кількість можливих варіантів, які можна синтезувати на основі морфологічної таблиці.

2. *Скорочення кількості альтернативних варіантів.* Найбільш ефективні технічні розв'язки з безлічі всіх можливих варіантів можна обрати послідовним скороченням за рахунок вилучення найменш ефективних і найменш перспективних технічних розв'язків.

Вирішення завдання структурно-параметричного синтезу щодо мобільних роботів виконано у розд. 2. Зазначимо, що вирішення завдань параметричного синтезу багаторівневих ТС закінчується пошуком *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 та діапазоном варіювання незалежних змінних, а також і тим, що рівні синтезу ТС включають різні за призначенням і складом підсистеми функціональних пристроїв. Причому слід враховувати, що діапазони варіювання незалежних змінних – це технічні характеристики зазначених підсистем, що наперед визначені технічним завданням, оснований на проми-

словій доцільності, й відповідають як сфері експлуатації РДО, так і режимам їх функціонування під час виконання різноманітних технологічних операцій.

1.6. Аналіз методів оптимізації багаторівневих технічних систем як засобів параметричного синтезу РДО

Подання мобільних РДО у вигляді багаторівневої технічної системи і вирішення завдань структурного аналізу та синтезу їх підсистем не вичерпує проблем керування синтезом мобільних РДО, оскільки неминуче приводить до необхідності вирішувати завдання *параметричного* синтезу РДО на основі розв'язку *багатокритеріальних* задач прийняття рішень. Застосування методів розв'язання 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.

Надалі перед постановкою завдання параметричного синтезу РДО спочатку виконуватимемо аналіз наявних методів оптимізації багаторівневих ТС іншого призначення і змісту, однак таких, що добре зарекомендували себе у сфері моделювання і керування.

У класичній інтерпретації теорія *багатокритеріальної* оптимізації передбачає розв'язок задачі прийняття рішень одночасно за декількома критеріями [53, 54]. У загальному вигляді математичну модель багатокритеріальної оптимізації можна подати так: знайти числа x_1, x_2, \dots, x_n , що задовольняють систему 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, а множина точок $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, що задовольняють зазначену систему, утворює припустиму область $D \subset R^n$. Елементи множини D називають припустимими розв'язками або альтернативами, а числові функції f_k , $k = 1, 2, \dots, K$ – цільовими функціями або критеріями, заданими на множині D . У цьому формулюванні задачі є K цільових функцій, які відображають множину $D \subset R^n$ у множині $F \subset R^k$, яку називають *множиною досяжності*. У векторній формі наведену математичну модель можна записати у такий спосіб: $f(X) = (f_1(X)) \rightarrow \max$ за $X \in D$, де $f(x)$ – вектор-функція аргумента $X \in D$.

Уперше проблема багатокритеріальної оптимізації виникла в італійського економіста В. Парето у 1904 році під час математичного дослідження товарного обміну. Надалі інтерес до проблеми багатокритеріальної оптимізації зростав у міру розроблення й використання обчислювальної техніки, і згодом стало зрозуміло, що багатокритеріальні задачі виникають також і в техніці, наприклад у проектуванні складних ТС [53]. На відміну від задач оптимізації з одним критерієм, багатокритеріальній оптимізації властива невизначеність цілей, що пояснюється рідкістю розв'язків, коли кілька цільових функцій досягають максимуму, тому з математичного погляду задачі багатокритеріальної оптимізації є невизначеними і рішенням може бути тільки компромісний розв'язок. Тому надалі під час вирішення завдань параметричного синтезу мобільних РДО доцільно використовувати визначення «квазіоптимальний⁴ 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 проводять пошук оптимуму. Проте зменшення розмірів допустимої області не спрощує процедуру пошуку оптимуму, а, навпаки, ускладнює її, оскільки ряд методів оптимізації не можна використовувати, якщо є обмеження. При цьому може порушуватись основна умова, згідно з якою оптимуму має бути досягнуто у стаціонарній точці, що характеризується нульовим градієнтом.

Таким чином, клас досліджуваних методів має бути спрямований на знаходження умовного (найчастіше спостережуваного) екстремуму. Крім того, оскільки ієрархічна система є складною, цільові функції часто є нелінійними і багатofакторними, що, у свою чергу, ускладнює вибір методу оптимізації.

Очевидно, що багаторівневій ТС притаманна ієрархія, а отже, обов'язкова наявність декількох цільових функцій, що характеризують рівні ТС. Інакше кажучи, завжди буде наявне завдання багатоцільової оптимізації. Уперше ієрархічну оптимізацію визначили Брекен і МакГілл (США) [56, 57] як узагальнення математичного програмування. У цьому контексті область обмежень визначається серією завдань оптимізації, які мають бути вирішені згідно із заздалегідь визначеним 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 $h_i(x) = \min_{v^i \in V^i} g^i(x, v^i) \geq 0, i = 1, \dots, n$. Різновидами цього завдання є пошук декількох векторів, що залежать від множини факторів, які характеризують ТС.

⁴ **Квазіоптимальний** – близький до оптимального; такий, який може використовуватися як оптимальний у практичних цілях.

Відомо, що завдання багатоцільової оптимізації передбачає облік множини характеристик ТС, наприклад таких, як продуктивність, точність, ефективність роботи, виробничі витрати і споживання енергії під час експлуатації системи тощо. В ієрархічній структурі оптимізації ознаки на більш низьких рівнях групуються в об'єкти оптимізації на основі вхідних і вихідних відносин між ознаками. Завдання оптимізації обробляють послідовно від нижнього ієрархічного рівня до більш високих рівнів, і на кожному рівні результати оптимальних (коректніше – квазіоптимальних) розв'язків переносять на наступний найвищий рівень, доки не досягають оптимального за Парето розв'язку [58], встановленого для робочих характеристик ТС на найвищому рівні. Цей метод дозволяє отримувати ефективні розв'язки із глобальної точки зору для конструкцій виробів, що мають складні оцінні характеристики. У підсумку досягають реалізації поліпшених проектних розв'язків, основаних на детальному аналізі ієрархічних структур оптимізації.

Концептуальну схему взаємозв'язку між основною характеристикою продуктивності, для якої потрібне більше значення з вимогою більш низької вартості виробництва, зображено на рис. 1.17. Затінена ділянка відповідає допустимій області, утвореній проектними розв'язками, які можуть бути реалізовані з використанням відомих технологій і знань. Лінія PQ відповідає набору оптимальних розв'язків Парето, тобто глобальних оптимальних розв'язків, що досягаються одночасною оптимізацією всіх пов'язаних характеристик. Конструктори ТС найчастіше шукають практичні розв'язки на лінії оптимальних розв'язків Парето, однак якщо набір параметрів оптимального розв'язку за Парето, поданий PQ , не може бути отриманий, то можливі розв'язки у межах допустимої області окреслені лінією P^1Q^1 , але вони далекі від глобальної лінії оптимального розв'язку за Парето і тому мають сумнівну корисність.

Якщо цільові функції є нелінійними і багатофакторними, а це притаманно такій ТС, як РДО, то з-поміж класичних методів нелінійної умовної оптимізації можна виділити метод множників Лагранжа з використанням умови Каруша–Куна–Таккера [59]. У цьому методі необхідною умовою знаходження екстремуму є вираз

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

де $z = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ – цільова функція, а $g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq b_i$ ($i = \overline{1, m}$) – функція обмежень. Застосування цього методу для знаходження екстремумів цільових функцій описаної вище РДО як ТС можливе, якщо досліджувана функція, що характеризує певний рівень ТС, є неперервною диференційованою. Слід зауважити, що метод оптимізації має приводити до кінцевого результату з найменшими ви-

тратами на обчислення і давати можливість отримати найбільший об'єм інформації про шукане рішення.

У підрозд. 1.1 було зазначено, що функціонування РДО обумовлене типом середовища експлуатації та змістом технологічного процесу, які можна розділити на дві категорії – детерміновані й недетерміновані. 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 недетермінованих середовищах практично неможливо здійснити їх організацію, до них відносять гіпотетично можливі зони експлуатації РДО, створювані аварійними ситуаціями як у природних умовах, так і в разі руйнування промислових середовищ, наприклад будинків і споруд. Саме тому мобільні роботи і є новим видом техніки для провадження робіт у недетермінованих умовах.

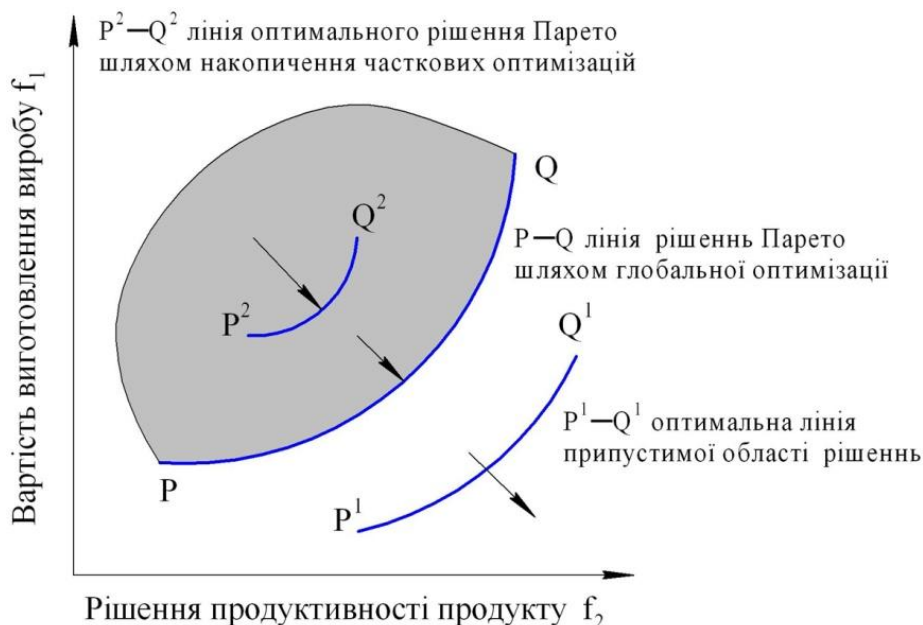


Рис. 1.17. Концептуальна схема взаємозв'язку між продуктивністю й вартістю виробництва продукту [56]

Таким чином, можна використовувати методи пошуку екстремуму в умовах невизначеності. Ці методи застосовують переважно для класу таких задач:

- 1) цільова функція не має аналітичного виразу;
- 2) максимальне або мінімальне значення цільової функції у відповідній точці

X^* можуть бути отримані проведенням ряду однорідних експериментів, кількість яких обмежена.

Звісно, застосування цих методів можливе і в тих випадках, коли вид залежності $z = f(X)$ відомий, але аналітичні методи розв'язання задачі з якихось причин застосувати не вдається. Одним із таких методів є метод Фібоначчі для пошуку екстремуму функції. Реалізація цього методу пов'язана з використанням послідовності цілих чисел, відкритої італійським математиком Фібоначчі [60], яка 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 у табл. 1.3. Коефіцієнти при L_N та ε у формулах таблиці утворюють послідовність чисел Фібоначчі. Використовуючи це, можна навести загальний запис виразу L_q (нижній рядок табл. 1.3), 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

Послідовність чисел Фібоначчі

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, що $x_1 = 1 - L_2$, 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 випливає, що зробити перший крок тут можна лише тоді, коли відоме число N , тобто $x_1 = x_1(N)$. Це є недоліком, що ускладнює для ряду випадків розв'язання задачі через неможливість змінити N після початку експериментів.

Оптимізації ієрархічних систем присвячено роботу [61], в якій запропоновано модель багаторівневого математичного програмування з такою постановкою 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,

$$R^n \in x^k = (x_1^k, x_2^k \dots x_{n_k}^k) \quad k = 1, 2 \dots r,$$

де $\sum_{k=1}^r n_k = n$, і максимізувати функцію $f(x)$, варіюючи тільки $x^k \in R^{n_k}$ з фіксацією значень $x^{k+1}, x^{k+2} \dots, x^r$ у просторі $R^{n_{k+1}} \times R^{n_{k+2}} \times R^{n_r}$, тобто

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

Тоді завдання оптимізації першого рівня можна записати так:

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

Можливу область $S = S^1$ значень змінних визначають на першому рівні системи, тоді для розв'язку P^1 у P_1^n за 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 відшуковують максимум функції $f_2(x)$ варіюючи $x^2 \rightarrow Var$ за фіксованих значень $x^3, x^4 \dots, x^r$. Таким чином, формується завдання для 2-го рівня технічної системи:

$$(P^2) \left\{ \begin{array}{l} \max f_2(x) : \{(x^2, x^3, x^4 \dots, x^r)\} \\ x \in S^2 \end{array} \right\}. \quad (1.15)$$

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

$$(P^k) \left\{ \begin{array}{l} \max f_k(x) : \{x^k, x^{k+1}, \dots, x^r\} \\ x \in S^k \end{array} \right\}. \quad (1.17)$$

Вираз (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 виразом

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

Інакше кажучи, таким чином створюється «колекція» вкладених математичних задач оптимізації взаємозалежних рівнів технічної системи. Аналоги такого підходу досить докладно викладені у роботах [62, 63].

Віддаючи належне ефективності і практичній доцільності розглянутих методів багатокритеріальної оптимізації ієрархічних ТС для параметричного синтезу такої технічної системи, як мобільні РДО, слід, однак, зазначити, 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, основанийу 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, зокрема й мобільних РДО, розуміють цілеспрямоване керування параметрами структурно-параметричного синтезу як автоматизованого процесу.

Цілеспрямованість керування розумітимемо так: усі підсистеми (див. підрозд. 1.2) мобільного РДО, зокрема й підсистеми переміщення та зчеплення, подані як взаємопов'язані рівні структури РДО, що відображені формалізованим описом у

вигляді динамічних моделей та функціоналів оптимізації технологічних режимів чи конструктивних параметрів, що, у свою чергу, характеризують кожний рівень мобільного РДО як багаторівневу технічну систему (див. підрозд. 1.5). Точніше, функціонали підсистеми переміщення (приводи і трансмісії) мають як критерій оптимізації енергетичні показники (потужність привода, ємність автономних джерел живлення), а для підсистем зчеплення робота з поверхнею переміщення критеріями оптимізації обрано такі показники, як сила зчеплення, що протидіє гравітаційному навантаженню на робот, потужність чи крутний момент привода 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 як фактор цільової функції) забезпечує цілеспрямоване керування синтезом мобільних РДО (власне, алгоритми цілеспрямованого керування наведено в підрозд. 2.4.1, 3.2, 3.3 та 3.4).

На попередньому етапі доцільно констатувати необхідність розробити *стратегію синтезу* такого нового класу роботів, як мобільні РДО, основаному на певних принципах, що будуть викладені у розд. 3, 4, 5.

Стратегію активного синтезу слід розуміти 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].

Аналіз статичних, кінетостатистичних і динамічних моделей мобільних РДО підтверджує раціональність їх використання як передумову для розроблення інженерних методик синтезу РДО.

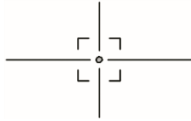
На відміну від описаних моделей, моделі енергетичної ефективності мобільних роботів містять критерії оцінювання їх енергоефективності, однак у цих критеріях не надано будь-яких методичних рекомендацій або, принаймні, схемотехнічних розв'язків, спрямованих на зниження гравітаційного навантаження, що має принципове значення саме для мобільних роботів, отже проблема керування синтезом РДО залишається актуальною.

Розглянуті технічні розв'язки найбільш перспективних дослідних зразків мобільних РДО сприяють подоланню дестабілізуючої гравітаційної складової. Подання мобільних РДО у вигляді багаторівневої ТС указує на актуальність розв'язку завдань керування їх структурно-параметричним синтезом.

Контрольні запитання

1. Назвіть основні сфери експлуатації мобільних роботів.

2. Наведіть структуру підсистем мобільних РДО.
3. У чому полягає статичний і кінетостатичний аналіз мобільних роботів?
4. Які параметри відображає динамічна модель мобільного робота?
5. Якими показниками відображають енергетичну ефективність мобільних роботів?
6. Наведіть приклади технічних розв'язків мобільних РДО.
7. Дайте визначення багаторівневої ТС.
8. Які методи оптимізації багаторівневих ТС вам відомі?



РОЗДІЛ 2

Структурно-параметричний синтез мобільних роботів

Розглянемо новий напрям синтезу мобільних РДО, започаткований на основі такої аксіоми⁵: зменшення енергетичних витрат підсистем мобільних роботів приводить до зниження їх гравітаційного навантаження в сукупності динамічних навантажень, як технологічних, так і транспортних. Реалізація такого підходу забезпечує надійність утримання мобільних РДО в технологічному просторі незалежно від топології поверхні переміщення та виду технологічних операцій, параметри яких домінують у загальній динаміці мобільного робота.

У методології створення мобільних РДО слід враховувати три основоположні принципи цілеспрямованого керування їх параметрами та технологічними режимами функціонування [76]:

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

Принцип 2. Інтеграції приводів робота для руху заданим маршрутом. 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 з одночасним зменшенням потужності приводів руху та зчеплення робота з поверхнею переміщення.

Як інструментальне забезпечення реалізації принципів синтезу мобільних РДО будемо застосовувати класичні методи моделювання, що досить добре зарекомендували себе в інших сферах 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

⁵**Аксіома** (від дав.-гр. $\xi\omega\mu\alpha$ «твердження, положення») або **постулат** – вихідне положення якої-небудь теорії, прийняте у межах цієї теорії істинним без вимоги доказу й використовуване у **доказі** інших її положень.

оптимізації [72], спрямованої на отримання квазіоптимальних технічних розв'язків, а також удосконаленому методу оптимізації багаторівневих ієрархічних систем [73].

2.1. Морфологічний аналіз мобільних РДО на рівні інтеграції

Створення морфологічної моделі РДО передувало реалізації описаних вище принципів синтезу мобільних роботів як класу робототехнічних систем технологічного призначення. Метою і нагальною потребою побудови зазначеної моделі є синтез придатних для експлуатації у промислових умовах проектно-конструкторських розв'язків мобільних РДО у технологічному просторі.

Для моделювання процесів функціонування і параметрів такої предметної області, як технологічні РДО, морфологічні методи мають бути доповнені методами *математичного* моделювання (див. розд. 3, 4 та 5 цього підручника). Тут побудємо морфологічну модель мобільних РДО на рівні інтеграції їх підсистем і областей експлуатації, які їм відповідають (див. табл. 1.1 і рис. 1.2 та 1.17). Щодо структури слід зазначити, що блоки живлення є невід'ємними підсистемами мобільних РДО та *інваріантні*⁶ до виконавчих підсистем, які підлягають морфологічному аналізу та наступному синтезу їх конструкцій. Це пояснюється тим, що автономні джерела живлення (літієві, кислотні або навіть сонячні батареї), жодною мірою не визначають конструкції трансмісії або привода. Те саме стосується й систем навігації – дистанційного радіокерування, або GPS (*Global Positioning System* – система глобального позиціонування, супутникова система навігації), які є також інваріантними за виконанням не лише до виконавчих органів РДО, а й до галузей експлуатації мобільних РДО. Щодо підсистем сенсорної інформації аналізу навколишнього технологічного середовища (зокрема й довільної орієнтації) на апаратному рівні, то їх синтез належить до теорії приладобудування.

Модифікація методу морфологічного аналізу згідно з рекомендаціями С. В. Акімова [74] полягає в такому: спочатку в результаті морфологічного аналізу визначають простір пошуку, який називають морфологічною множиною, що обов'язково має містити шуканий розв'язок (структуру об'єкта), а потім звужують цей простір, шукаючи рішення, яке є елементом морфологічної множини. Для моделювання знань предметної області використовуються моделі чотирьох рівнів – М1, М2, М3 та М4.

⁶**Інваріант** (від фр. *invariant* «незмінний») – властивість, що залишається незмінною під час перетворень певного типу.

Модель М1, або модель морфологічної множини рівня ідентифікації, однозначно ідентифікує пристрій *без його специфікації*. Вона відповідає морфологічному І/АБО-дереву для випадку морфологічної множини та морфологічному І-дереву з виродженими вершинами АБО для елементів морфологічної множини технічної системи – це модель рівня *ідентифікації*.

Модель М2, або модель морфологічної множини, дозволяє отримати *специфікацію*, що однозначно описує будь-який пристрій розглянутого класу, тому й модель буде рівня специфікації.

Модель М3, модель класу пристроїв або універсальна модель – модель усього класу пристроїв, що дозволяє аналізувати будь-який конкретно взятий пристрій класу розглянутої технічної системи.

Модель М4 інтегрує знання розглянутої предметної області. Вона є моделлю класу пристроїв М3, але доповнена експертними знаннями із предметної області, що дозволяють проводити синтез.

Отже, 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 та класу об'єктів мобільних роботів

Процедура моделювання морфологічної множини та класу об'єктів мобільних роботів в її класичній реалізації найперше передбачає побудову морфологічного І/АБО-дерева об'єкта аналізу, який описує всю морфологічну множину, що підлягає розгляду. Але оскільки в цьому випадку треба подати конкретні об'єкти множини РДО у вигляді їх елементів, то згідно з рекомендаціями (див. підрозд. 2.1) визначимо ребра (гілки), що відповідають значенням класифікаційних ознак мобільних РДО. Після вибору значень класифікаційних ознак з АБО-вершин буде виходити лише по одному ребру (одній гілці) для кожного обраного значення ознак системи, а сама вершина виявиться виродженою. Виконавши таку операцію для всіх необхідних АБО-вершин, отримаємо морфологічне І-дерево з виродженими АБО-вершинами, яке однозначно ідентифікує наш об'єкт дослідження – РДО як технічну систему, що підлягає аналізу. Щодо І-вершин зазначимо, що вони, як і у випадку І/АБО-дерева, будуть персоніфікувати *агрегацію* об'єктів. Тому інформацію про морфологічну множину компонентів РДО доцільно подати не у вигляді дерева, а у вигляді морфологічного графа (рис. 2.1).

Рекомендації, описані в [100, 101], дають можливість коректно відобразити на графі співвідношення впливу морфологічних ознак одна відносно одної. Це ще раз

підтверджує обґрунтовану вище правомірність винесення за межі морфологічного графа підсистем живлення, навігації та сенсорів через їх інваріантність щодо виконавчих органів мобільних РДО. Тим більше, що тут морфологічний аналіз тільки передуює морфологічному та параметричному синтезу конструкцій виконавчих підсистем, який буде розглянуто далі. Поданий у вигляді графа на рис. 2.1 склад морфологічних ознак зумовлений ще й такою методологічною послідовністю керування синтезом: «морфологічний аналіз → структурний аналіз → параметричний синтез».

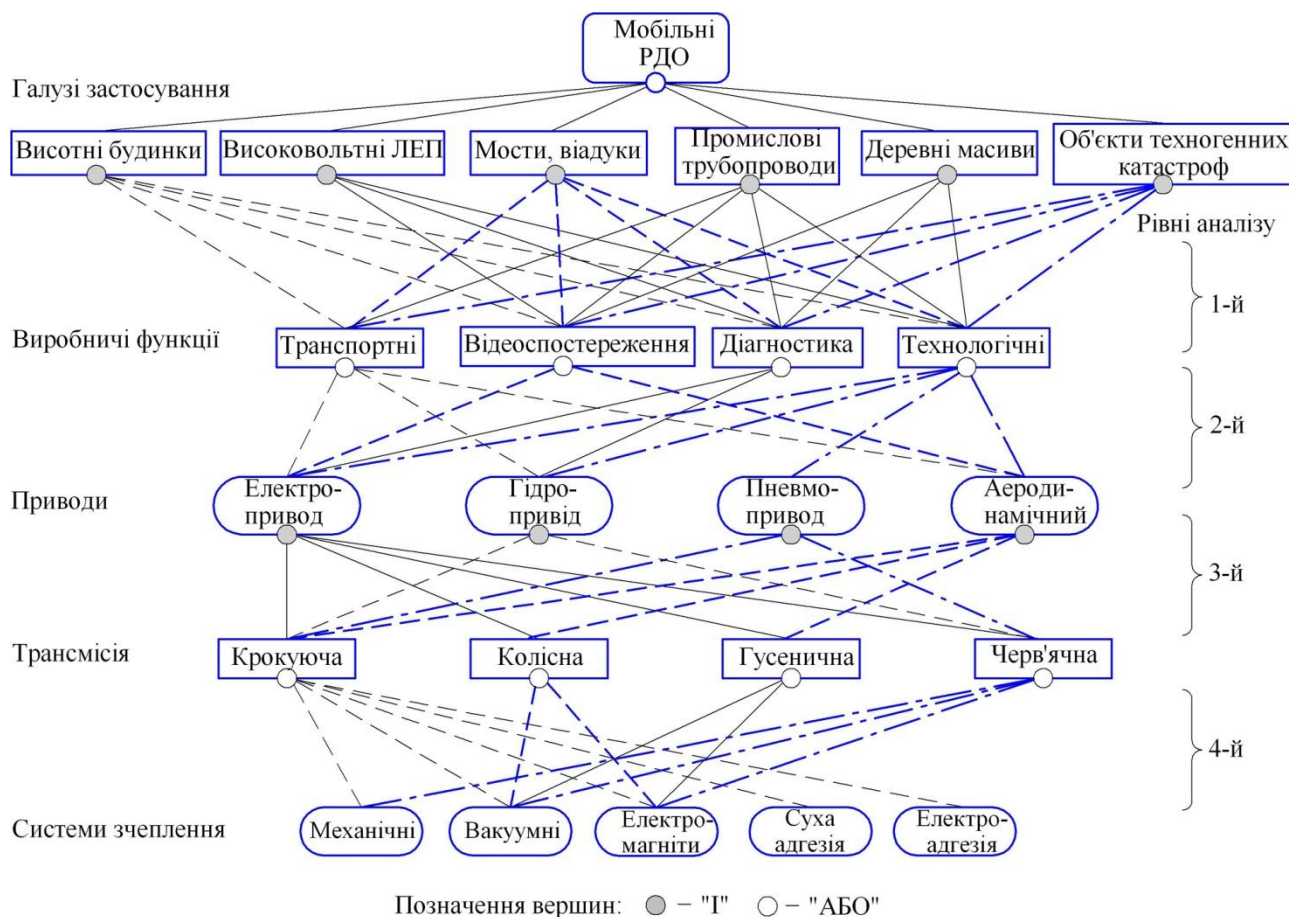


Рис. 2.1. Морфологічний граф керування синтезом мобільних РДО

На основі отриманого графа розробимо багаторівневі морфологічні таблиці, що відповідають класам галузей застосування РДО, їх виробничим функціям, а також таким компонентам, як приводи, трансмісія і системи зчеплення мобільних РДО з поверхнею їх переміщення. Морфологічні ознаки, що включають характеристики галузей застосування роботів і властивості виконуваних ними виробничих операцій, подані у вигляді табл. 2.1. Слід зауважити, що власне *технологічні функції*, об'єднані тут під однією назвою, можуть бути розкриті ширше і конкретніше – приміром, вони можуть передбачати виконання таких операцій, як технологічне обслуговування хмарочосів (дахів, стін та вікон), гасіння пожеж, ремонт високовольтних ЛЕП, чи-

щення чи нанесення покриттів промислових трубопроводів, а щодо деревних лісових і паркових масивів – обрізка гілок, сучків чи наростів дерев тощо. Однак названі функції можуть складати окремий підрівень рівня «Технологічні операції», що не змінює суті цього морфологічного аналізу, а 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

У табл. 2.1 і в наступних значення «0» ілюструє апріорі неприйнятні комбінації відзначених морфологічних ознак, оскільки їх відображення в морфологічній таблиці може спричинити викривлення інформаційного масиву можливих технічних розв'язків.

У матричному вираженні («морфологічному ящику») фіксуємо параметри, наведені в табл. 2.1, у вигляді такої матриці:

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

Отримана матрична структурна модель визначається формулою

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

Відповідно до формули (2.2) загальна кількість комбінацій можливих розв'язків величину становитиме

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

Визначена кількість варіантів є поки що *гіпотетично* припустимою і підлягає експертизі *доцільності* реалізації комбінацій ознак, відображених у табл. 2.1.

Відомо, що істотний недолік морфологічних таблиць полягає в тому, що, крім можливих структурних розв'язків, в них можуть виявитися дублюючі комбінації або, принаймні, некоректні.

Згідно з теорією морфологічного аналізу, що належить до евристичних методів і традиційно ґрунтованого на «морфологічному ящику» швейцарського астронома Фріца Цвіккі (F. Zwicky) [75], виключення непродуктивних комбінацій досягається їх експертним оцінюванням, яке застосуємо тільки для загальнотехнічних ознак на 1-му та 2-му рівнях аналізу. Для відбору варіантів конструкцій роботів на 3-му та 4-му рівнях аналізу застосуємо більш жорсткий критерій, оснований на порівнянні конструкцій з базами даних аналогів і прототипів технічних розв'язків міжнародних патентів, які значно достовірніші, 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, з аналізу комбінацій табл. 2.1 видно, що транспортні функції А1, відеоспостереження А2 та операції діагностики А3 зайві щодо таких об'єктів обслуговування, як висотні будинки, оскільки будь-яка висотна споруда оснащена підйомно-транспортною технікою (ліфти, вантажні підйомники). Аналогічно можна виключити комбінації С1 і С2 (транспортні та відеоспостереження) щодо 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 щодо деревних масивів дублює відеоспостереження Е2, за допомогою якого й аналізують стан лісових і паркових насаджень з використанням літальних апаратів. Тоді матриця (2.1) набуде такого вигляду:

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

а нову матричну модель визначатимемо за формулою

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

Отже, із формули (2.5) загальна кількість практично корисних комбінацій застосування РДО становитиме:

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

що цілком достатньо для їх ефективної промислової експлуатації.

На 2-му рівні аналізу класу «Виробничі функції – Приводи» зіставимо можливі комбінації приводів мобільних РДО щодо виконуваних ними виробничих функцій. Цей клас визначає не тільки приводи трансмісії мобільного робота, а й приводи технологічного оснащення під час виконання різноманітних технологічних операцій, зокрема й силових, наприклад таких, як різання металоконструкцій, свердління, клепа́ння, встановлення кріпильних дюбелів, демонтаж елементів будівельних конструкцій тощо.

Згідно із графом на рис. 2.1 морфологічну таблицю можливих комбінацій зазначених ознак подамо у вигляді табл. 2.2.

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

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

Матричну структуру цієї моделі визначають формулою

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

Відповідно до з формули (2.8) загальна кількість комбінацій гіпотетично допустимих розв'язків становитиме

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

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

Виробничі функції		Тип привода			
		1	2	3	4
G	Транспортні	Електропривод	Гідропривод	0	Аеродинамічний
H	Відеоспостереження	Електропривод	0	0	Аеродинамічний
J	Діагностика	Електропривод	Гідропривод	0	0
K	Технологічні	Електропривод	Гідропривод	Пневмопривод	Аеродинамічний

Як і на попередньому рівні аналізу, отримана кількість варіантів є тільки гіпотетично можливою, тобто поки без доказу інженерної доцільності. Зазначимо, що гідравлічний привід G2, призначений для виконання транспортних функцій, хоча й має більшу питому потужність, але суттєво поступається електроприводу за швидкістю, тому він не потребує настільки ефективної 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 визначених оцінок доцільності застосування того або іншого типу приводів матриця значень параметрів набуде такого вигляду:

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

Змінену матричну структурну модель (2.10) опишемо формулою

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

відповідно до якої загальна кількість комбінацій доцільних варіантів розв'язків становитиме

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

Істотне обмеження морфологічних ознак на 1-му і 2-му рівнях аналізу дозволяє запобігти ускладнених конструкторських рішень (нехай навіть гіпотетично припустимих) на наступних 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.

На 3-му рівні аналізу класу «Приводи – Трансмисії» зіставимо можливі комбінації типів приводів РДО щодо 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 виконує функцію не тільки передачі потужності двигуна, а інколи й перетворення руху, приміром з обертового на поступальний і навпаки. Більше того, трансмісія характеризується ще й такою конструктивною ознакою, як передатне відношення, а отже безпосередньо впливає на питому потужність робота.

Згідно із графом на рис. 2.1 морфологічну таблицю можливих комбінацій зазначених ознак подамо у вигляді табл. 2.3.

Аналогічна матриця значень показників, наведених у табл. 2.3, має вигляд

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

Цю матричну структурну модель визначають такою формулою:

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

Отже, згідно з формулою (2.14) загальна кількість комбінацій варіантів гіпотетично можливих розв'язків становитиме

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

Між тим на 3-му рівні аналізу, беручи до уваги надзвичайно високу відповідальність щодо виключення морфологічних ознак, обумовлену впливом конструкторських розв'язків на економічні показники експлуатації мобільних РДО, не варто обмежуватися лише експертними оцінками, основанийими на попередньому досвіді проектування та інженерної логіки, а слід застосувати більш жорсткі критерії відсіювання гіпотетично можливих варіантів.

Як такі критерії застосуємо, по-перше, *принципи синтезу* [76] мобільних РДО, і, по-друге, наявні бази даних технічних рішень зі світовою новизною, а саме *бази*

патентів США, Німеччини, України та Росії [77 – 80]. Аналоги і прототипи технічних розв’язків, що відображені у патентах цих країн, будемо використовувати як доказ інженерної *правомірності* варіантів морфологічних ознак.

Таблиця 2.3

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

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

Спочатку як критерії відбору варіантів використаємо принципи синтезу мобільних РДО, параметричну реалізацію яких буде подано у розд. 3, 4 та 5. Тут же опишемо застосовність цих принципів для формування структури мобільного РДО (табл. 2.3) із таким тлумаченням їх змісту:

Принцип 1. Нагромадження потенціальної енергії на кожному попередньому кроці й перетворення її на кінетичну енергію руху на наступному кроці. Очевидно, що найбільш ефективною в цьому випадку буде крокуюча трансмісія, оскільки колісна і гусенична трансмісії є безперервними й вимагають більших шляхових дистанцій для нагромадження енергії, що знижує ефективність цього принципу. Оскільки типи приводів і трансмісії та вид виробничих операцій взаємозалежні, як це видно з морфологічного графа (рис. 2.1), то варіанти комбінацій ознак, що не задовольняють цей принцип, мають бути виключені.

Принцип 2. Інтеграція приводів поздовжнього і вертикального переміщення, а також приводів зміни орієнтації робота має на меті зменшення кількості приводів для зниження ваги робота, а точніше, гравітаційного навантаження, що має принципове значення для мобільних роботів саме довільної орієнтації. Однак при цьому не допускається зменшення необхідної кількості степенів вільності роботів, що обслуговують об’єкти у відповідній їм системі координат: прямокутній декартовій, циліндричній або сферичній, а ще краще ангулярній, тобто у кутовій системі без поступальних кінематичних пар механізмів, що притаманна антропоморфним конструкціям. Використання цього принципу як критерію відбирання варіантів дозволяє

виключити ті з них, які вимагають додаткових перетворювальних механізмів і тому не можуть забезпечити мінімізації ваги робота.

Принцип 3. Застосування аеродинамічної піднімальної сили (на основі генераторів тяги) – цей принцип декларує (його параметричний доказ викладено в розд. 5) протидію гравітаційному навантаженню з метою збільшення технологічного силового впливу з одночасним зменшенням потужності приводів руху і зчеплення робота з поверхнею переміщення.

Отже, застосовуючи цей 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 цей варіант має бути виключений.

Послідовно виконуючи проєкцію викладених принципів на морфологічні ознаки (табл. 2.3) як критерії їх відсівання, робимо такі висновки. Електропривід, хоча й поступається гідроприводу за потужністю, а пневматичному приводу за швидкістю, 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 (із крокуючою трансмісією) – L3 (із колісною трансмісією) мають бути залишені.

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 електропривода із черв'ячною трансмісією L4 не підтверджується жодними патентами, а тому виключається. Далі, застосування гідропривода M1 і пневматичного приводу N1 із крокуючою трансмісією відображене в патентах Німеччини [84], України [85] і [86], а також Росії [87].

Доцільність використання *аеродинамічного* привода із крокуючою P1, колісною P2 і гусеничною P3 трансмісіями підтверджується відповідними патентами США [88] і [89], а також Росії [90] і [91], тому ці морфологічні комбінації ознак залишаються в табл. 2.3. Тим більше, що ефективність зазначених комбінацій повністю відповідає викладеному вище *принципу 3* – застосування аеродинамічної тяги як засобу протидії гравітаційному навантаженню. Комбінація пневматичного приводу із черв'ячною трансмісією N4 підтверджується патентом Росії [92],

і навпаки, не властива комбінації ознак М4 (гідропривід – черв’ячна трансмісія), тому підлягає виключенню.

У результаті виконаного аналізу матриця (2.13) гіпотетичних комбінацій ознак, наведених у табл. 2.3, перетворюється на практично доцільні технічні розв’язки, підтвержені 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 нову матричну структурну модель визначають формулою

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

Виходячи з формули (2.17), загальна кількість комбінацій варіантів розв’язків на 3-му рівні морфологічного аналізу становитиме

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

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 підтвержені аналогами з наведених міжнародних баз даних патентів, що є доказом їх інженерної доцільності.

І нарешті, закінчимо морфологічний аналіз на 4-му рівні можливих комбінацій ознак «Трансмісії – Системи зчеплення», наведених у табл. 2.4. Як і в попередньому випадку (на відміну від перших двох рівнів), таблиця відображає виключно конструктивні ознаки, що домінують у впливі на техніко-економічні показники експлуатації мобільних РДО. Однак цей рівень аналізу особливо важливий ще й тому, що включає ознаки *систем зчеплення* робота з поверхнею переміщення, що принципово відрізняє мобільні РДО від звичайних мобільних робіт *наземного* базування, оскільки саме від виду зчеплення залежить надійність утримання робота на поверхні довільної орієнтації.

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

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

Матричну структурну модель (2.19) визначають формулою

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

Таблиця 2.4

Морфологічна таблиця 4-го рівня класу «Трансмiсії – 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

Отже, виходячи з формули (2.20), загальна кількість комбінацій варіантів гіпотетично можливих розв'язків становитиме

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

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 їх аналізу способом, аналогічним попередньому рівню, – перевіримо відповідність гіпотетичних розв'язків трьом принципам синтезу мобільних РДО, а також зіставимо ці варіанти з аналогами і прототипами міжнародних патентних баз.

Приміром, крокуюча трансмісія унаслідок невисокої швидкості переміщення порівняно з колісною дозволить реалізувати комбінації Q1, Q2 і Q3 (табл. 2.4), тобто, відповідно, механічні, вакуумні та електромагнітні системи зчеплення. Ця ж властивість сприяє реалізації повільних систем сухої Q4 та електричної Q5 адгезії, тим більше, що крокуюча трансмісія в комбінації із зазначеними способами зчеплення повністю задовольняє перші два із зазначених вище принципів синтезу РДО, оскільки дозволяє накопичувати потенціальну енергію на кожному попередньому кроці та перетворювати її на кінетичну енергію на кожному наступному кроці переміщення

мобільного РДО. Крім того, така трансмісія дозволяє інтегрувати приводи руху робота, що підтверджується технічними розв'язками, відображеними в патентах України [85] і [86]. Тому ці комбінації морфологічних ознак мають 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 мають бути виключені.

Таким чином, матриця (2.19) набуде вигляду

$$\begin{array}{ccccc}
 Q1 & Q2 & Q3 & Q4 & Q5 \\
 0 & R2 & R3 & 0 & 0 \\
 0 & S2 & S3 & 0 & 0 \\
 T1 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{array} \quad (2.22)$$

Очевидно, що цю матричну модель визначають формулою

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

Згідно з формулою (2.23) кількість практично придатних варіантів класу «Трансмісії – Системи зчеплення» становитиме:

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

У результаті виконаного морфологічного аналізу отримано технічні розв'язки, що підтверджені міжнародними базами *патентів* і задовольняють три *принципи синтезу*, а тому є практично доцільними варіантами виконань мобільних РДО:

- на 1-му рівні аналізу згідно з (2.6) кількість варіантів $N_1 = 25$;
- на 2-му рівні за виразом (2.12) $N_2 = 16$;
- на 3-му рівні за формулою (2.18) $N_2 = 18$;
- на 4-му рівні відповідно до формули (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) набуває *модифікованого* вигляду (рис. 2.2).

Досягнена модифікація морфологічного графа мобільних РДО дозволяє, у свою чергу, здійснювати цілеспрямоване керування синтезом мобільних РДО у технологічному просторі, не марнуючи коштів на апробацію недоцільних з інженерної точки зору (хоча й гіпотетично можливих, але з далеко не завжди досконалою людською логікою) варіантів виконань РДО.

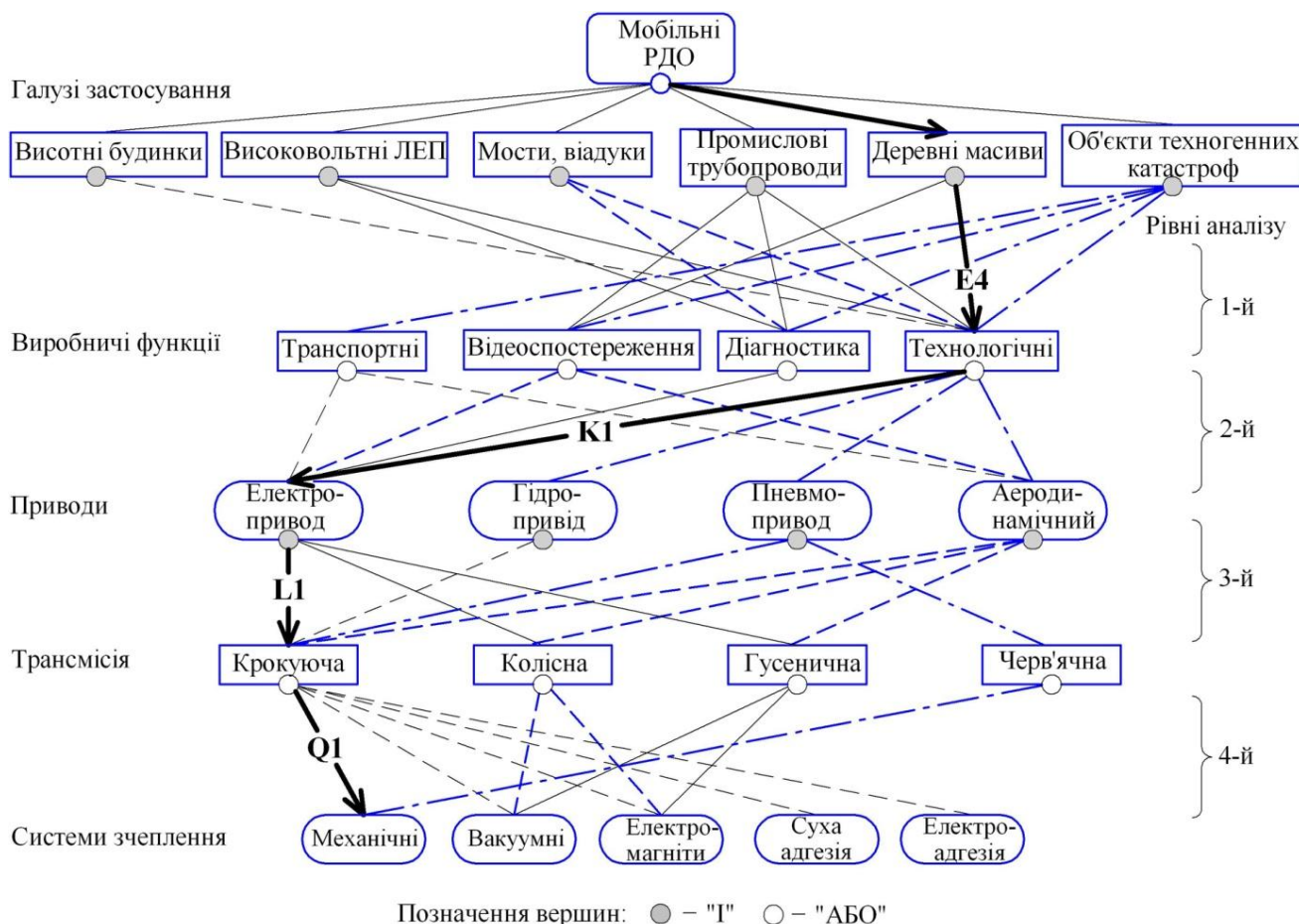


Рис. 2.2. Модифікований морфологічний граф синтезу мобільних РДО

Зазначимо, що підтвердження тієї або іншої морфологічної структури мобільних РДО аналогами або прототипами міжнародних баз даних патентів зовсім не означає, що технічні розв'язки будуть повторюватися – навпаки, є шанс продукувати інноваційні конструкції, здатні бути винаходами у цій сфері.

Застосований критерій у вигляді патентованих технічних розв'язків підтверджує тільки відповідність обраних структур сучасному рівню матеріалів і технологій для їх виготовлення, що є неодмінною вимогою патентного відомства будь-якої країни. Більше того, інший критерій відбору варіантів – проєктування на морфологічних структурах трьох принципів наступного синтезу мобільних РДО – вказує напрям удосконалювання конструкцій мобільних РДО.

2.3. Морфологічний структурний синтез мобільних РДО

Оскільки отримано доцільні, з обліком викладених вище критеріїв відбору, варіанти виконань мобільних РДО, можна розпочати морфологічний синтез конкретних моделей роботів та їх конструкцій, застосувавши методи параметричного синтезу.

У роботі С. В. Акімова [74] запропоновано вдосконалену класифікацію методів морфологічного синтезу, розроблену В. М. Одріним [98].

Згідно з модифікованою класифікацією методи морфологічного синтезу поділяють на методи *генерації* структур і їх *трансформації*. Генерацію структури здійснюють, коли немає прототипу, а для трансформації структури, навпаки, потрібна структура, яка підлягає послідовному вдосконалюванню.

У свою чергу, методи генерації структур поділяють на методи *зондування* морфологічної множини й методи морфологічного *конструювання*. Для зондування обирають всю технічну систему або окремих пристрій хоча б на рівні її підсистем. У випадку морфологічного конструювання об'єкт створюють поступово. Методи трансформації структури поділяють на методи *випадкового блукання* й методи *цілеспрямованого вдосконалювання* прототипу.

Слід зазначити, що методи генерації структури орієнтовані на пошук глобального екстремуму, а трансформації структури – локального. Локальні екстремуми більш придатні для розв'язання задач оптимізації параметрів конкретних технологій і пристроїв, оскільки найчастіше мають технічні обмеження незалежних змінних цільових функцій.

Щодо мобільних роботів, генерацію множини структур як технічної системи уже виконано (див. модифікований граф структурних зв'язків на рис. 2.2), тож проаналізуємо трансформацію структур на основі морфологічного *конструювання*, тобто коли об'єкт створюється поступово.

Враховуючи технічне завдання (ТЗ), що надається до кожного проекту, принципи синтезу мобільних РДО, а також ідентифікацію таких РДО з аналогами чи прототипами міжнародних патентних баз даних, методом морфологічного *конструювання* створимо окремі морфологічні структури РДО цільового технічного призначення відповідно до графа на рис. 2.2.

Приклади конструювання мобільних РДО цільового призначення показано на рис. 2.3, де також відображено відповідність структур аналогам патентів.

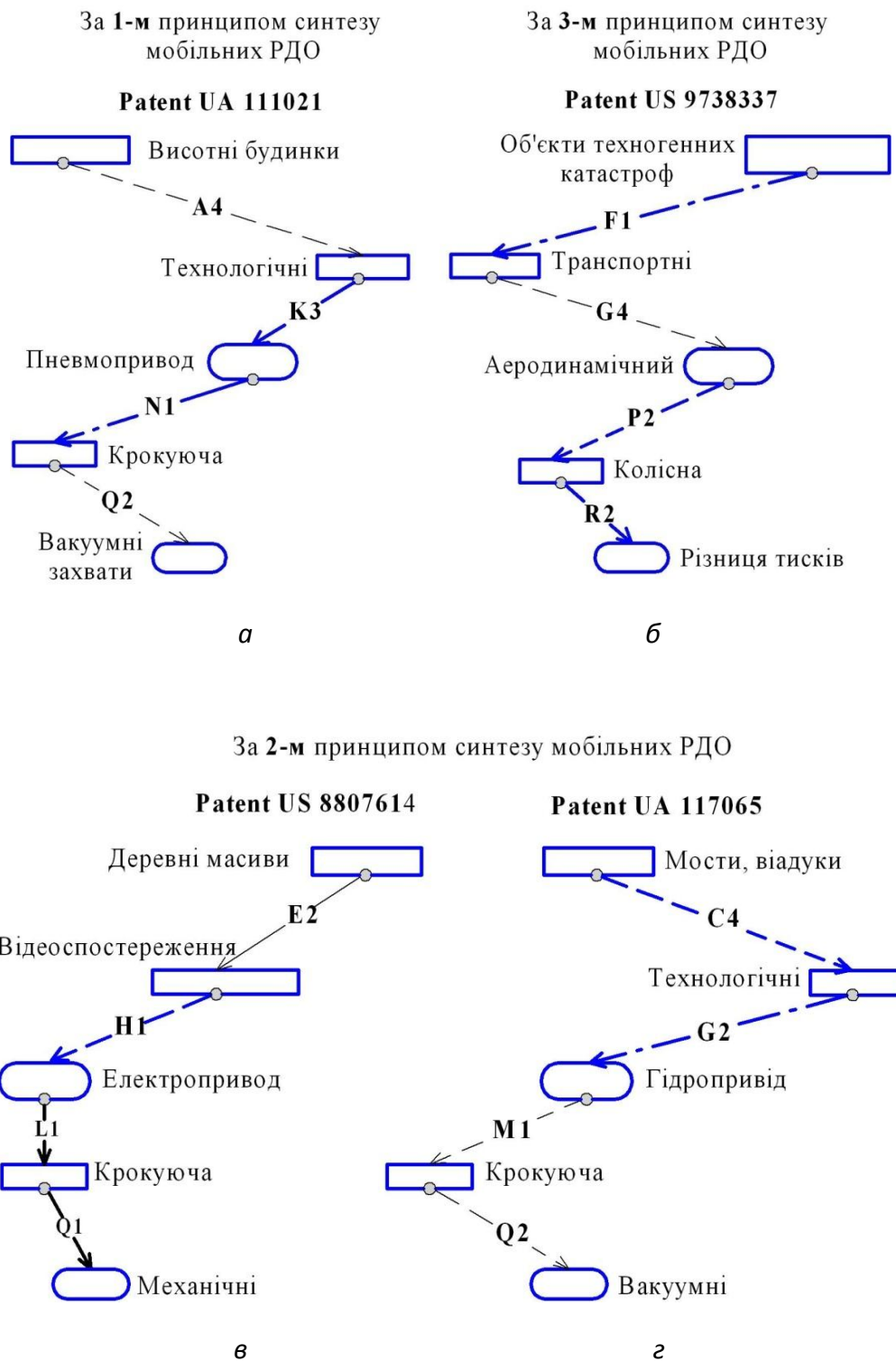


Рис. 2.3. Приклади ідентифікації активного синтезу мобільних РДО на основі морфологічного конструювання

Так, наприклад, на рис. 2.3, *а* показано нову структуру, створену за 1-м принципом синтезу – накопичення потенціальної енергії та перетворення її на кінетичну енергію руху робота, а на рис. 2.3, *б* – морфологічну структуру мобільного робота, створену за 3-м принципом синтезу – застосування генератора аеродинамічної тяги. На графах (рис. 2.3, *б*, *в*) синтезовано морфологічні структури за 2-м принципом синтезу мобільних РДО – інтеграції приводів руху роботів, причому всі структури підтверджені аналогами міжнародних патентних баз даних технічних рішень, що доводить їх практичну, тобто інженерну, доцільність.

2.4. Параметричний⁷ синтез мобільних РДО

Задачі моделювання та оптимізації параметрів технічних систем і окремих пристроїв розглядалися в роботах В. В. Козлякова, Д. Л. Ракова [68] та В. М. Одріна [69], які можуть бути застосовані щодо 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. У роботі А. Е. Кононюка [71] розглянуто методи моделювання ієрархічних багаторівневих системи, деякі з них можна пристосувати для розв'язання задачі оптимізації, зокрема і параметрів мобільних роботів. Але розглянуті методи мають загальний характер, що ускладнює їх застосування безпосередньо як інженерних методик проектування. Тому слід вважати актуальними дослідження, спрямовані на створення методу оптимізації параметрів такої ієрархічної системи, як мобільний РДО.

2.4.1. Модифікація методу параметричного синтезу багаторівневої технічної системи РДО

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

1. Технічну систему – мобільний РДО – умовно розбивають на кілька рівнів, наприклад на три. Під рівнями мають на увазі функціонально пов'язані технологічні режими процесу чи параметри виконавчих пристроїв мобільного РДО.

2. Для кожного рівня записують цільову функцію, яка відображає критерій оптимальності, функціонал і його змінні. На змінні накладають обмеження згідно з умовами експлуатації технічної системи та її призначення.

⁷ **Параметричний синтез** – процес визначення оптимальних або квазіоптимальних параметрів елементів синтезованого об'єкта у разі задоволення умов технічного завдання (ТЗ). У параметричному синтезі структура має бути задана.

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

У загальному вигляді для будь-якої технічної системи, розбитої на три рівні, викладене вище виглядає таким чином.

Цільова функція 1-го рівня:

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

де \bar{X}_i – змінні параметри 1-го рівня, тобто режими функціонування процесу або технічні параметри пристрою, що реалізує цей 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, тоб-то 1-го, рівня, який тепер використовують 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, вирази (2.25), (2.26) і (2.27) пов'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.

Як ієрархічну багаторівневу систему розглянемо крокуючий робот вертикального переміщення, який містить підсистему утримання на поверхні переміщення, механічну трансмісію, а також приводи педіпуляторів (крокуючих механізмів) [99]. Для оптимізації цільових функцій кожного рівня застосовуємо класичні методи, а відмінність запропонованого методу проявляється у взаємному зв'язку між критеріями та параметрами, що характеризують кожний наступний рівень системи.

Щоб розв'язати цю задачу, застосуємо метод трансформації структури на основі *цілеспрямованого вдосконалювання* прототипів, тим більше, що метод допускає пошук не глобального, а локального екстремуму.

Виходячи з багаторічного досвіду проєктування таких машин, як верстатне і конвеєрне устаткування, промислові роботи і маніпулятори, а також створюваних на їх основі роботизованих технологічних комплексів, можна стверджувати таке: будь-яку машину (одиницю промислового устаткування) розробляють на основі ТЗ⁸, де встановлено конкретні числові значення параметрів, а останнє означає, що їх оптимізація завжди буде закінчуватися знаходженням локальних екстремумів цільових функцій, оскільки апіорі задаються інтервали варіювання незалежних змінних, що входять у цільові функції. Інакше кажучи, зі зміною границь поля пошуку оптимального розв'язку будуть змінюватися й координати локальних екстремумів, точніше, буде можливість знаходити квазіоптимальні (найкращі або майже оптимальні) розв'язки задач. Більше того, через реальну неможливість у 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 йдеться.

Приміром, синтез мобільного РДО виконаємо на основі окремо обраної морфологічної структури. Припустимо, що згідно з ТЗ потрібно розробити конструкцію мобільного робота для обслуговування паркових деревних масивів, зокрема для обрізки наростів, сучків і гілок на деревах. На основі методу морфологічного *конструювання* виконаємо синтез потрібної структури – послідовно рухаючись по ребрах (гілках) графа (рис. 2.2), створимо потрібну структуру робота. Шукана структура виділена на морфологічному графі (рис. 2.2) стовщеними лініями зі стрілками і позначеннями морфологічних ознак E4, K1, L1 та Q1 комбінацій, що відображають «деревні масиви → технологічні операції → електропривод → із крокуючою трансмісією й механічними захоплювачами для зчеплення зі стовбуром дерева». Витягнуту структуру з відображенням цільових функцій для оптимізації її параметрів показано на рис. 2.3.

Нехай, наприклад, згідно з ТЗ мобільний робот 1 (рис. 2.4, а), оснащений крокуючою трансмісією 2 з електроприводами 3 (L1) і механічними Q1 захоплювачами 4, має 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 такі параметри:

⁸ **Технічне завдання** (англ. *Product Requirements Document; PRD*) – документ, що встановлює основне призначення, показники якості, техніко-економічні та спеціальні вимоги до виробу, обсягу, стадії розроблення та складу конструкторської документації. Див. також ДСТУ 3974–2000.

режими технологічної операції – різання наростів; характеристики електропривода із крокуючою трансмісією і конструктивні параметри механічного захоплювача.

Оскільки функціонали цільових функцій, що пов'язують критерій оптимізації з незалежними факторами, можуть бути різноманітними і визначаються рівнем кваліфікації конструктора чи математика, то тут для стислості обмежимося відображенням цільових функцій у загальному вигляді, що поки достатньо для викладання застосованої методології параметричного синтезу (параметричний синтез із застосуванням функцій у явному вигляді описано у підрозд. 2.4.2).

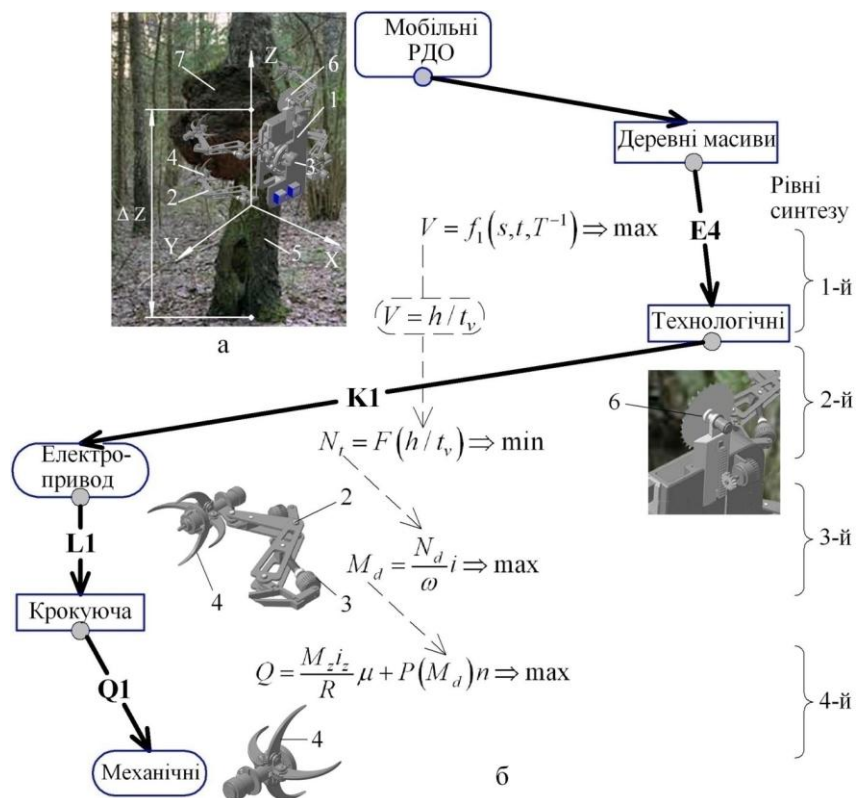


Рис. 2.4. Структурно-параметрична модель мобільного робота для обрізки дерев

Розглянемо модифікацію методу параметричного синтезу такої багаторівневої ієрархічної структури, як мобільний РДО, яка полягає в такому: відобразимо не тільки наявність зв'язку критеріїв оптимізації з незалежними змінними у межах цільових функцій, що вже відомо та істотно (тобто тривіально), але ще й зв'язок самих цільових функцій на різних рівнях ТС (див. позначення штриховими стрілками на рис. 2.4, б), тобто структури мобільного РДО.

Отже, на 1-му рівні параметричного синтезу для морфологічної комбінації E4 цільова функція, що включає режими технологічної операції, може бути подана у загальному вигляді як функція швидкості різання деревини дисковою фрезою:

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

за обмежень $s = f_{11}(\sigma)$; $t_1 \leq t_i \leq t_n$, де s – величина подачі на зуб дискової фрези; σ – межа міцності деревини певної породи; t – глибина різання у 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) виконання 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 (гілки, суку, наросту); t_v – час різання, оскільки $(h/t_v) = V$, то можна записати $N_t = FV \Rightarrow \min$, відобразивши *взаємозв'язок* 1-го та 2-го рівнів синтезу.

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

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

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

На 4-му рівні параметричного синтезу для комбінації Q1 («привід – система зчеплення з поверхнею переміщення робота») цільову функцію також бажано зв'язати з попереднім функціоналом. Це можна виконати, записавши у вигляді цільової функції вираз для сили зчеплення Q механічного захоплювача 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 та i_z – крутний момент і передатне відношення приводу захоплювача відповідно; R – виліт (довжина) пазурів захоплювача; μ – коефіцієнт тертя ковзання між матеріалом пазурів захоплювача і поверхнею дерева; P – зусилля однієї ноги із n ланок крокуючої трансмісії як функція моменту двигуна M_d у виразі (2.26); m – маса робота; g – прискорення вільного падіння; K – коефіцієнт запасу (1,5...2).

Показаний на рис. 2.5 алгоритм синтезу мобільного РДО відображає цільові функції керування відповідно до структурно-параметричної моделі (рис. 2.4).

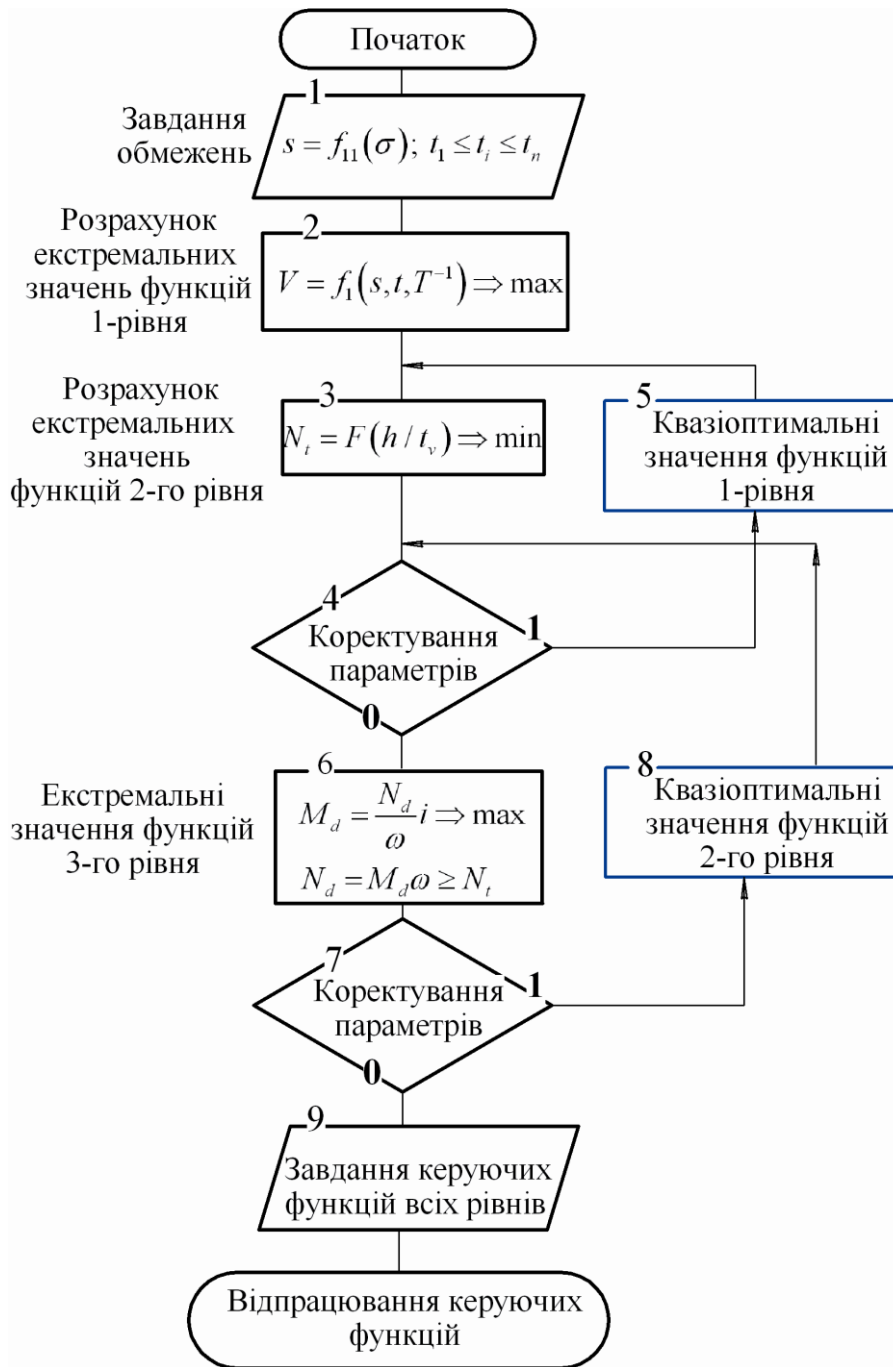


Рис. 2.5. Алгоритм автоматизованого керування мобільним РДО для технічного обслуговування паркових дерев

Зазначені цільові функції параметричного синтезу аж ніяк не є вичерпними, вони можуть бути доповнені та змінені, тим паче, коли буде поставлено аналогічне завдання оптимізації для інших гілок морфологічного графа (див. рис. 2.2). На цьому етапі не має потреби в аналітичному явному вигляді цільових функцій (це здійснено, зокрема, у підрозд. 2.4.2 і далі), тому поки ілюструємо, власне, модифікацію методу параметричного синтезу ієрархічної структури мобільного робота цільового технологічного призначення. Між тим вкрай важливо встановити параметричний взаємо-

зв'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 їх адекватність реальним умовам експлуатації мобільних РДО.

На жаль, сучасний досвід створення експериментальних зразків мобільних роботів свідчить про небажання застосовувати параметричний синтез як засіб удосконалення оригінальних конструкцій на стадії робочих проєктів. Щодо, 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 проєктування, а отже й експлуатації мобільних РДО у технологічному просторі як нового виду засобів виробництва.

2.4.2. Параметричний синтез мобільного робота із пружним накопичувачем енергії

Для ілюстрації застосування модифікації методу параметричного синтезу багаторівневої технічної системи РДО виконаємо параметричний синтез мобільного робота для обслуговування висотних будівель. Оберемо з морфологічного графа (рис. 2.2) структуру робота, що відповідає першому із принципів синтезу РДО, а саме принципу нагромадження потенціальної енергії на кожному попередньому кроці та перетворення її на кінетичну енергію руху на кожному наступному кроці руху мобільного робота (докладніше опис і доказ доцільності цього принципу у розд. 3).

На відміну від робота для обслуговування лісових і паркових масивів, для мобільного робота з обслуговування висотних будівель будемо використовувати аналітичний вигляд цільових функцій для мобільного робота [85], який містить підсистему утримання на поверхні переміщення у вигляді вакуумних захоплювачів, трансмісію з накопичувачами потенціальної енергії та перетворення її на кінетичну енергію руху, а також приводи педипуляторів. Взяті із графа (рис. 2.2) шукану морфологічну структуру показано на рис. 2.6 із відображенням цільових функцій для оптимізації її параметрів. Нехай згідно з ТЗ мобільний робот має 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 К3, крокуючу N1 трансмісію 4 із пружними накопичувачами 5 потенціальної енергії і

перетворення її на кінетичну енергію руху, а також як пристрої зчеплення з поверхнею переміщення – вакуумні Q1 захоплювачі 6. Тоді, відповідно до обраної з морфологічного графа (рис. 2.2) структури на рис. 2.6, б, оптимізації підлягають такі параметри: «конструктивні параметри вакуумного захоплювача → характеристики пневматичного привода → характеристики крокуючої трансмісії». Власне, режими технологічної операції А4 (очищення вікон хмарочоса) у цьому разі суттєво не впливають на динаміку робота унаслідок незначних зусиль, на відміну від вказаних вище домінуючих морфологічних ознак його конструкції.

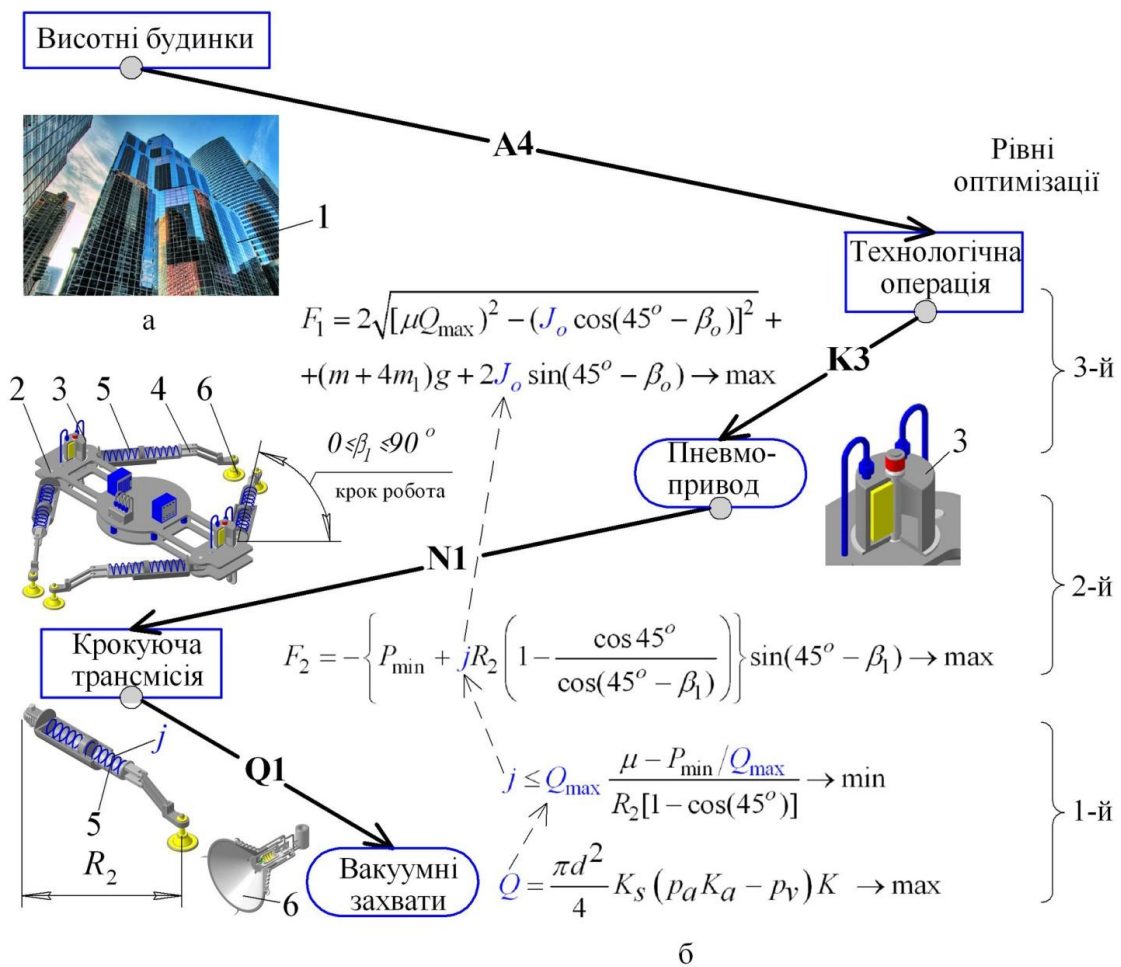


Рис. 2.6. Структурно-параметрична модель мобільного робота для обслуговування поверхонь висотних будинків

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 візьмемо силу Q – зчеплення вакуумного присоса з поверхнею переміщення мобільного робота, яку обчислюємо за цільовою функцією

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

відповідно до промислово доцільних обмежень

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

де d – діаметр зони вакуумування під присосом, м; $\pi d^2/4$ – площа, обмежена внутрішнім контуром присоса, м²; K_s – коефіцієнт зменшення площі присоса унаслідок деформації ущільнення; $p_a = 101 \times 10^3$ – атмосферний тиск, Па; p_v – глибина вакууму всередині камери присоса, Па; K_a – коефіцієнт, яким враховують зміни атмосферного тиску, $K_a = 0,9$; K – коефіцієнт, яким враховують приплив повітря в місці контакту ущільнення камери (присоса) з поверхнею переміщення робота.

Оскільки обмеження накладаються окремо на кожну незалежну змінну і немає умов, які б пов'язували параметри між собою, то, щоб знайти оптимальне значення цільової функції, використаємо класичний підхід. Знайдемо частинні похідні за кожною незалежною змінною:

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

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

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

Звідси максимально можлива зсувна сила F_T зчеплення з поверхнею переміщення

$$F_T = \mu Q_{\max}, \quad (2.36)$$

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

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

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

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

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

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

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

Оскільки згідно з морфологічним аналізом 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 внаслідок стискання пружного елемента, а на другій ділянці $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ робот рухається за рахунок перетворення накопиченої енергії на кінетичну енергію руху внаслідок розтискування пружних елементів.

Отже на 2-му рівні параметричного синтезу під час переміщення робота на першому кроці $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$ однією із цільових функцій є сила опору руху 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 зі зростанням жорсткості пружини цільова функція також зростає. Щоб оцінити поведінку цільової функції в разі зміни 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 за $\beta_1 = 45^\circ$ й додатна за $\beta_1 = 0$, тобто всередині області зміни кута β_1 цільова функція досягає максимуму, а мінімального значення функція набуває 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 пневма-

тичного привода; i, n, z – передатне відношення, модуль та кількість зубів приводного колеса зубчастої передачі привода крокуючої трансмісії відповідно; J – сила пружності елемента накопичення енергії:

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

за обмежень $5 \leq M_1 \leq 10$; $1 \leq i \leq 3$; $0,001 \leq n \leq 0,002$; $20 \leq z \leq 40$; $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$;

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

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

де x_{\max} – максимальне стиснення пружного накопичувача енергії,

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

Нерівність (2.40) вказує, що енергії, яку отримала механічна система унаслідок виконання роботи сили F_1 на відріжку L_1 (попереднього кроку), достатньо для переміщення робота на відстань L (наступного кроку). Нерівність (2.41) вказує, що роботи, яку виконала сила F_1 на відріжку L_1 , достатньо і для переміщення робота на відстань $L/2$, і для нагромадження максимальної потенціальної енергії у пружному елементі. Зазвичай залежно від значення жорсткості j пружного елемента досить виконати одну з умов, а інша буде виконана автоматично. За значень

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

достатньо, щоб виконувалась умова (2.40), а якщо жорсткість j має більше значення, достатньо виконання нерівності (2.41). Щоб оцінити поведінку цільової функції (2.39) зі зміною 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 $u = (F_1 / 2 - J \sin(45^\circ - \beta_1) - (m + 4m_1)g / 2)$.

Легко переконатись, що ця похідна від'ємна за усіх значень кута $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$, а тому мінімального значення цільова функція W досягає, коли кут $\beta_1 = \beta_o$ (β_o – граничне значення кута β_1 , за якого ще діє рушійна сила F_1 привода трансмісії крокуючого механізму). Підставивши $Q = Q_{\max}$ та $W = 0$, отримуємо формулу для знаходження максимального значення сили привода залежно від значень жорсткості j та 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_o 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) привода робота для практичного застосування краще виразити через безрозмірні величини й 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 $G_2 = m_2g$ – вага робота; $y = \frac{F_1^{\max}}{G_2}$; $q_o = \frac{\mu Q_{\max}}{G_2}$; $P_o = \frac{P_{\min}}{G_2}$; $j = kj_o$; $h_o = \frac{j_o R_2}{G_2}$;

$J_1 = P_o + kh_o \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_o)} \right)$, де $j_o = 100$ Н/м; k – коефіцієнт пропорціональності.

Із 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 з викладеною вище методикою оптимізації параметрів мобільного РДО покажемо алгоритм автоматизованого керування режимами функціонування мобіль-

ного робота (модель якого зображено на рис. 2.6) для технічного обслуговування висотних будівель (рис. 2.7).

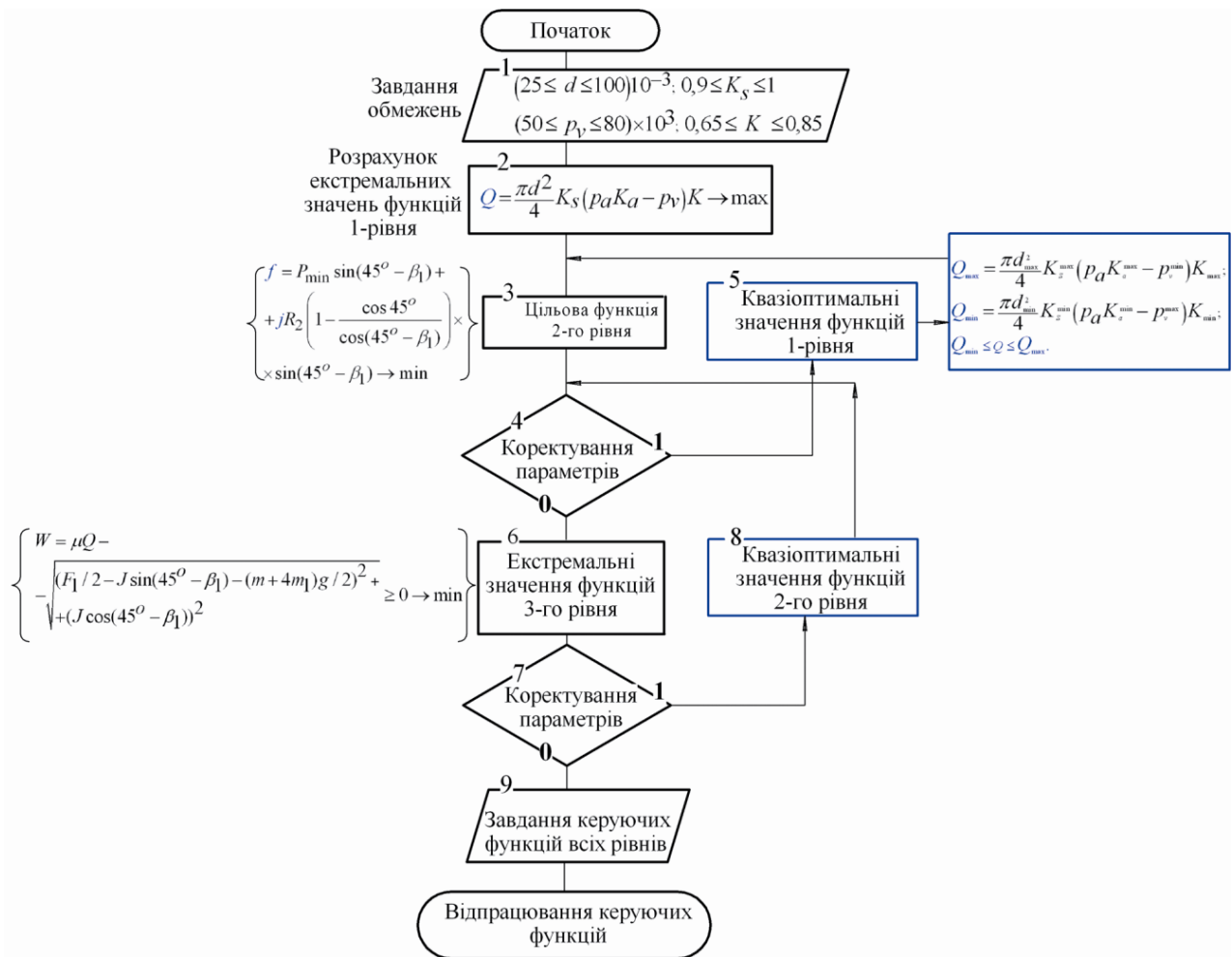


Рис. 2.7. Алгоритм автоматизованого синтезу мобільного РДО для обслуговування хмарочосів з відображенням цільових функцій

За результатами моделювання на графіку на рис. 2.8 показано, як змінюється значення y (криві лінії) залежно від жорсткості $j = kj_o$ пружного елемента та y_1 (прямі лінії) за різних значень кута β_o кроку (повороту) ноги робота. Допустимі значення сили $F_1 = yG_2$ і жорсткості $j = kj_o$ містяться в області, яка розміщена між прямою і відповідною кривою. Дотримання цих значень під час проєктування привода та крокуючої трансмісії мобільного робота забезпечують квазіоптимальний режим їх функціонування. Цього достатньо для забезпечення ефективного керування мобільними РДО.

Щодо можливості знаходження абсолютних екстремумів цільових функцій, то вони апіорі недосяжні, оскільки, як зазначено вище, інтервали варіацій конструктивно-технологічних параметрів РДО визначаються, відповідно, ТЗ як до області

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

На другому етапі руху робота, коли його ноги (педіпулятори) повертаються в межах кута $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$, за цільову функцію беремо рушійну силу F_2 , яка діє на механічну систему з боку пружного елемента із вимкненим приводом, 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:

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

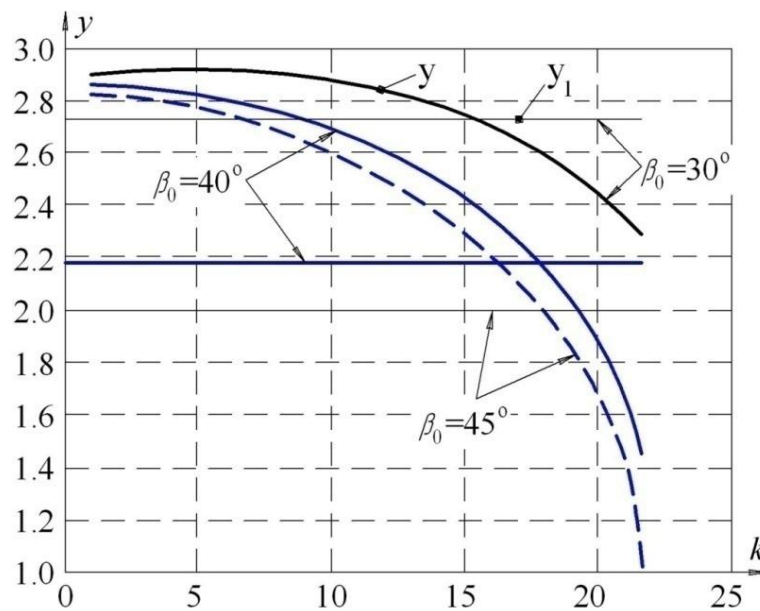


Рис. 2.8. Допустимі значення сили привода $F_1 = yG_2$ і жорсткості $j = kj_0$ пружного накопичувача енергії мобільного робота

Із 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 під час переходу через критичну точку змінює знак із плюса на мінус, то у цій точці функція досягає максимуму:

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

За результатами моделювання на графіку рис. 2.9 показано 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 на кінетичну енергію руху робота.

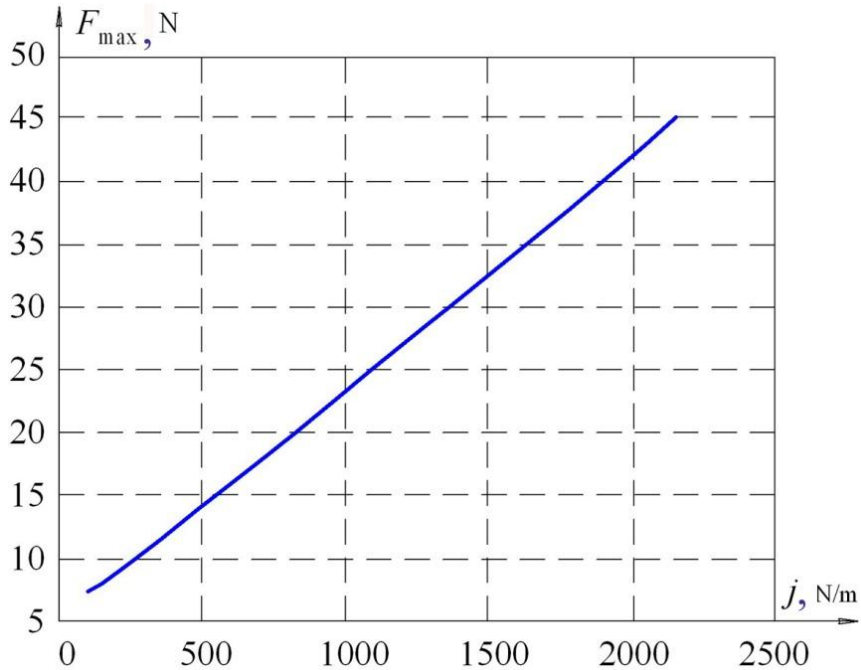


Рис. 2.9. Графік зміни максимального значення рушійної сили F_2^{\max} залежно від жорсткості j пружного елемента накопичувача енергії

І нарешті, наприкінці циклу переміщення (у 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 взяти за цільову функцію вираз кінетичної енергії руху педипуляторів 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 $T_o > 0$ – кінетична енергія на початку другого етапу; U_o та U – відповідно, потенціальна енергія пружного елемента на початку етапу та у довільному положенні опорної ноги на другому етапі пересування педипуляторів 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 $A = U_o - U + G_2R_2 \cos 45^\circ \operatorname{tg}(45^\circ - \beta_1)$ має бути від'ємною, а це можливо, якщо жорсткість j невелика і запас потенціальної енергії наприкінці руху робота незначний. Тут доречно враховувати обмеження ваги робота з виразів (2.35) і (2.40), тому що, як відомо, головним завданням мобільного РДО є виконання транспортних функцій з одночасною протидією силі гравітації, яка визначається саме вагою робота (урахування сил технологічного навантаження розглянуто у розд. 4).

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

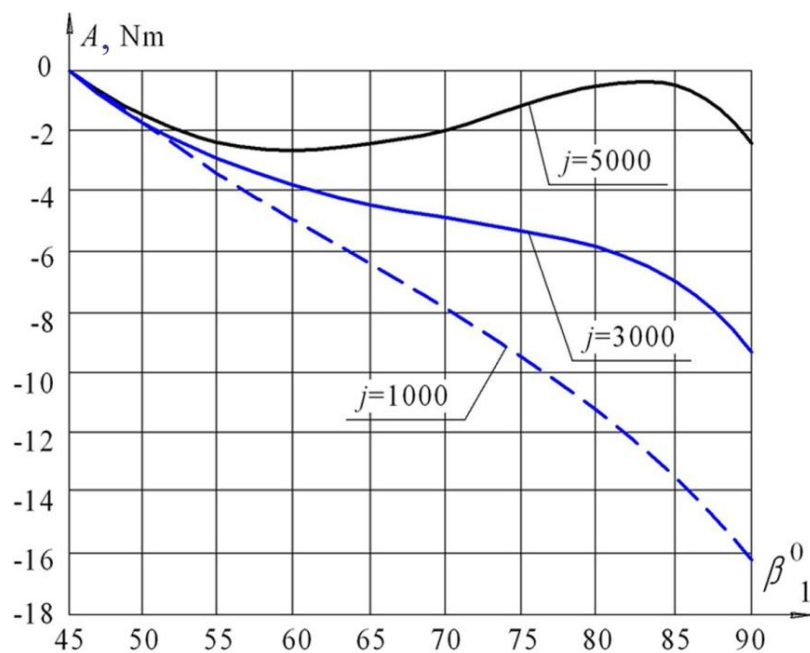


Рис. 2.10. Робота пружного елемента та сил ваги робота на другому етапі $\beta_1 > 45^\circ$ руху його підпуляторів

Це означає, що вкрай важливо враховувати 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 привода робота на кожному попередньому кроці руху, достатньо 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 РДО.

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 функції (2.39) і (2.46), відповідно 2-го та 3-го рівнів, що характеризують параметри привода робота та його трансмісії, надається можливість забезпечити квазіоптимальний режим функціонування виконавчих органів мобільних РДО.

На основі наведених у підрозд. 2.4.1 та 2.4.2 розв'язків узагальнимо подання мобільних РДО як багаторівневу ТС із зазначенням рівнів синтезу.

З морфологічного графа (рис. 2.11) 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.

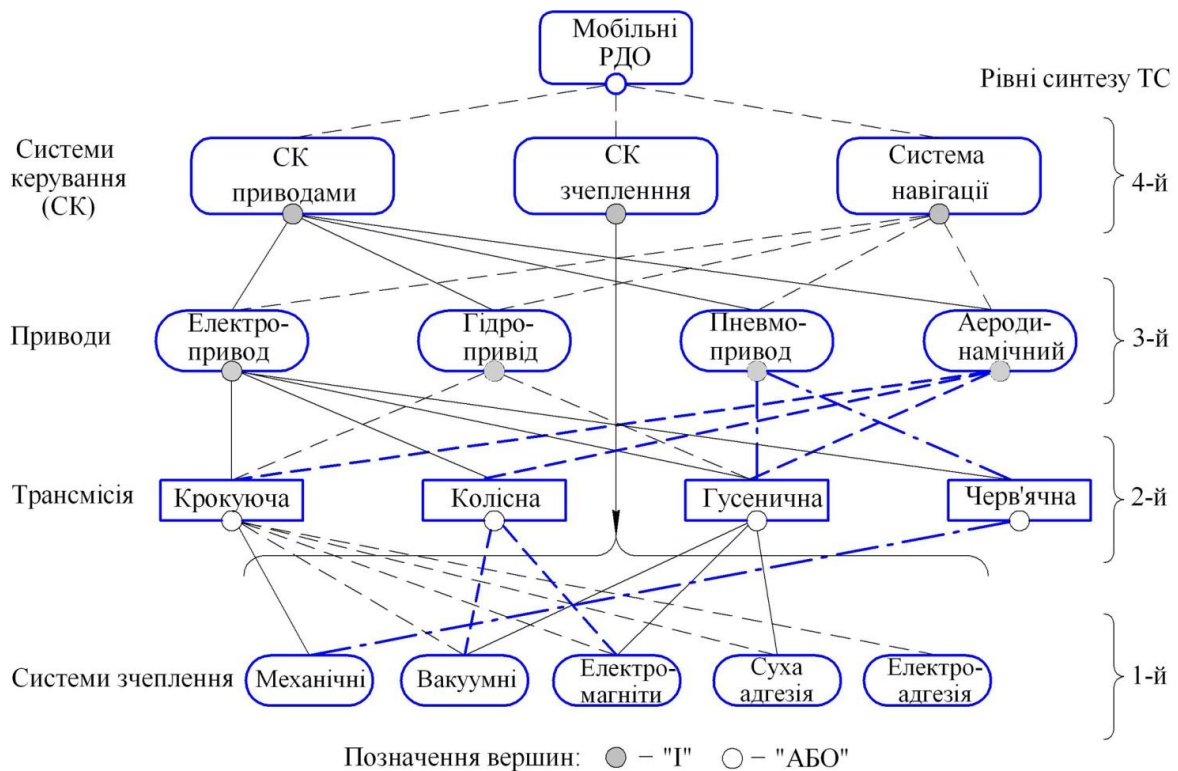


Рис. 2.11. Структура мобільних РДО як багаторівневої технічної системи

Морфологічний граф дозволяє не тільки встановити структурні зв'язки підсистем РДО, відображені на рис. 2.11 відповідними лініями, але й надалі присвоїти цим зв'язкам *параметричні* вирази у вигляді цільових функцій, оптимізація яких і

становить сутність параметричного синтезу РДО. На цьому етапі наведемо вдосконалений алгоритм синтезу мобільних РДО (рис. 2.12) 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 будуть надані у розд. 3, 4 та 5. 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), швидше за все треба буде знаходити квазіоптимальні рішення режимів його функціонування на кожному рівні оптимізації, як це показано на рис. 2.13.

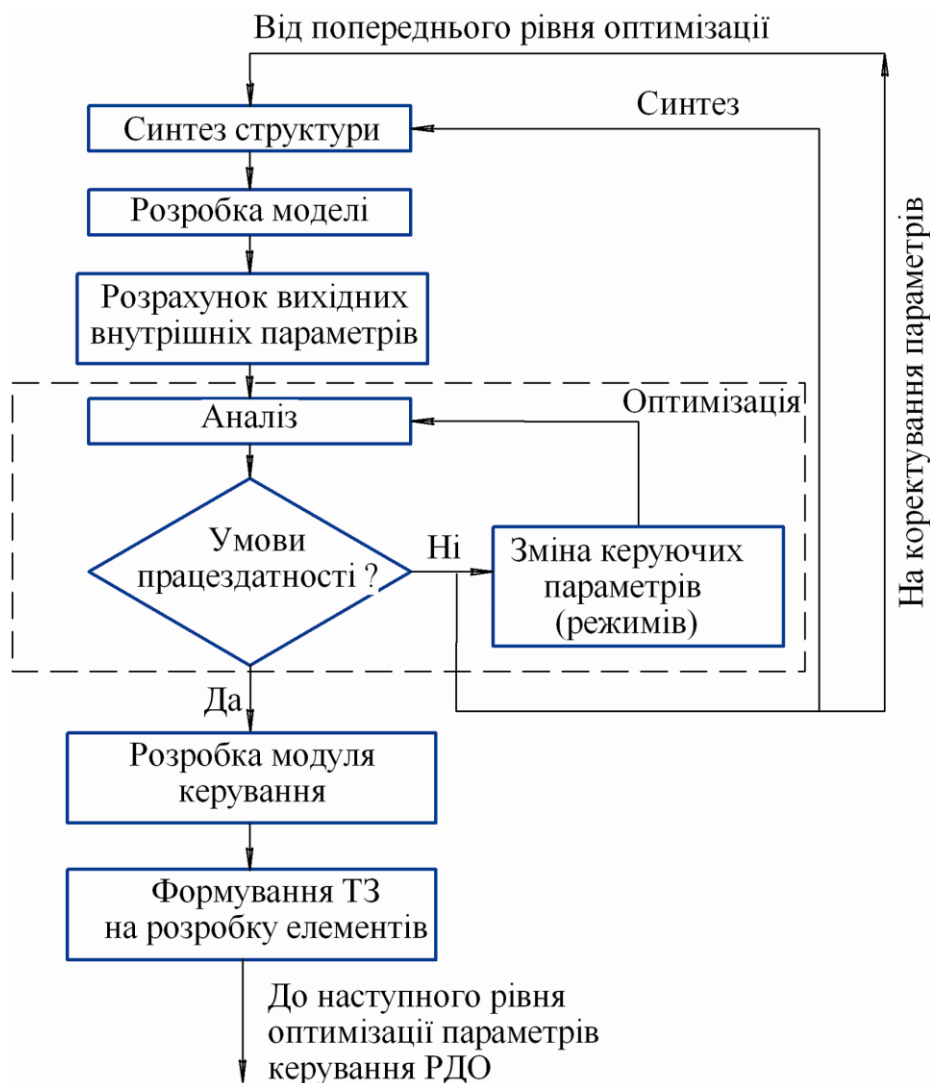


Рис. 2.12. Алгоритм синтезу мобільних РДО у загальному вигляді

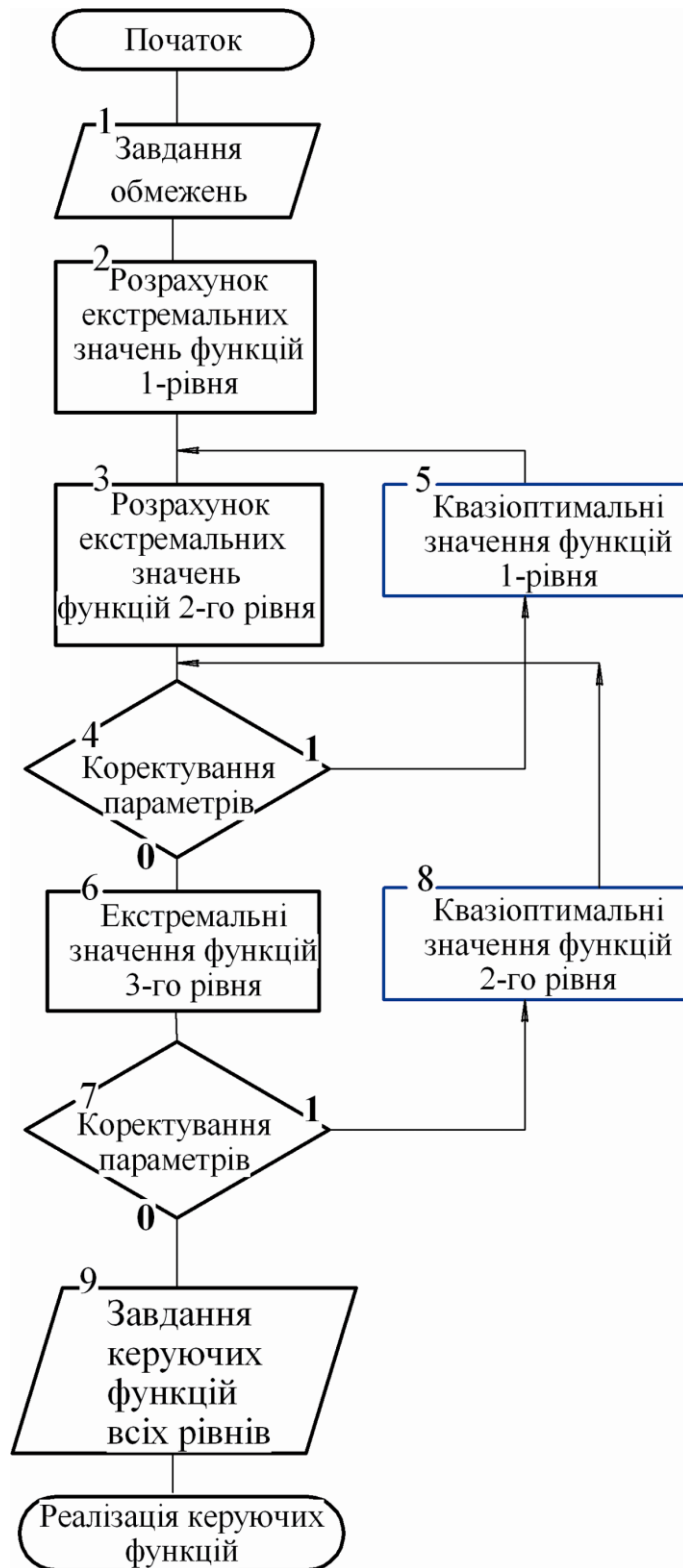


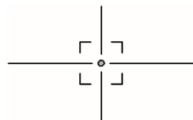
Рис. 2.13. Алгоритм автоматизованого синтезу мобільних РДО як 3-рівневої технічної системи

Параметричні моделі синтезу, що відображають цільові функції, наведено в наступних розділах. Викладений морфологічний аналіз мобільних роботів, оснований на таких критеріях відбору, як принципи цілеспрямованого керування синтезом технологічних РДО, дозволяє знаходити найбільш раціональні комбінації морфологічних ознак у вигляді варіантів виконання мобільних РДО.

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

Контрольні запитання

1. У чому полягає сутність морфологічного аналізу?
2. Наведіть методику створення морфологічної множини мобільних роботів.
3. У чому відмінність морфологічного аналізу від структурного синтезу мобільних роботів?
4. Назвіть ознаки рівнів ієрархії морфологічного графа мобільних роботів.
5. Наведіть методику параметричного синтезу роботів.
6. У чому полягає сутність модифікації методу параметричного синтезу мобільних РДО як багаторівневої технічної системи?



РОЗДІЛ 3

Синтез мобільних РДО за першим принципом: накопичення потенціальної енергії і перетворення її у кінетичну енергію руху

У розд. 2 на основі аксіоми щодо навантаження в сукупності динамічних навантажень, як технологічних, так і транспортних, було декларовано три основоположні принципи синтезу РДО. Розглянемо перший із них.

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

На основі теоретичного обґрунтування та наступного моделювання процесу переміщення робота з модулями *накопичення* та *перетворення* енергії доведемо доцільність застосування 1-го принципу синтезу мобільних РДО як засобу їх ефективного проектування. Спочатку 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 види реалізації [103, 104, 105], але це не обмежує їх узагальнюючі динамічні моделі, а ілюстрації прикладів цих проектних реалізацій вкрай потрібні для коректного тлумачення 1-го принципу синтезу мобільних РДО. Обмежимося трьома принципово різними рішеннями, а саме модулями із пружними *металевими* та *газовими* накопичувачами енергії мобільного робота. Розробляючи та реалізовуючи їх динамічні моделі, покажемо їх схожість та відзначимо переваги для ефективного проектування РДО за 1-м принципом їх синтезу.

На рис. 3.1 показано два варіанти реалізації крокуючого мобільного робота згідно з функціональними пристроями [107, 108]. На ділянці повороту педипуляторів 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 на кінетичну енергію руху робота.

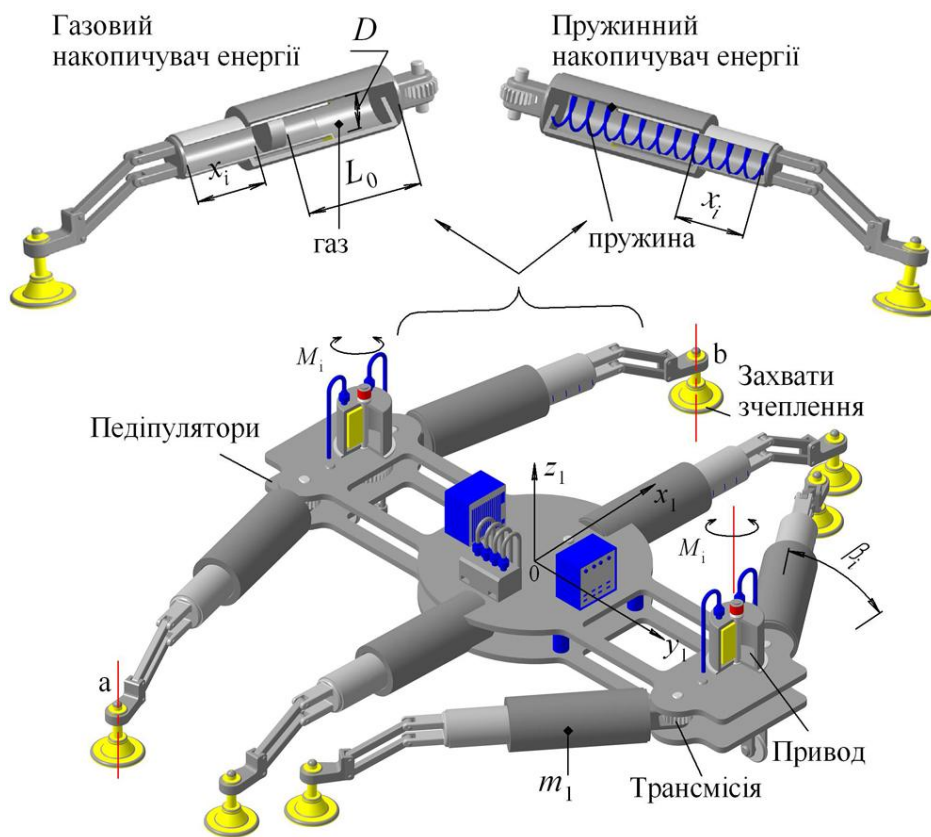


Рис. 3.1. Варіанти моделей робота довільної орієнтації з модулями нагромадження і перетворення енергії

Принципово відмінним є мобільний робот з *газовим накопичувачем* енергії. Відмінність його від пружинного накопичувача енергії полягає у практично необмеженому ресурсі роботи, оскільки відомо, що всім пружинним елементам із будь-яким значенням модуля Юнга (модуля пружності) властиве нагромадження залишкових напруг і, як наслідок, обмежений ресурс роботи.

На рис. 3.2 показано розрахункову схему робота із *газовим* накопичувачем енергії. На корпусі 1 робота встановлено неповно-поворотні приводи 2, що через зубчасту трансмісію (на рис. 3.2 не показано) мають кінематичний зв'язок із педипуляторами у вигляді телескопічних циліндрів 3 і 4, які, розділені поршнем 5, утворюють газову камеру завдовжки L_0 і діаметром D . Кожна пара педипуляторів оснащена захоплювачами 6, 7 та 8, 9. Тип захоплювачів може бути різним, приміром, вакуумним, механічним або електромагнітним, що тут не має принципового значення. Переміщення робота здійснюється в такий спосіб: у вихідному положенні захоплювачі 6 і 7 включені, тобто зчеплені з поверхнею переміщення довільної орієнтації у технологічному просторі, а захоплювачі 8 і 9 іншої пари педипуляторів вільні від зчеплення з поверхнею.

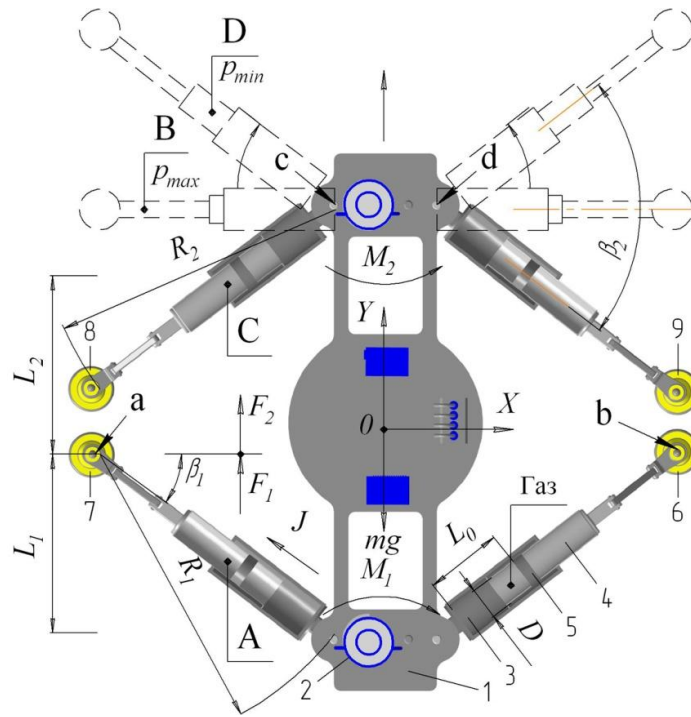


Рис. 3.2. Схема мобільного робота з газовими модулями накопичення та перетворення енергії

На першому кроці переміщення привод 2 крутним моментом M_1 , повідомляє поворот на кут β_1 телескопічним циліндрам 3 і 4 навколо точок «а» та «b», що відповідають цим захоплювачам, переміщуючи корпус робота у напрямку осі Y . Інша пара педипуляторів (на рис. 3.2 верхня) під дією такого ж привода й моменту M_2 , вільна від зчеплення з поверхнею переміщення, повертається на кут β_2 , але вже навколо точок «с» та «d». Рухаючись на першому кроці $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$, робот переміститься на величину L_1 і нижні педипулятори перейдуть із положення «А» у положення «В», а верхні педипулятори зроблять поворот із позиції «С» у позицію «D».

Оскільки на першому кроці захоплювачі 6 і 7, на відміну від вільних захоплювачів 8 і 9, зчеплені з поверхнею переміщення, то під час переміщення корпусу 1 робота на величину L_1 відбувається стискання газу в телескопічних циліндрах 3 і 4. Наслідком такого стискання 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 за $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ уже під дією пружної сили J , тобто за рахунок сили розширення раніше стисненого газу в циліндрах 3 і 4. Після повороту нижніх (рис. 3.2) педипуляторів на кут $\beta_1 = 90^\circ$ за командою системи керування відбувається відключення від зчеплення з поверхнею захоплювачів 6 і 7, і навпаки, включення зчеплення з поверхнею двох інших захоплювачів 8 і 9. Тепер уже газ стискається у верхніх педипуляторах (рис. 3.2) й описаний цикл руху повторюється.

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

Принципова новизна мобільного робота із пневматичним накопичувачем енергії, що показана на рис. 3.3, підтверджена кваліфікаційною експертизою Державного підприємства «Український інститут інтелектуальної власності» [109], а ретельний опис його функціонування надано в роботі [110]. Опишемо принцип дії модуля накопичувача та перетворення енергії руху.

Педіпулятори робота виконано у вигляді шарнірних паралелограмів, на кінцівках котрих встановлено захоплювачі зчеплення з поверхнею переміщення. Важливо, що на педіпуляторах сконструйовано пневматичні (газові) циліндри, поршні котрих через несамогальмуючу гвинтову передачу та зубчасті шестерні кінематично пов'язані із двигуном. Саме ці пневматичні циліндри виконують функцію накопичення потенціальної енергії на першому кроці та перетворення її на кінетичну енергію руху на кожному другому кроці робота.

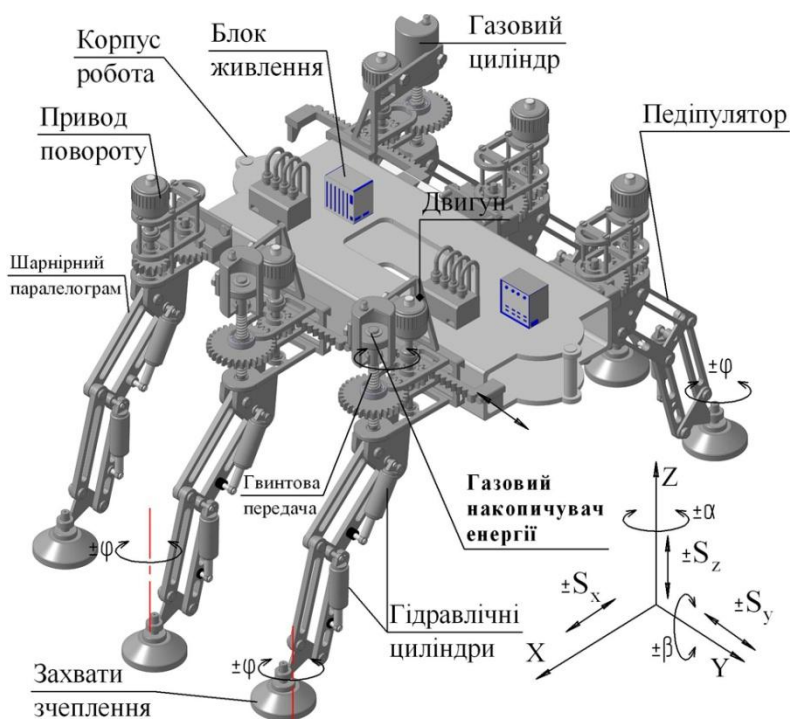


Рис. 3.3. Мобільний робот із пневматичним накопичувачем енергії

Захоплювачі зчеплення діагонально розміщених педіпуляторів вмикаються та вимикаються по чергову, здійснюючи покроковий рух робота.

Пневматичний накопичувач енергії цього робота показано виносним елементом «А» на рис. 3.4. За командою контролера включається двигун 1, який через муфту 2 і вал 3 передає обертання привідній шестерні 4, що обертає зубчасте колесо 5 і несамогальмуючу гайку 6. Остання повідомляє поступальне переміщення гвинту 7. При цьому поршень 8 стискає повітря, що перебуває в порожнині «с». Одночасно шестерня 4 повідомляє поступальне переміщення зубчастій рейці 9, жорстко закріпленій на корпусі робота. Оскільки захоплювачі однієї пари педіпуляторів зчеплені з поверхнею переміщення, то робот рухається з напрямними 10 у полозку 11 поступально разом із педіпуляторами, захоплювачі яких вільні від зчеплення з поверхнею переміщення.

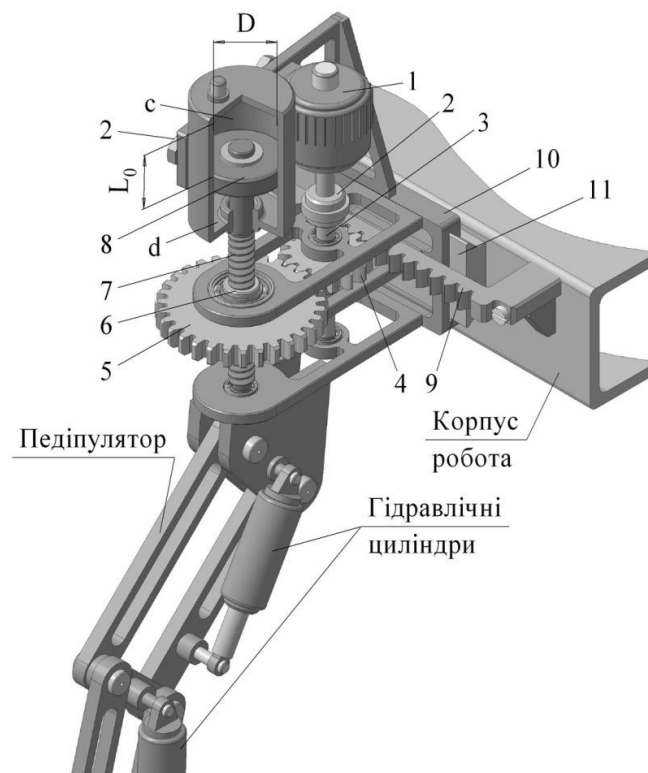


Рис. 3.4. Пневматичний накопичувач енергії мобільного робота

На цьому етапі – першому кроці – за рахунок того, що поршень стискає повітря в порожнині «с», накопичується потенціальна енергія. Далі за програмою керування контролер вимикає двигун, муфту 2 і відключає зчеплення захоплювачів однієї пари педіпуляторів та одночасно включає зчеплення таких же захоплювачів двох інших педіпуляторів. Сила стисненого газу діє на поршень, переміщає гвинт 7 через гайку 6 і повертає колесо 5 також у зворотному напрямку. Під дією сили раніше стисненого газу в порожнині «с» поступальний рух поршня 8 через гвинт 7 перетворюється в обертаний рух колеса і шестерні у зворотному напрямку. А оскільки одна пара педіпуляторів, на відміну від іншої діагонально розміщеної, тепер вільна від зчеплення із

поверхнею переміщення, то шестерня 4, обкатуючись по зубчастій рейці 9, переміщає полозок 11, а разом з ними і відповідні педіпулятори, на величину, раніше пройдено поршнем з урахуванням передатного 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 на кінетичну енергію руху на кожному другому кроці переміщення робота, але вже при вимкнених двигунах, що дає суттєву економію ресурсу автономних джерел живлення мобільних роботів.

Оскільки мобільні роботи, як відомо, використовують автономні джерела живлення чи то традиційні акумуляторні батареї, яким властиві низька питома потужність (кВт/кг) та обмежена ємність (А/год.), чи то сонячні батареї, що вимагають великих поглинальних площ, то економія енергетичних витрат для мобільних РДО має принципове значення.

3.2. Динамічна модель⁹ РДО із пружними металевими модулями накопичення та перетворення енергії

Автоматизоване керування режимами функціонування мобільними РДО як із пружними, так і з газовими модулями накопичування та перетворення енергії руху, неможливе без визначення необхідних обсягів потенціальної та кінетичної енергії руху робота. Це стосується і роботів, що працюють навіть за квазіоптимальних режимів керування.

Щоб визначити обсяги потенціальної та кінетичної енергії руху робота на різних етапах переміщення (за різних кутів положення до об'єкту), застосуємо диференціальні рівняння Лагранжа II роду як класичний метод, що якнайкраще підходить до динамічних моделей технічних систем, які містять *акумулятори* енергії руху об'єкта.

Зауважимо, що побудова будь-якої математичної моделі, зокрема й динамічної, має за мету створення *інженерної* методики синтезу (її описано у розд. 7) технічного об'єкта, у цьому разі 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 роду має вигляд [111]

⁹ Динамічна модель – теоретична конструкція (модель), яка описує технічну систему з різними **акумуляторами енергії**, що подають у формі математичних операцій інтегрування і диференціювання. Наприклад, *потенціальна* і *кінетична* енергія механічного руху об'єкта.

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

де k – кількість степенів вільності 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 .

Метод дозволяє керувати процесом накопичення потенціальної енергії та перетворення її на кінетичну енергію руху технічної системи залежно від динамічних параметрів робота.

У нашому випадку саме для процесу накопичення та перетворення енергії достатньо, щоб система мала два степеня вільності (на відміну від кількості ступенів рухомості для виконання технологічних операцій). За узагальнені координати візьмемо кути повороту опорних педіпуляторів (ніг робота) $q_1 = \beta_1$ (див. рис. 3.1) та вільних педіпуляторів $q_2 = \beta_2$. Відповідно, $\dot{\beta}_1, \dot{\beta}_2$ – узагальнені швидкості. Величину руху корпусу робота можна знайти 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 визначимо 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 й обертається з кутовою швидкістю $\dot{\beta}_2$ навколо точки кріплення до корпусу. На віддалі « y » від місця кріплення до корпусу на осі прямокутної декартової системи координат Ox_1y_1 проєкції 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 проєкцій швидкості V та вираз $dm = m_1 dy / R_2$, отримаємо вираз для обчислення кінетичної енергії вільного від зчеплення із 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 у вираз (3.7), отримаємо 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, зчеплена з поверхнею переміщення робота, здійснює обертальний рух з кутовою швидкістю $\dot{\beta}_1$ (взаємним переміщенням частин ноги унаслідок деформації пружини знехтуємо). Тоді вираз для кінетичної енергії опорної ноги можна отримати з формули (3.7), поклавши у ній $V = 0$ та $\dot{\beta}_2 = \dot{\beta}_1$:

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

Тоді повна кінетична енергія T мобільного робота

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

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

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

Також обчислимо 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

$$A = \left(\frac{4(2m_1 + m)\dot{\beta}_1^2}{\cos^5(45^\circ - \beta_1)} + \frac{2m_1 \dot{\beta}_2 \dot{\beta}_1 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^3(45^\circ - \beta_1)} \right) \sin(45^\circ - \beta_1) - \frac{m_1 \dot{\beta}_2^2 \sqrt{2} \sin(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)}; \quad (3.13)$$

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

де функцію B визначимо 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 $\delta \beta_1$ куту повороту β_1 й отримаємо приріст δs та переміщення s . Сили педіпуляторів мобільного робота виконують можливу роботу:

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

$$- m_1 g \sin(\gamma) R_2 \cos(45^\circ - \beta_1) \delta \beta_1,$$

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

Враховуючи формулу (3.2), отримаємо 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

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

де складові узагальнені сили мають такий 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 $\delta\beta_2$ куту повороту β_2 й отримаємо можливий приріст $\delta\varphi = \delta\beta_2 i$ (i – передатне відношення привода педіпуляторів робота) та кут φ повороту шестерні, до якої прикладено момент M_2 . Саме на цьому прирості привідний момент M_2 виконає можливу роботу $\delta A_{\beta_2} = M_2 i \delta\beta_2$, а узагальнена сила

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

Підставимо знайдені вирази похідних та узагальнених сил у початкові рівняння (3.1), доданки із другими похідними від кутів повороту залишимо у лівій частині, а всі інші члени перенесемо у праву частину. У результаті отримаємо диференціальні рівняння руху робота на першій частині циклу $0 \leq \beta_1 \leq \beta_o$, тобто на етапі накопичення потенціальної енергії:

$$\frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)\ddot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \ddot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \ddot{\beta}_1 \right) = Q_2 + Q_1 + \frac{R_2^2}{2} A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1};$$

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

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

Значення кута β_o залежить від приводного моменту M_1 та жорсткості j пружного елемента накопичення енергії, це значення підбирають моделюванням так, щоб швидкість V наприкінці повороту опорної ноги була близька до нуля, інакше виникне перевитрата енергії і відбудеться сильний удар об обмежувач руху ноги. Щодо запобігання ударним навантаженням, то очевидно є доцільність застосувати гідравлічні демпфери, як у конструкціях автомобільних амортизаторів, але це не є тут предметом моделювання.

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

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

Запишемо розв'язання щодо похідних, а саме на першому етапі руху мобільного робота під час накопичення *потенціальної* енергії:

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

де

$$\begin{aligned} f_2 &= \frac{D1 \left(M_2i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \right) - D2 \left(Q_2 + Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \right)}{D}; \quad D = D1 * D3 - (D2)^2; \\ D1 &= \left(\frac{(2m_1 + m)\ddot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \right) \frac{R_2^2}{2}; \quad D2 = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1\ddot{\beta}_2\sqrt{2}\cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} \right); \quad D3 = \left(\frac{4m_1}{3} \right) \frac{R_2^2}{2}. \end{aligned}$$

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

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

де

$$\begin{aligned} f_3 &= \frac{D3 \left(Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \right) - D2 \left(M_2i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \right)}{D}; \\ f_4 &= \frac{D1 \left(M_2i + \frac{R_2^2}{2}B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \right) - D2 \left(Q_1 + \frac{R_2^2}{2}A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \right)}{D}. \end{aligned}$$

Вирази для $A, B, \frac{\partial T}{\partial \beta_1}, \frac{\partial T}{\partial \beta_2}$ наведено вище, але у них слід зробити заміну:

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

Систему диференціальних рівнянь розв'язують числовим методом Рунге–Кутта четвертого порядку точності, для чого в середовищі MATLAB складено відповідні програми (дод. П). Далі розглянемо результати моделювання руху мобільного робота на основі розробленої вище динамічної моделі функціонування педіпуляторів робота із пружинними накопичувачами енергії.

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

Нагромадження потенціальної енергії на кожній попередній ділянці переміщення і перетворення її на кінетичну енергію руху на наступній ділянці руху згідно з 1-м принципом 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.

Отже, для керування син-тезом 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 отже будуть безпосередньо впливати на ефективність виконання як транспортних, так і технологічних операцій згідно з виробничим призначенням мобільного РДО.

На основі розробленої моделі отримано результати впливу жорсткості накопичувача потенціальної енергії на величини лінійного (рис. 3.5, *a*) руху корпусу робота та кутового (рис. 3.5, *б*) переміщення педіпуляторів мобільного робота. З наведених графоаналітичних залежностей стає очевидним, що на етапі накопичення енергії руху, тобто коли приводи робота увімкнено, вплив жорсткості модуля накопичувача несуттєвий на час руху, але проявляється суттєво на етапі перетворення потенціальної енергії на кінетичну енергію руху мобільного робота за вимкнених двигунів приводів. Це однозначно вказує на те, що у керуванні траєкторією мобільного РДО слід враховувати різницю пройденого шляху під час накопичення та перетворення енергії його приводів.

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

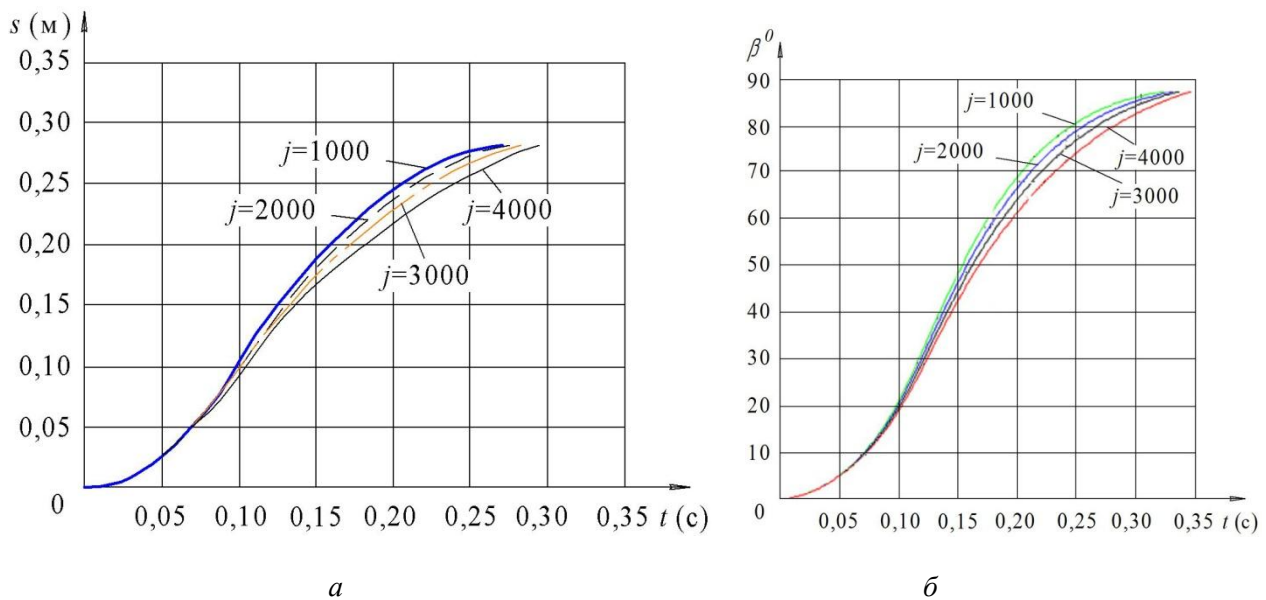


Рис. 3.5. Графіки зміни лінійного (*a*) та кутового (*б*) переміщення робота залежно від жорсткості j (Н·м) пружного модуля накопичення та перетворення енергії руху

Як показують результати моделювання, вплив жорсткості j на зміну лінійної (рис. 3.6, *a*) та кутової (рис. 3.6, *б*) швидкості переміщення більшою мірою проявляється на другому етапі руху робота, коли ця швидкість знижується, що пояснюється істотним зменшенням накопиченої енергії унаслідок роботи, виконаної на переміщення робота на другій половині циклу. Інакше кажучи, під час формування алгоритму керування приводами педіпуляторів слід враховувати, що при включених двигунах приводів на етапі $0^\circ \leq \beta \leq 45^\circ$ руху педіпуляторів є можливість забезпечити сталу швидкість руху, на відміну від другого етапу $45^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$ переміщення, коли виконується робота за рахунок перетворення потенціальної енергії на кінетичну енергію руху мобільного робота. Однак цей недолік (різниця швидкостей) майже несуттєвий порівняно з економією енергії, що досягається, коли робот рухається із вимкненим двигуном, а це для мобільних роботів, в яких використано автономні джерела живлення з обмеженими ресурсами, має принципове значення.

На графіках рис. 3.7 показано залежність зміни характеристики накопичувача енергії. Оскільки на другому етапі переміщення $45^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$, привід педіпулятора має домінуючий вплив на динаміку переміщення.

Виходячи з аналізу наведених графоаналітичних залежностей можна остаточно стверджувати, що для збільшення кінетичної енергії руху робота доцільно підвищувати жорсткість пружинного накопичувача потенціальної енергії.

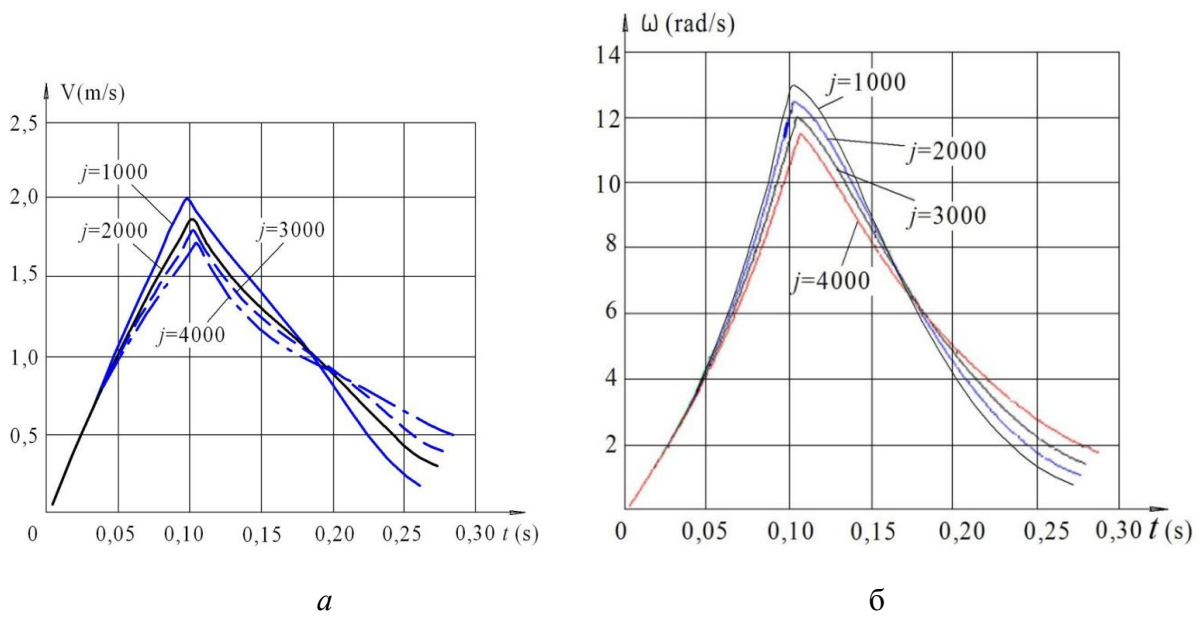


Рис. 3.6. Вплив жорсткості j (N/m) пружного елемента на зміну лінійної (а) та кутової (б) швидкості переміщення робота

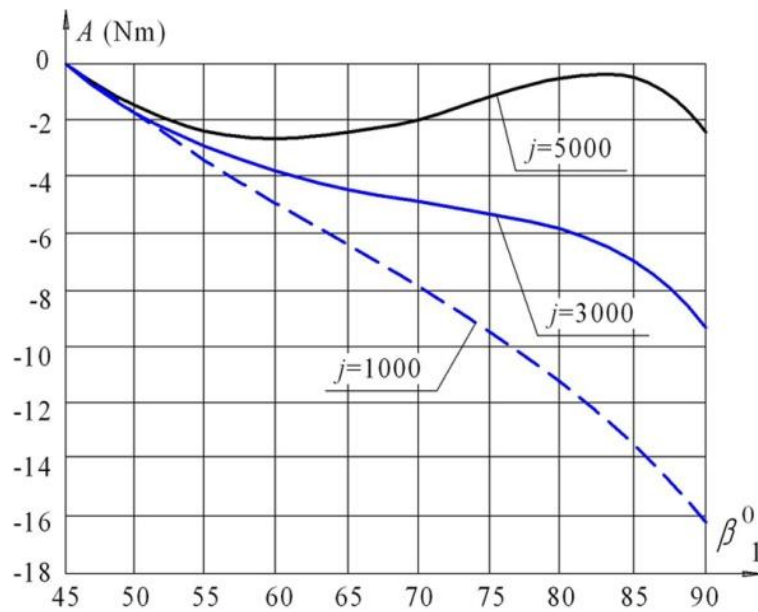


Рис. 3.7. Вплив жорсткості j (N/m) пружинного накопичувача енергії на виконувану ним роботу із вимкненими приводами (за умови $T_2 - T_1 = A_2$; $T_2 \approx 0$, тому що $\dot{\beta}_1 = 0$)

Цей негативний прояв можна компенсувати збільшенням передатного відношення трансмісії (поз. 3 й 4 на рис. 3.1) педипуляторів робота.

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

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

Щоб побудувати динамічну модель, виходимо із класичних рівнянь Лагранжа II роду (3.1). Також вважатимемо, що корпус мобільного робота рухається поступально і його переміщення та швидкість можна знайти 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 плоско-паралельний рух та обертається з кутовою швидкістю $\dot{\beta}_2$ навколо точки кріплення до корпусу. Проекції швидкості довільної точки ноги, яка міститься на віддалі y від місця кріплення до корпусу, на осі прямокутної декартової системи координат Ox_1y_1 , можна подати так:

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

Обчислимо кінетичну енергію вільної ноги:

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

підставивши у цю формулу 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

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

Підставивши вираз швидкостей V , отримуємо остаточну формулу для знаходження кінетичної енергії вільної ноги педипулятора робота:

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

Щодо опорної ноги педипулятора, то вона здійснює обертальний рух із кутовою швидкістю $\dot{\beta}_1$ (взаємним переміщенням частин ноги унаслідок деформації пружини знехтуємо). Тоді у формулу для кінетичної енергії (3.25) підставимо значення $V = 0$ та $\dot{\beta}_2 = \dot{\beta}_1$:

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

Тепер повна кінетична енергія T мобільного робота

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

Похідні від кінетичної енергії становитимуть:

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

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

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

також

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

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

Далі надаємо можливий приріст $\delta \beta_1$ куту повороту β_1 ноги педіпулятора робота, у результаті отримуємо 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, якою переміщується мобільний робот; сила пружності газового накопичувача енергії

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

величина переміщення поршня газової камери

$$x = R_2 \left(1 - \frac{\cos 45^\circ}{\cos(45^\circ - \beta_1)} \right),$$

а її початкова довжина

$$L_o = \frac{P_{\max} x_{\max}}{P_{\max} - P_o}.$$

Враховуючи формулу (3.2) і вираз для переміщення x , отримуємо:

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

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

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

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

Підставляємо знайдені вирази похідних та узагальнених сил у вираз рівнянь Лагранжа II роду (3.1), доданки із другими похідними від кутів повороту залишаємо у лівій частині, а всі інші члени переносимо у праву частину. У результаті отримуємо 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 привода 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 сильний удар об обмежувач руху ноги.

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

$$\begin{aligned} \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)\ddot{\beta}_1}{\cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \ddot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \ddot{\beta}_1 \right) &= Q_1 + \frac{R_2^2}{2} A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \\ \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{m_1 \ddot{\beta}_1 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{4m_1}{3} \ddot{\beta}_2 \right) &= M_2 i + \frac{R_2^2}{2} B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \end{aligned} \quad (3.36)$$

Для розв'язання 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:

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

де

$$f_1 = \frac{D3 \left(Q_2 + Q_1 + \frac{R_2^2}{2} A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \right) - D2 \left(M_2 i + \frac{R_2^2}{2} B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \right)}{D};$$

$$f_2 = \frac{D1 \left(M_2 i + \frac{R_2^2}{2} B + \frac{\partial T}{\partial \beta_2} \right) - D2 \left(Q_2 + Q_1 + \frac{R_2^2}{2} A + \frac{\partial T}{\partial \beta_1} \right)}{D};$$

$$D3 = \left(\frac{4m_1}{3} \right) \frac{R_2^2}{2};$$

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

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

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

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

де

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

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

Вирази для

$$A, B, \frac{\partial T}{\partial \beta_1}, \frac{\partial T}{\partial \beta_2}$$

різняються тим, що в них здійснено заміну, а саме: $\dot{\beta}_1 = \frac{d\beta_1}{dt} = u$ та $\dot{\beta}_2 = \frac{d\beta_2}{dt} = v$.

Таким чином, побудована динамічна модель мобільного РДО з газовими накопичувачами дозволяє, розв'язавши системи 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 у два етапи: під дією привода з накопиченням потенціальної енергії та під дією кінетичної енергії, тобто з вимкненими двигунами педіпуляторів, що дозволяє суттєво заощадити енергетичний ресурс автономних джерел живлення мобільних роботів.

По-перше, на основі розробленої динамічної моделі отримано результати впливу (рис. 3.8) на рушійний момент M (Н·м) привода педіпуляторів робота таких домінуючих параметрів трансмісії мобільного РДО, як передатне відношення i редукції, параметри зубчастої передачі, а саме модуль n та кількість зубів z ведучої ланки привода від кута повороту $\beta_0 = \beta_1$ газового педіпулятора, тобто значення кута, за якого припиняє діяти рушійний момент M_1 привода робота, коли мобільний робот рухається за рахунок перетворення потенціальної енергії стисненого газу на кінетичну енергію руху по поверхні довільної орієнтації.

З аналізу отриманих графоаналітичних залежностей (рис. 3.8) очевидно, що домінуючими чинниками на момент привода педіпуляторів є модуль n і параметри ведучої ланки зубчастої передачі z привода, але якщо ці параметри сталі, що притаманне вже виготовленому зразку мобільного робота, суттєвого зменшення приводного моменту можна досягати зміною передатного відношення i редукції привода, що вказує на доцільність застосування трансмісії робота з автоматичним регулюванням передатного відношення. Тому у процесі керування приводами мобільного РДО, щоб швидкість корпусу робота у кінці циклу була близькою до нуля, а ця умова потрібна для запобігання ударам під час розпрямлення пружних елементів (точніше, стисненого газу), значення рушійного моменту M і кута β_0 мають бути узгоджені, як зазначено на графіках на рис. 3.8.

По друге, пам'ятаючи, що в газових модулях (на відміну від пружинних, див. підрозд. 3.3) накопичення потенціальної енергії залежить не тільки від початкового тиску, а й від обсягу стисненого газу, а саме від об'єму газової камери, тобто її діаметра і довжини, здійснено моделювання роботи педіпуляторів за сталих значень параметрів трансмісії (наприклад, $[z = 30; n = 0.001; i = 1] \rightarrow \text{Const}$) та змінних значень діаметра $D \rightarrow \text{Var}$ газової камери як головного чинника її об'єму (тому що $V_0 = \frac{\pi D^2}{4} L_0$) та рушійного моменту $M \rightarrow \text{Var}$ привода педіпуляторів робота.

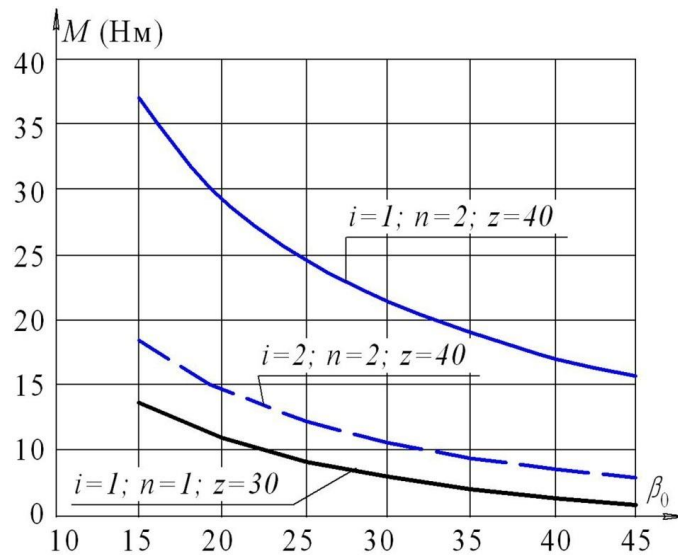


Рис. 3.8. Вплив параметрів трансмісії i , n , z на величину моменту привода педіпуляторів з газовим накопиченням енергії

Результати моделювання на графіках на рис. 3.9 ілюструють залежність величини лінійного s (м) руху робота (а) та кутового β_1 переміщення (б) педіпуляторів мобільного РДО від часу за різних діаметрів D газової камери і рушійних моментів M привода його педіпуляторів. Із цих графіків очевидно, що домінуючим чинником впливу (крива 2) як на лінійне переміщення робота, так і на обертовий рух педіпуляторів є значення приводного моменту приводів.

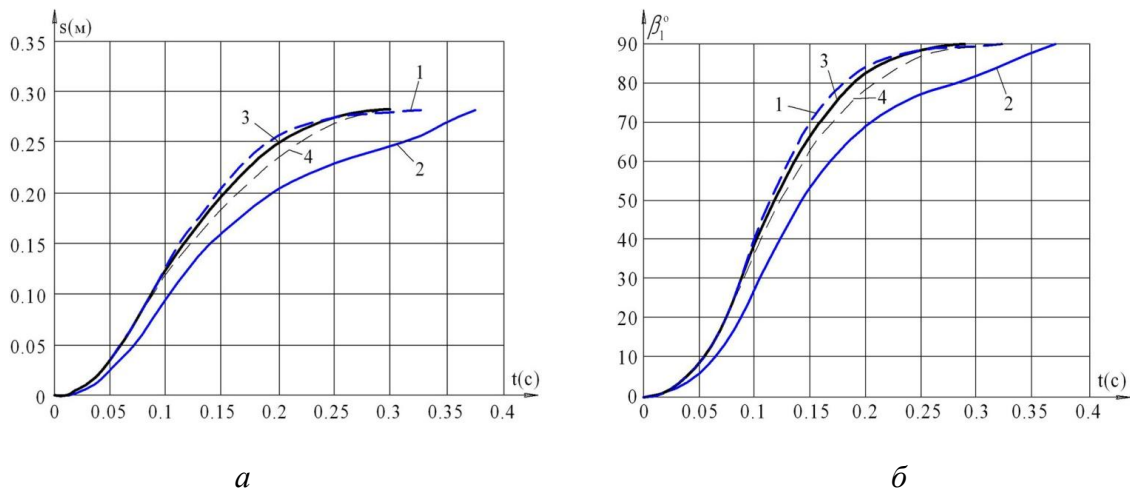


Рис. 3.9. Залежність переміщення s корпусу робота (а) та кута β_1 повороту (б) педіпуляторів від часу t за різних діаметрів D газової камери накопичувача енергії і рушійних моментах M привода робота за умов:

- 1 – $D = 0,02$ м; $M = 12$ Нм; 2 – $D = 0,035$ м; $M = 9,6$ Нм;
- 3 – $D = 0,03$ м; $M = 12$ Нм; 4 – $D = 0,04$ м; $M = 12$ Нм

Аналогічну домінуючу впливу провідного моменту на залежність лінійної швидкості робота та кутової швидкості його педіпуляторів на обох циклах руху (тобто накопичення потенціальної енергії та перетворення її на кінетичну енергію руху) спостерігаємо на графіках на рис. 3.10. Так, досить зменшити приводний момент на 20 %, наприклад з $M = 12$ Нм до $M = 9,6$ Нм, на відміну від зміни діаметра D газової камери на 100 %, щоб спостерігати домінуючий вплив моменту приводів педіпуляторів робота.

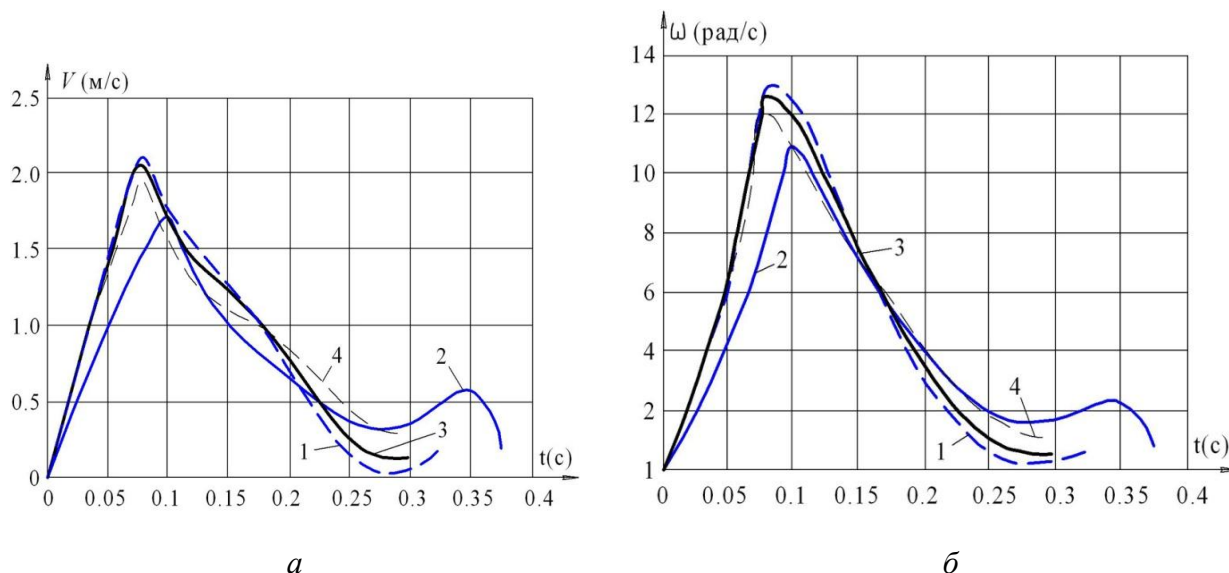


Рис. 3.10. Залежність лінійної швидкості V (м/с) робота (а) та кутової ω (рад/с) швидкості педіпуляторів (б) від часу t за різних діаметрів D газової камери накопичувача енергії і рушійних моментів M привода робота за умов:

- 1** – $D = 0,02$ м, $M = 12$ Нм; **2** – $D = 0,035$ м, $M = 9,6$ Нм;
3 – $D = 0,03$ м, $M = 12$ Нм; **4** – $D = 0,04$ м, $M = 12$ Нм

Виявлені унаслідок проведених досліджень описані ефекти пояснюються тим, що саме приводний момент впливає на значення тиску газу під час накопичування потенціальної енергії, а отже слід віддавати перевагу автоматичному регулюванню провідного моменту педіпуляторів перед конструктивними параметрами газового накопичувача енергії, тим більше, що в діючому зразку мобільного робота вказані параметри є сталими. Таким чином, обидва розглянуті в підрозд. 3.2 і 3.4 варіанти синтезу педіпуляторів мобільного робота мають об'єктивні переваги й недоліки. Так, використання пружинного накопичувача енергії сприяє підвищенню вантажо-підйомності робота, але внаслідок природного нагромадження залишкових напруг¹⁰ пружинних накопичувачів енергії знижується ресурс роботи педіпуляторів. І навпаки,

¹⁰ Обсяг та термін (кількість циклів спрацювання) накопичення **залишкових напруг** залежать від конструктивних параметрів накопичувача енергії та модуля Юнга матеріалу, з якого вони виготовлені.

застосування газового накопичувача не менш ніж на порядок збільшує ресурс роботи, але це рішення прийнятне для роботів невеликої вантажопідйомності, наприклад мобільних РДО, призначених для виконання таких операцій, як діагностика промислових споруд, лісових та паркових масивів, відеоспостереження та зйомка тощо.

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

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

Щоб розв'язати цю задачу, оптимізуємо конструктивні параметри на основі побудови моделі багатокритеріальної оптимізації мобільного робота як дворівневої технічної системи. Умовно за перший рівень візьмемо підсистему втримання робота на поверхні довільної орієнтації, а за другий рівень оберемо підсистему приводів робота, оскільки, як зазначено 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 буде описано у розд. 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 цієї сили. Цільову функцію оберемо залежно від типу захоплювачів зчеплення робота з поверхнею переміщення, тобто механічних, вакуумних чи електромагнітних та інших. Якщо, наприклад, як пристрій зчеплення використано вакуумні захоплювачі, то цільову функцію запишемо так:

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

враховуючи промислово доцільні обмеження 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, м²; K_s – коефіцієнт зменшення площі; $p_a = 101 \cdot 10^3$ Па – атмосферний тиск; p_v – глибина вакууму, Па; 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, щоб знайти оптимальне значення цільової функції, використаємо класичний координатний метод оптимізації. Знайшовши частинні похідні по кожній незалежній змінній, легко переконатись, що максимальне і мінімальне значення цільової функції (3.39) становитиме:

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

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

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

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

Щоб оптимізувати підсистему приводів, слід спочатку визначити параметри газового накопичувача енергії. У цьому разі як пружний елемент використано газ (стиснене повітря), який міститься у герметичній циліндричній камері завдовжки L_o і діаметром D поперечного перерізу (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 із законом Бойля–Маріотта маємо такі умови: $p_o V_o = pV$, де $p_o = p_{\min}$ – тиск у камері за максимального її об'єму; $V_o = \frac{\pi D^2}{4} L_o$; p – тиск у камері за довільного положення поршня; $V = \frac{\pi D^2}{4} (L_o - x)$; x – поточне переміщення поршня.

Зі схеми на рис. 3.2 очевидно, що хід поршня накопичувача становить

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

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

Хід x поршня газового циліндра

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

Враховуючи наведені вищевізначення для максимального V_0 та поточного V об'ємів камери, отримуємо такий вираз тиску в камері:

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

Якщо граничними значеннями тисків задатися наперед, то з виразу (3.45) знаходимо потрібну довжину камери:

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

Отже, пружна сила J , яка діє на поршень газової камери, має таке 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 за нормальних умов.

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 руху від пружного елемента (див. схему на рис. 3.2):

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

Щоб спрогнозувати поведінку функції (3.50) у разі зміни кута β_1 , знайдемо похідну

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

Легко оцінити, що похідна від'ємна і за $\beta_1 = 45^\circ$, і за $\beta_1 = 0$, тобто цільова функція (3.50) на першому етапі руху досягає мінімального значення на кінцях проміжку зміни кута ($\beta_1 = 45^\circ$), $f = 0$. Обчислимо потенціальну енергію U , що нагромаджується під час стискання повітря:

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

Екстремальне значення потенціальної енергії становитиме

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

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

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

де $F_1 = 2M_1 i / nz$ – сила від рушійного моменту M_1 ; i, n, z – передатне число, модуль і кількість зубів ведучої ланки трансмісії, що з'єднує двигун із педіпулятором робота, відповідно.

Сила j стисненого повітря у формулі (3.53)

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

за обмежень, уведених з міркувань промислової доцільності:

$$\begin{aligned}
5 \leq M_1 \leq 10; \quad 1 \leq i \leq 3; \quad 0.001 \leq n \leq 0.002; \quad 20 \leq z \leq 40; \quad 0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ; \\
0.025 \leq D \leq 0.050; \quad 120 \cdot 10^3 \leq p \leq 400 \cdot 10^3,
\end{aligned}$$

отже, отримаємо для маси m робота та маси m_1 педіпулятора:

$$F_1 L_1 \geq (m + 3m_1)gL; \tag{3.54}$$

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

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, за значень

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

досить, щоб виконувалась умова (3.54), а якщо D більше, досить виконання нерівності (3.55). Щоб оцінити поведінку цільової функції зі зміною кута β_1 повороту педипуляторів 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

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

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

Легко переконатись, що ця похідна від'ємна за всіх значень кута $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$. Підставивши $Q = Q_{max}$ і $W = 0$, отримуємо формулу для знаходження максимального значення сили руху робота залежно від значень діаметра D газової камери накопичувача енергії та 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 привода F_1 , становить

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

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

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, за різних значень кута β_o . Допустимі значення сили F_1 і діаметра D з міркувань забезпечення гарантованого зчеплення робота з поверхнею переміщення та запобігання його відриву містяться в області, яка розміщена між прямою лінією і відповідною кривою.

Ці графіки може використовувати проєктувальник мобільного робота як номограму для визначення параметрів газового накопичувача енергії.

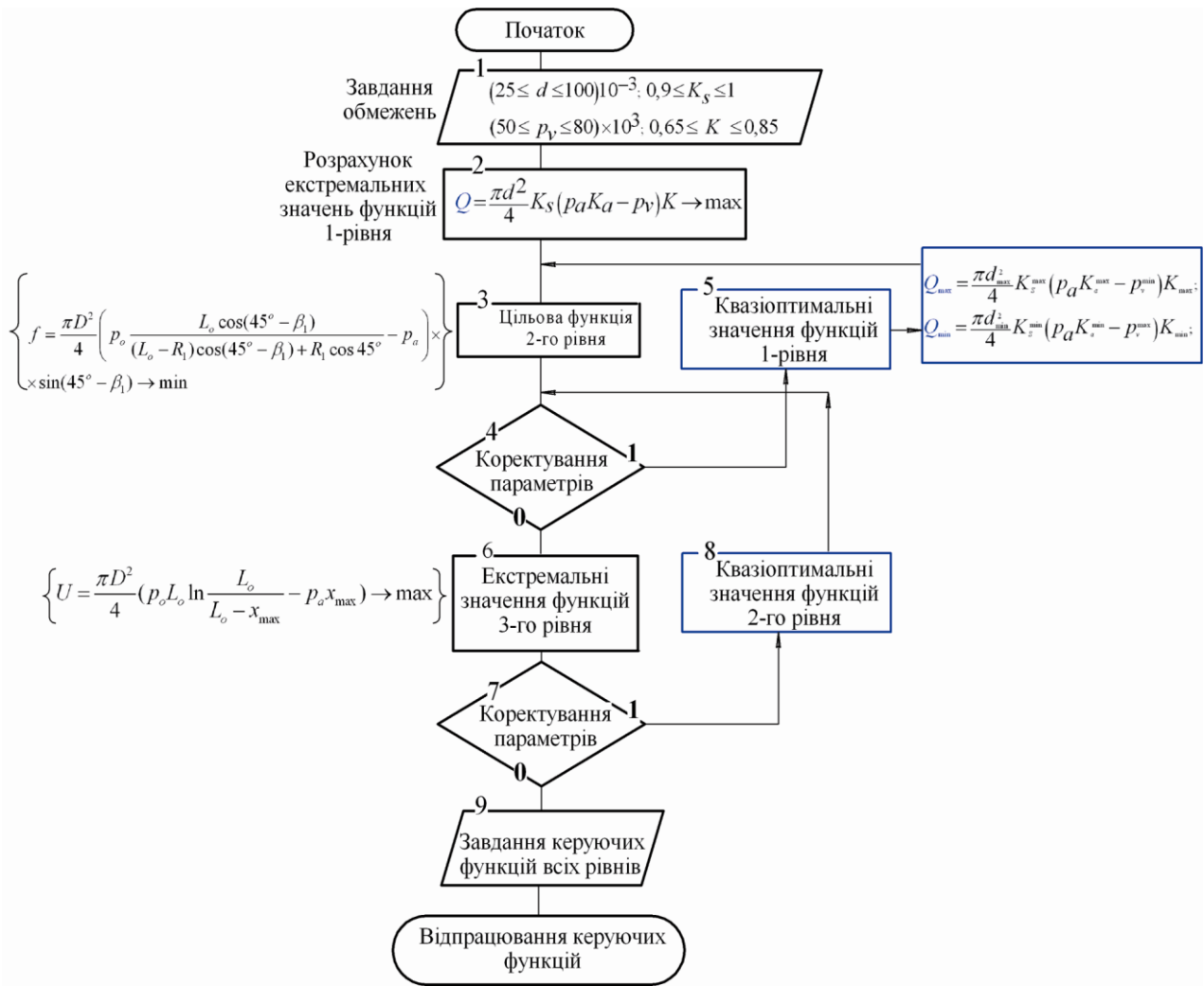


Рис. 3.11. Алгоритм керування режимами мобільного робота з газовим модулем накопичення та перетворенням енергії руху

На другому етапі руху робота за цільову функцію візьмемо 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 таким чином:

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

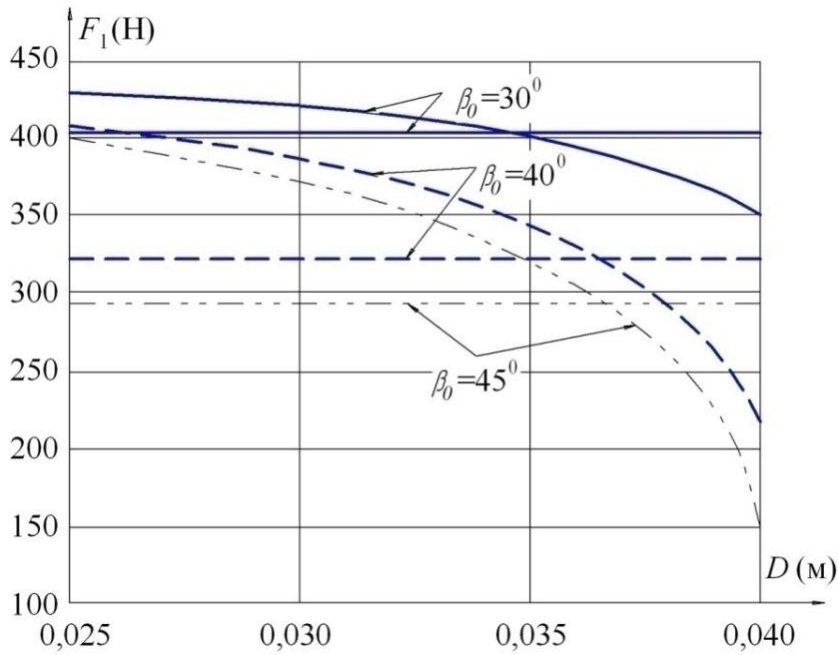


Рис. 3.12. Графіки зміни рушійної сили F_1 на першому етапі руху робота залежно від діаметра D газової камери накопичувача енергії

Розв'язавши рівняння (3.61) числовим методом, знаходимо значення кута $\beta_1 = \beta^*$, за якого функція F_2 досягає максимуму, тобто

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

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

Для запобігання ударним навантаженням 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 взяти 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} та U – потенціальна енергія пружного середовища на початку етапу та у довільному положенні опорної ноги мобільного робота на другому етапі переміщення відповідно.

Третій доданок у виразі (3.63) – це робота сил ваги G_2 мобільного робота. Сумарна робота $A = U_{\max} - U + G_2 R_2 \cos 45^\circ \operatorname{tg}(45^\circ - \beta_1)$ за невеликого діаметра D газової камери, за якого накопичується незначний запас потенціальної енергії.

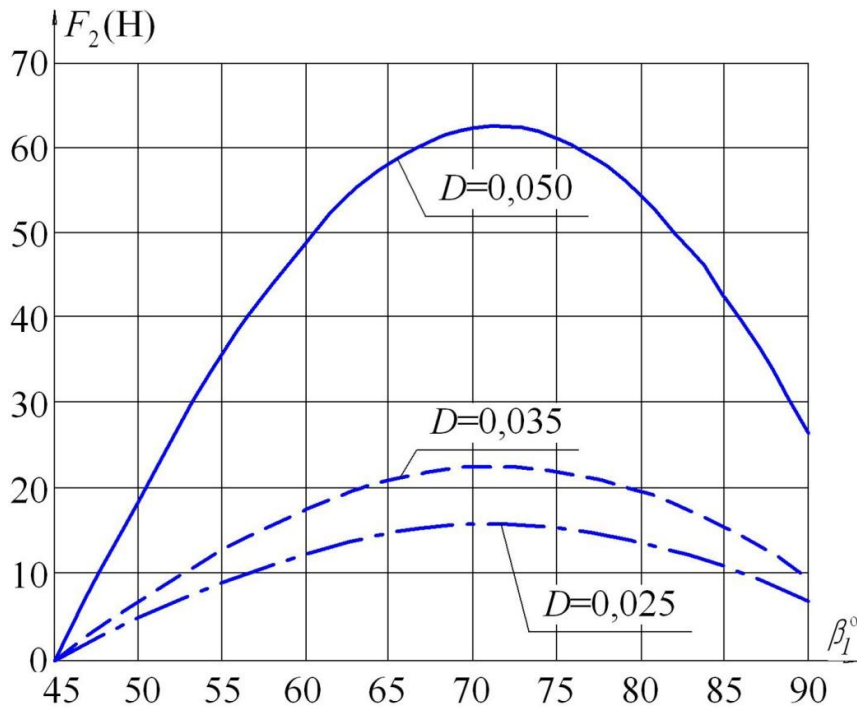


Рис. 3.13. Графіки зміни значення рушійної сили F_2^{\max} залежно від кута β_1 повороту педипулятора робота і діаметра D газовой камери накопичувача потенціальної енергії

Дослідження цієї функції дає можливість виявити вплив діаметра D камери газowego накопичувача енергії на роботу A_2 (рис. 3.14) на другому етапі $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ переміщення робота.

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

У разі дотримання наведених промислово доцільних обмежень, що прийняті з проєктних міркувань та конструкторського досвіду автора, ці графіки разом із наданими вище рекомендуються для розроблення конструкцій накопичувачів енергії різноманітних роботів.

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

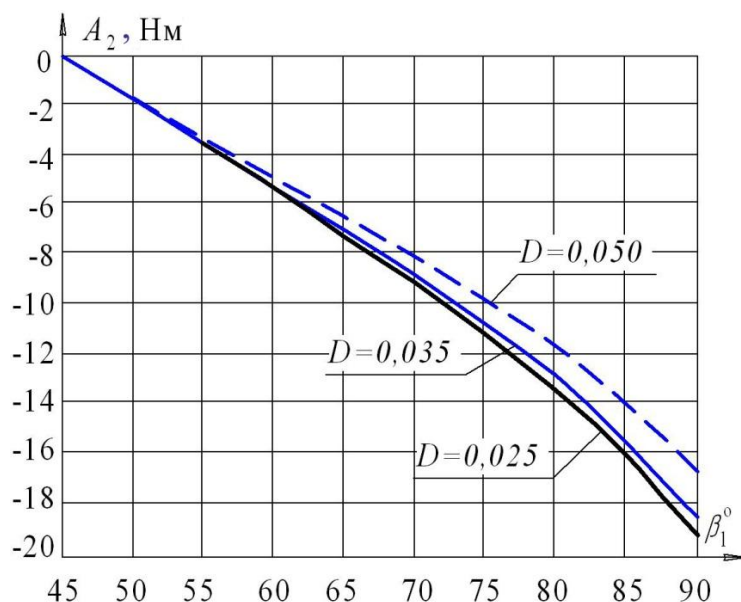


Рис. 3.14. Робота пружного середовища і сил ваги робота на другому етапі переміщення $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ за різних діаметрів D газової камери накопичувача енергії

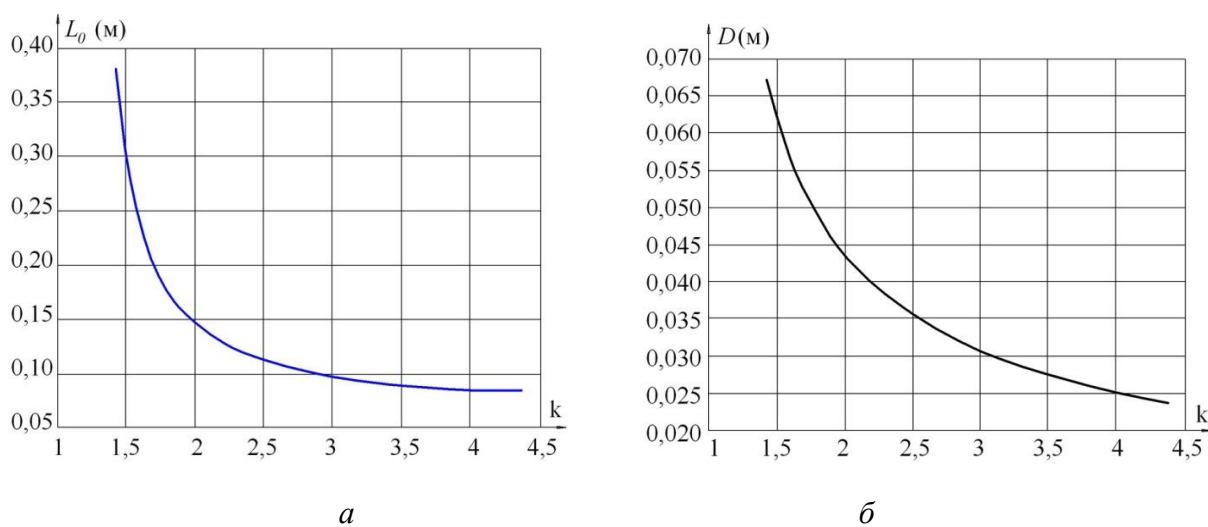


Рис. 3.15. Графіки для визначення довжини L_0 (а) і діаметра D (б) накопичувача енергії залежно від величини максимального тиску P_{max} ($k = P_{max}/P_a$)

Подані 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 стисненого 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 за певного значення початкового тиску p_0 у газовій камері накопичувача потенціальної енергії, інакше кажучи, пневматичного акумулятора, яким оснащено кожний педіпулятор мобільного робота [16].

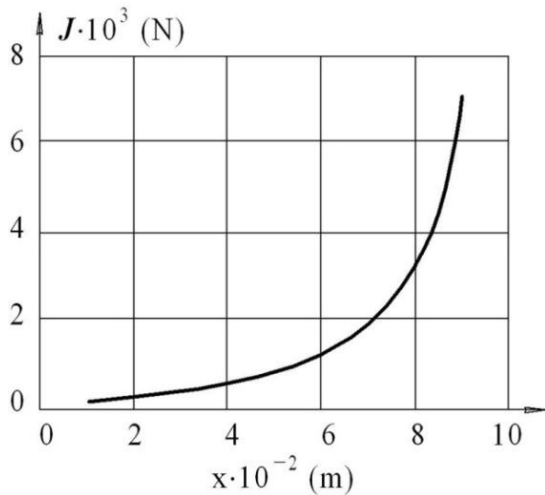


Рис. 3.16. Зміна пружної сили J стисненого повітря від переміщення x поршня за $p_0 = 101 \cdot 10^3$, Pa; $D = 0.1$, m

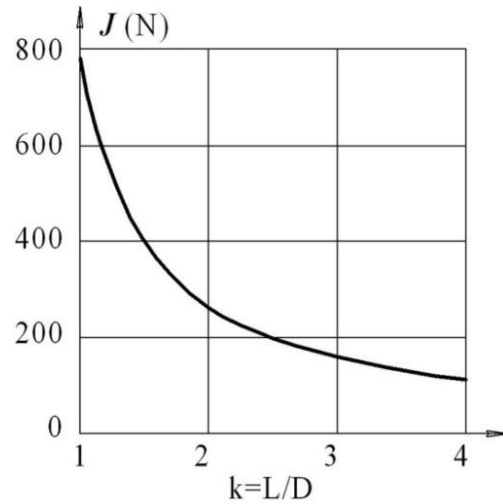


Рис. 3.17. Зміна пружної сили J стисненого повітря від співвідношення $k = L / D$ за $p_0 = 101 \cdot 10^3$, Pa; $x = 5 \cdot 10^{-2}$, m

Графік рис. 3.18 ілюструє залежність пружної сили J від одночасної зміни розмірів камери за умови, що $D = L$. Така рівність дозволяє забезпечити компактність конструкції пневматичного акумулятора потенціальної енергії.

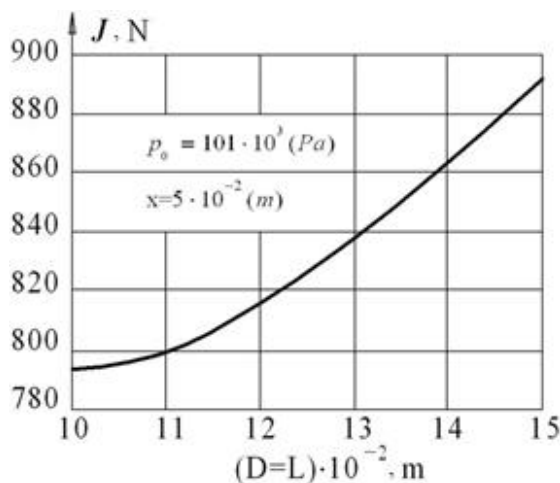


Рис. 3.18. Залежність пружної сили J від зміни розмірів камери $D = L$

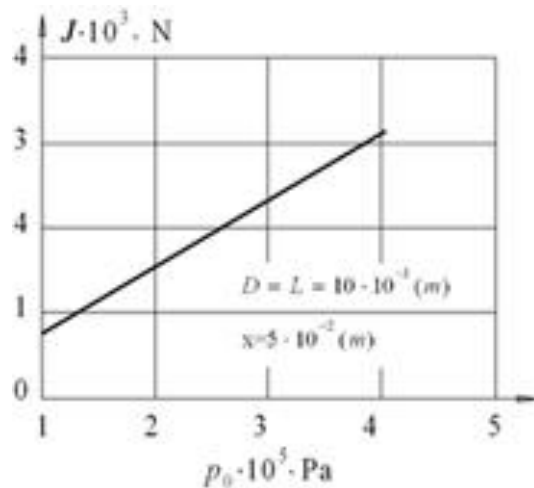


Рис. 3.19. Залежність пружної сили J зі зміною початкового тиску в камері

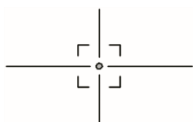
Домінуючим чинником впливу на величину пружної сили J , яка й визначає ефективність функціонування газового накопичувача потенціальної енергії, є значення початкового тиску p_0 у камері, як це показано на графіку на рис. 3.19. Початковий тиск встановлюють заздалегідь, до експлуатації.

Таким чином, викладений 1-й принцип керування синтезом мобільних РДО, що полягає у накопиченні потенціальної енергії і перетворенні її на кінетичну енергію руху, дає можливість переміщувати робот за рахунок накопиченої енергії й досягати економії енергетичних ресурсів роботів з автономними джерелами живлення, що має принципове значення для мобільних РДО технологічного призначення. Розв'язання багатокритеріальної задачі оптимізації мобільних РДО як ієрархічної технічної системи дозволяє знаходити квазіоптимальні значення технологічних режимів і конструктивних параметрів мобільних роботів.

Запропоновані варіанти синтезу мобільних РДО мають об'єктивні переваги й недоліки. Так, використання пружинного накопичувача енергії сприяє підвищенню вантажопідйомності та технологічного навантаження робота, але внаслідок природного нагромадження залишкових напруг пружинних накопичувачів енергії знижується ресурс роботи педіпуляторів. І навпаки, застосування газового накопичувача не менш ніж на порядок збільшує ресурс роботи, але це рішення прийнятне для роботів невеликої вантажопідйомності, наприклад мобільних РДО, призначених для виконання таких операцій, як діагностика промислових споруд, лісових та паркових масивів, відеоспостереження та зйомка та под.

Контрольні запитання

1. Назвіть види модулів для накопичення та перетворення енергії.
2. У чому полягає сутність накопичення та перетворення енергії?
3. Які чинники є домінуючими під час накопичення та перетворення енергії?
4. Наведіть схему газового модуля накопичення та перетворення енергії.
5. Викладіть методику оптимізація параметрів мобільних роботів.



РОЗДІЛ 4

Синтез мобільних роботів за другим принципом: інтеграція приводів переміщення

У розд. 2 на основі аксіоми, що зменшення енергетичних витрат підсистем мобільних роботів приводить до зниження їх гравітаційного навантаження у сукупності динамічних навантажень, як технологічних, так і транспортних, а також структурно-параметричного аналізу РДО, було декларовано три основоположних принципи керування параметрами мобільних роботів, доцільність першого з яких обґрунтовано у попередньому розділі.

Запропонуємо таке тлумачення доцільності застосування 2-го принципу керування синтезом мобільних РДО:

Принцип 2. Інтеграції приводів поздовжнього й вертикального переміщення, а також приводів зміни орієнтації у просторі мобільних роботів за заданим маршрутом. Ефект, що досягається: зменшення кількості приводів для зниження ваги робота, і, як наслідок, зменшення гравітаційного навантаження, що, у свою чергу, призводить до такого результату – підвищення надійності утримання мобільних РДО у технологічному просторі, що має принципове значення для мобільних роботів саме довільної орієнтації.

У цьому розділі створено технічні реалізації мобільних РДО з інтегрованими приводами педіпуляторів, розроблено динамічну модель та виконано 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-м принципом структурного та параметричного синтезу.

Довільна орієнтація робота у технологічному просторі передбачає, насамперед, можливість виконання різноманітних завдань у системах координат таких сфер виробничої діяльності, як моніторинг промислових об'єктів, монтаж і демонтаж будівельних конструкцій, ремонт і профілактичне обслуговування промислових трубопроводів та шахт, технічне обслуговування деревних лісових і паркових масивів тощо. Синтез сукупності приводів і трансмісій мобільних РДО визначається видом системи координат: декартовою прямокутною, сферичною, ангулярною (властива людині) і циліндричною, тобто системою координат технологічного простору.

4.1. Постановка завдання розробки мобільних РДО за 2-м принципом їх синтезу

Загальновідомо, що, наприклад, у декартовій системі координат є шість степенів вільності: три поступальних і три обертових. У класичних технічних розв'язках промислових роботів кожному степеню вільності відповідає автономний привід, що для мобільних РДО вкрай недоцільно, оскільки такі рішення призводять до збільшення гравітаційного навантаження на робот у технологічному просторі довільної орієнтації.

Отже, завдання полягає в тому, щоб синтезувати РДО з педіпуляторами, здатними працювати у будь-якій системі координат, одночасно інтегруючи його приводи згідно з 2-м принципом синтезу мобільних РДО. Як видно з рис. 4.1, *а*, наслідком реалізації поставленого завдання є орієнтація педіпуляторів робота у декартовій XYZ та сферичній R, β, γ (де R – радіус педіпулятора, тобто його довжина; β, γ – кути вигину педіпулятора відповідно) системах координат. Щоб спростити сприйняття, платформу робота умовно не показано. Кутом α визначено зону сервісу мобільного робота у сферичній R, β, γ системі координат. Аналогічно на рис. 4.1, *б*, показано можливість педіпуляторів працювати також у циліндричній системі координат R_0, δ, Z (де R_0 – поточний радіус-вектор об'єкта обслуговування; δ – кут полярної системи координат, а Z – координата циліндричної системи координат). Необхідність функціонування мобільних роботів у циліндричній або подібній їй системі координат обумовлюється наявністю таких об'єктів обслуговування, як, наприклад, дерева, стовпи ліній електропередач, колони і труби різного промислового призначення тощо.

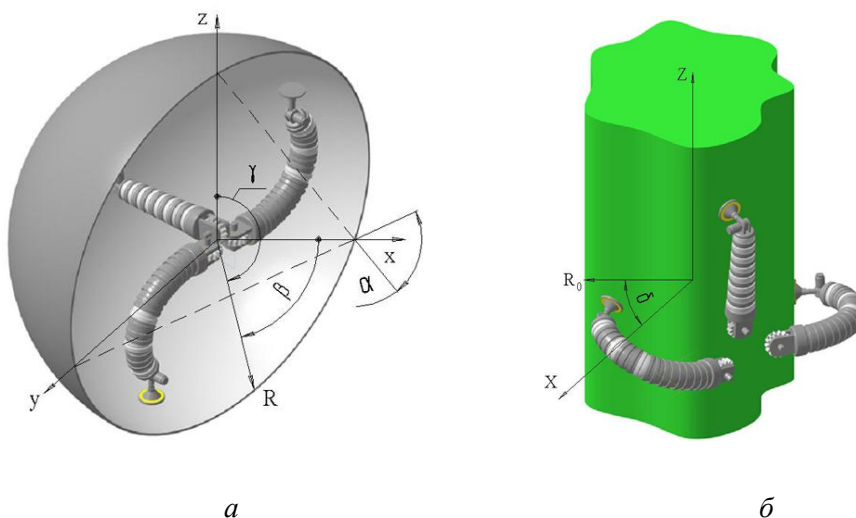


Рис. 4.1. Орієнтація педіпуляторів робота у декартовій та сферичній (*а*) і циліндричній (*б*) системах координат

Переважає більшість технічних рішень щодо створення мобільних РДО присвячена вдосконаленню систем зчеплення з поверхнею переміщення як засобу протидії гравітаційному навантаженню. Між тим можливий принципово інший підхід до вирішення цього завдання – створення мобільних РДО на основі запропонованого 2-го принципу синтезу – інтеграції приводів робота, що безпосередньо приводить до зменшення ваги, а, відповідно, і гравітаційного навантаження. Створені за цим принципом мобільні РДО характеризуються підвищеною надійністю утримання на поверхні довільної орієнтації. На рис. 4.2 показано приклади різних положень у просторі мобільного робота. Так, на рис. 4.2, а, передня пара педипуляторів долає підвищення h_1 , центральна (середня) пара – западину h_2 , а задня пара педипуляторів – підвищення h_3 рельєфу поверхні переміщення. На рис. 4.2, б, показано перехід робота з горизонтальної на вертикальну поверхню переміщення під кутом 90° у системі координат X,Y,Z (наприклад, підлога – стіна). На рис. 4.2, в, робот долає нішу завглибшки L і заввишки H під час переміщення по вертикальній стіні. На рис. 4.2, г, показано перехід робота з поверхні стіни на стелю під кутом 90° .

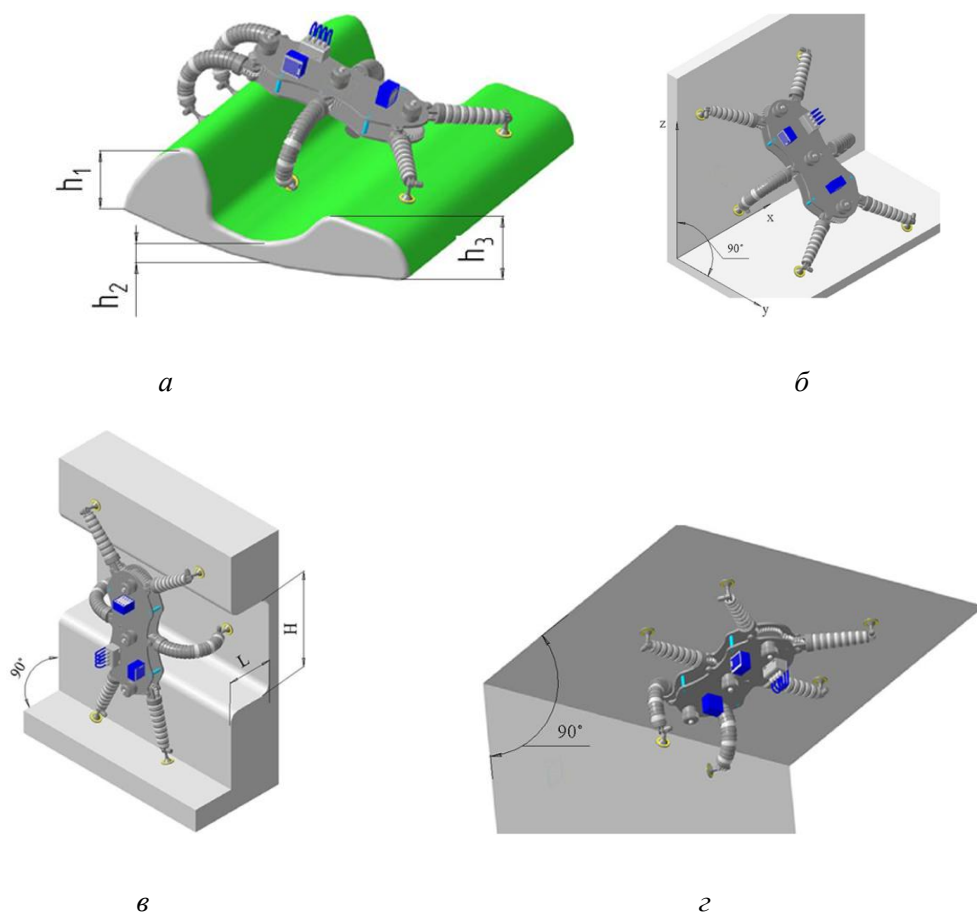


Рис. 4.2. Варіанти положення мобільного робота під час переміщення по різноманітних поверхнях

Таким чином, створені за 2-м принципом синтезу, тобто за інтеграцією приводів, мобільні роботи надають можливість пересування по довільних поверхнях будь-якої орієнтації у просторі й можуть бути використані для транспортування вантажів і виконання технологічних операцій на зазначених поверхнях. Слід також зауважити, що звільнений енергетичний ресурс автономних джерел живлення, якими завжди комплектують мобільних роботів, може бути направлений на підвищення ефективності виконання технологічних операцій.

4.2. Проєктно-конструкторська реалізація мобільного РДО

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 та нижньої платформ, з'єднаних осями 2 і 3. На осі встановлено педипулятори 4, кожний з яких має ведену шестерню 5, а кожна пара педипуляторів має трансмісію, що складається з паразитного зубчастого колеса 6 і ведучого колеса 7 із двигуном 8. Крім того, кожний із шести педипуляторів 4 (двох крайніх та однієї центральної пар) оснащений захоплювачем 9 для зчеплення з поверхнею переміщення і його приводом повороту 10 для забезпечення нормального положення захоплювачів до поверхні переміщення [118, 119]. Тип захоплювачів може бути різним (приміром, вакуумним, механічним, електромагнітним або адгезійним) залежно від матеріалу та топології поверхні, по якій рухається робот.

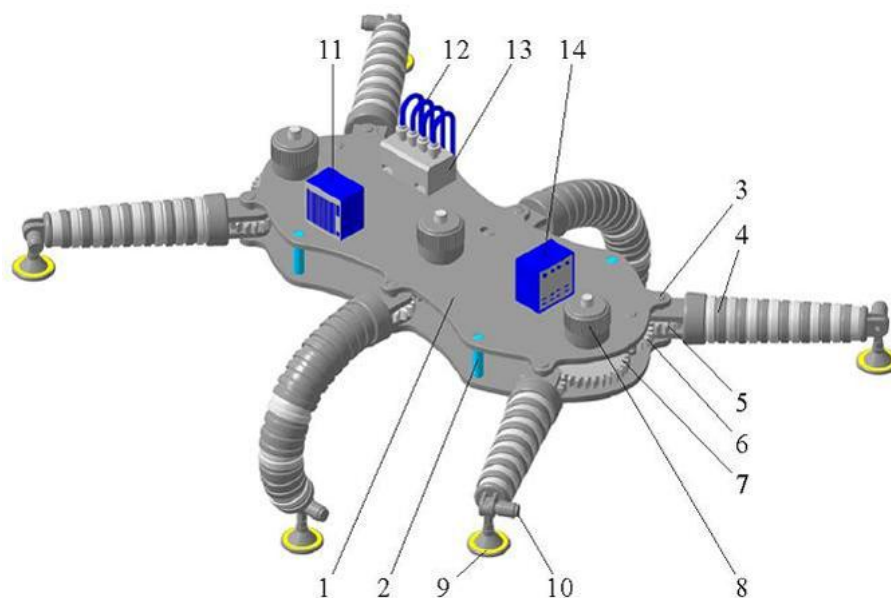


Рис. 4.3. 3D-модель крокуючого робота

На верхній платформі корпусу 1 розміщено 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 із педипуляторів (рис. 4.4) виконаний у вигляді набору кілець від 15, 16 до передостаннього $n - 1$ та останнього n . Кількість кілець залежить від призначення педипуляторів робота: чим більше кілець, тим вища точність орієнтації педипуляторів, а зі зменшенням їх кількості підвищується вантажопідйомність робота.

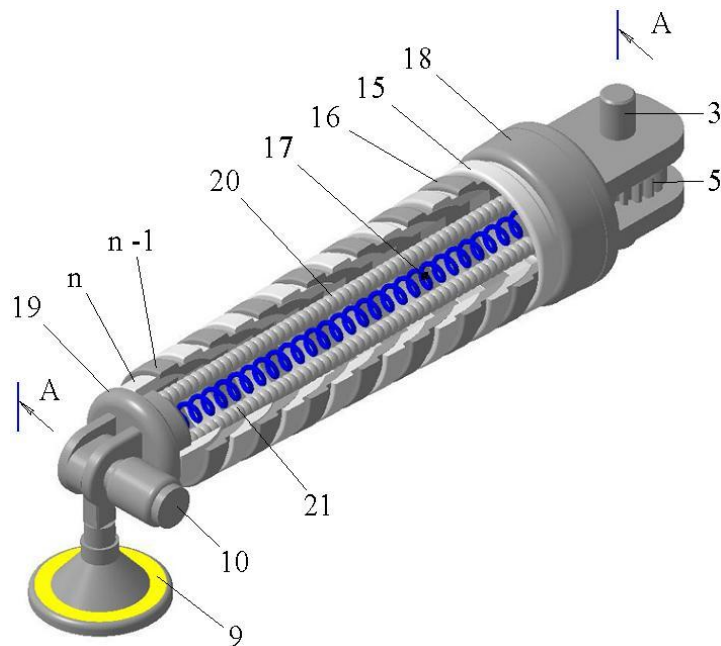


Рис. 4.4. 3D-модель одного з педипуляторів у перерізі 1/4 об'єму

Усі кільця педипулятора стягнуті пружним елементом розтягнення 17 (наприклад, циліндричною пружиною розтягнення), розміщеним по їхній осі й шарнірно закріпленим на замикаючих набір кілець втулках 18 та 19, на яких усередині кілець встановлено гофровані трубопроводи 20 й 21, що зазнають різного тиску газу або рідини. Кожне з кілець – від початкового 15 (максимального діаметра) до кінцевого n -го (мінімального діаметра) – контактують між собою по сферичних поверхнях з відповідними радіусами R_i й R_{i+1} із центрами на осі педипулятора.

Щоб краще розуміти принцип дії робота, спочатку розглянемо конструкцію тільки однієї ноги педипулятора (їх може бути кілька). Означена нога показана на рис. 4.5 не у робочому стані, а у вигляді «вибух-схеми», тобто коли всі її деталі умовно рознесені у 3D-просторі. Для наочності конструкцію показано у перерізі 1/4 її об'єму.

Кожну ногу робота виконано у вигляді набору кілець від 1, 2 (рис. 4.6) до передостаннього $n - 1$ -го та останнього n -го. Кожне кільце у поздовжньому перерізі має форму усіченого конуса, у зібраному (робочому) стані кільця контактують між

собою по сферичних зовнішніх 3 і внутрішніх 4 поверхнях. Усі кільця стягнуто пружним елементом розтягання (пружиною) 5, розміщеною по їхній осі та шарнірно закріпленою на втулках 6 і 7, які замикають набір кілець. У середині кілець встановлено гофровані гнучкі трубопроводи 8, кожний з яких перебуває під різним тиском газу або рідини.

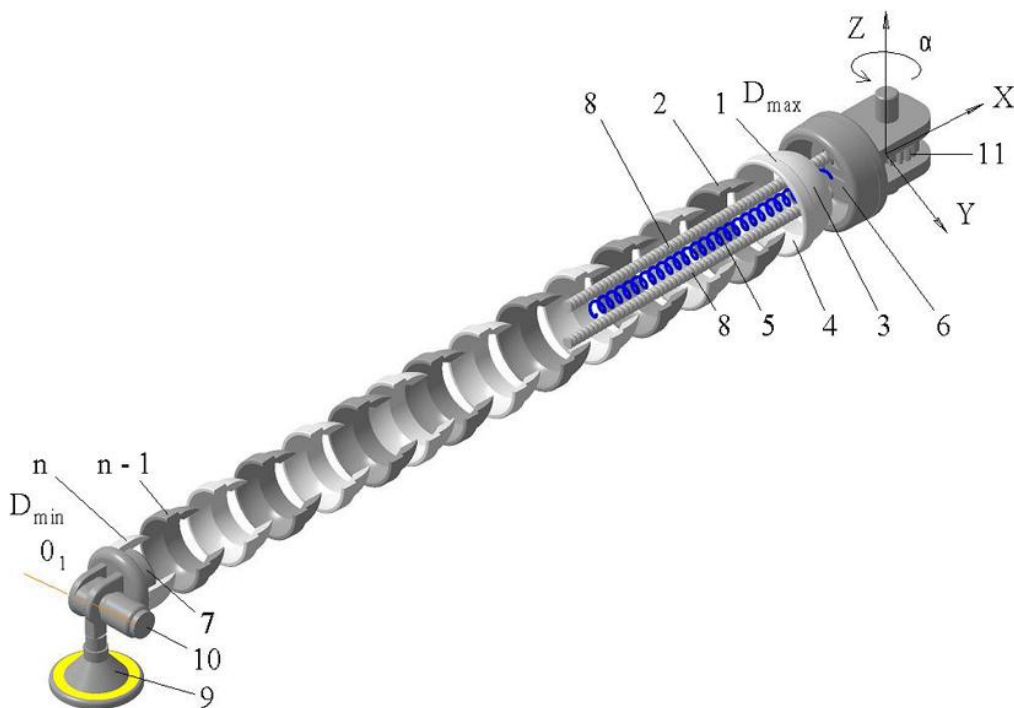


Рис. 4.5. Педіпулятор мобільного робота у вигляді «вибух-схеми»
(кільця від 1-го до n -го умовно рознесено й показано
у перерізі 1/4 їх об'єму)

Гофрованих трубопроводів 8 є щонайменше чотири, по два у кожній із взаємно перпендикулярних площин ZX та XY поперечного перерізу педіпулятора, тобто два трубопроводи 8 у площині ZX і два трубопроводи у площині XY (які умовно не показані). Для збільшення поздовжньої жорсткості (тобто несучої здатності педіпулятора) набір кілець у поздовжньому перерізі педіпулятора також має форму усіченого конуса, утвореного різницею діаметрів зазначених кілець за максимального діаметра D_{max} початкового кільця й мінімального діаметра D_{min} останнього, n -го кільця.

Завдяки тому, що педіпулятор робота виконано у вигляді набору кілець від 1-го до n -го, що контактують між собою по сферичних зовнішніх 3 і внутрішніх 4 поверхнях та стягнуті пружним елементом розтягання 5, розміщеним по осі кілець, кожний із педіпуляторів має можливість вигину у будь-якому із можливих напрямків довільної системи координат [3, 4].

Таке технічне рішення надає можливість різноманітної орієнтації виконавчих органів мобільного робота для виконання будь-яких технологічних функцій і переміщення по поверхні довільної топології. На рис. 4.6 показано 3D-зображення (а) та фронтальну (б) проєкцію «вигляд А» ноги педипулятора робота. Двигун 2, закріплений на корпусі 1, через ведучу z_1 шестерню 3 та ведену z_2 шестерню 4 обертає ногу 5 крутним моментом M_p зі швидкістю ω_p навколо осі «0» захоплювача 6, що зчеплений з поверхнею переміщення робота.

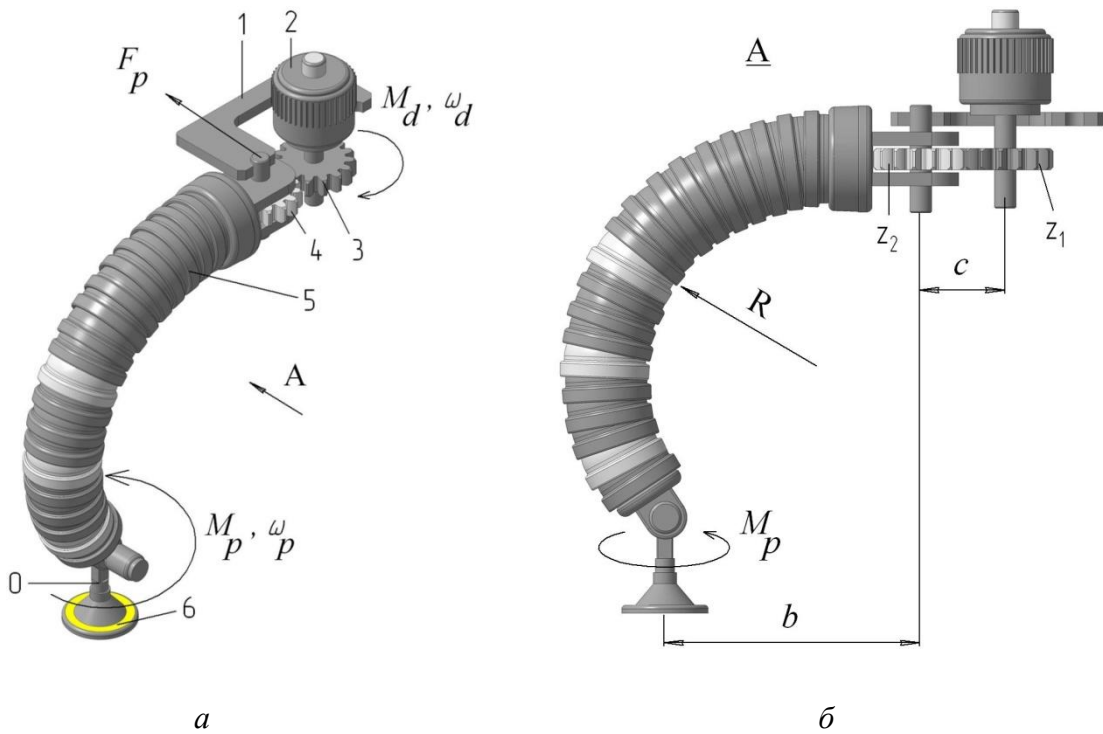


Рис. 4.6. Нога педипулятора мобільного робота

Таким чином мобільний робот рухається у напрямку рухомої сили F_p . На рис. 4.7. показано три можливі стани А, В, С вигину ноги педипулятора, наприклад у площині XZ.

Якщо масу корпусу робота можна мінімізувати використавши міцні легкі матеріали, то масу двигунів, що домінує у вазі робота, можна мінімізувати за рахунок знаходження або мінімально необхідної для руху робота потужності $N = M_p \omega_p$, Вт (де M_p – рухомий крутний момент, Н·м; ω_p – кутова частота обертання ноги педипулятора, 1/с), або за рахунок мінімізації крутного моменту M_p , що забезпечує рух. Потужність будь-якого привода на вході й виході однакова, змінюються момент і частота обертання з урахуванням передатного відношення привода робота.

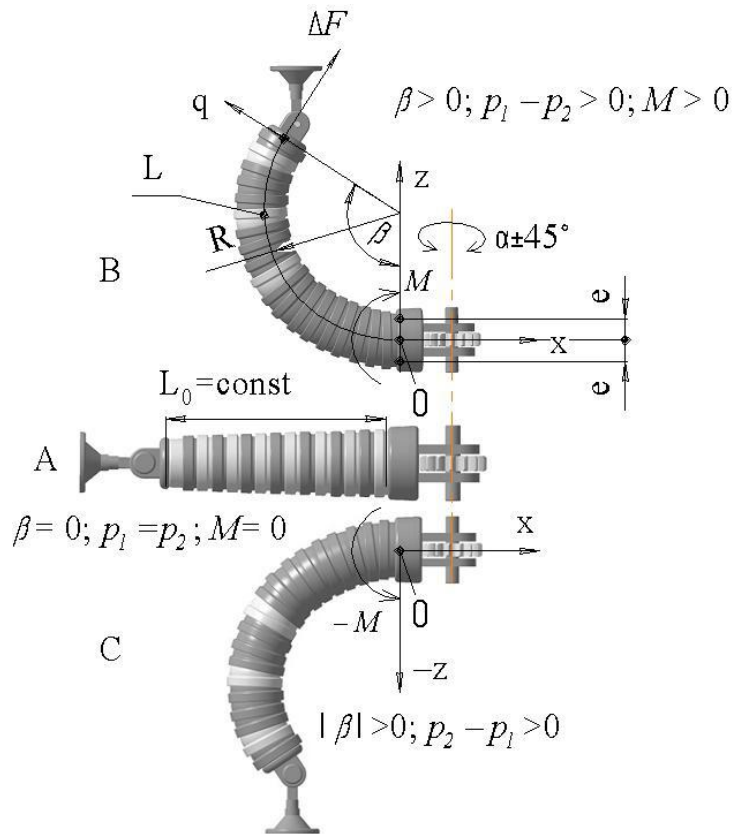


Рис. 4.7. Положення педипуляторів залежно від різниці тиску $\Delta = p_1 - p_2$ у трубопроводах (поз. 8 на рис. 4.5): M – крутний момент; β – кут вигину; L_0 – довжина ноги робота

Гофровані трубопроводи 1 і 2 (рис. 4.8), що перебувають під різним тиском газу або рідини (наприклад, p_1, p_2 – тиск у нижньому 1 та верхньому 2 трубопроводах, що містяться в одній площині, відповідно) й установлені усередині кілець, за рахунок різниці тиску в них $\Delta = p_1 - p_2$ дозволяють здійснювати вигин, тобто привід орієнтації, у довільному напрямку відповідно до початку системи координат XZ .

Розглянемо стан, коли вигин ноги педипулятора відбувається тільки в одній площині XZ (рис. 4.8) для двох станів – А та В. Кут вигину β є функцією $\beta = f(p_1 - p_2)$ різниці тисків у трубопроводах, що лежать в одній площині. Цей самий ефект спостерігається у будь-якій площині не тільки прямокутної декартової системи координат, а й у сферичній (ангулярній) та циліндричній системах координат.

З відомої формули довжини центральної дуги ноги $L = \frac{\pi R \beta}{180}$ отримуємо:

$$R = \frac{180L}{\pi\beta}, \quad (4.1)$$

де R – радіус вигину ноги по центральній його осі; L – довжина дуги по центральній осі ноги педипулятора; β – кут вигину. Водночас L є довжиною пружного елемента 3, розміщеного по осі ноги. Щоб забезпечити постійний контакт 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.

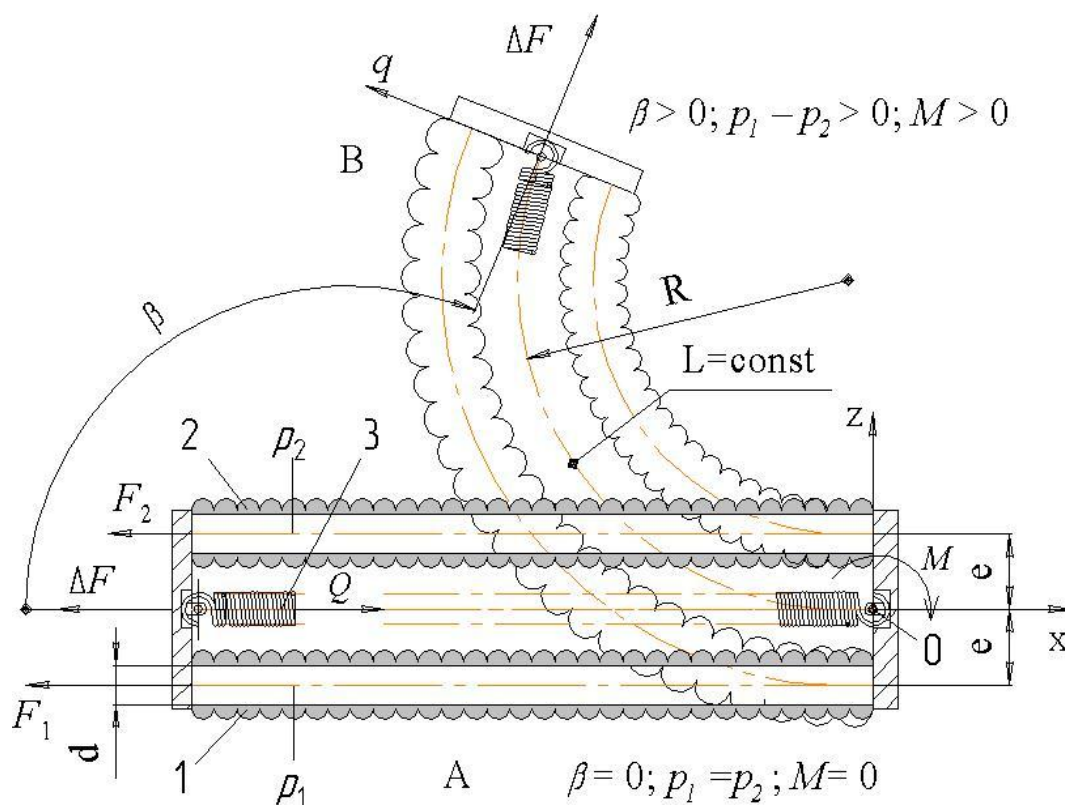


Рис. 4.8. Схема вигину гофрованих трубопроводів привода робота:

1, 2 – трубопроводи; 3 – пружний елемент розтягнення

Різні тиски $p_1 > p_2$ у 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 – площа та внутрішній діаметр торцевої поверхні трубопроводу відповідно.

Крутний момент M вигину ноги педипулятора відносно точки 0 початку системи координат XZ

$$M = (F_1 e - F_2 e) - qh = \frac{\pi d^2}{4} p_1 e - \frac{\pi d^2}{4} p_2 e - qh = \frac{\pi d^2}{4} e(p_1 - p_2) - qh, \quad (4.3)$$

де e – ексцентриситет, тобто зміщення осі трубопроводу відносно осі X, завжди $e > 0$; q – поперечна сила вигину пружного елемента, розміщеного по осі ноги педіпулятора; h – плече дії цієї сили відносно початку системи координат 0.

Коли $\beta = 90^\circ$, крутний момент M навколо точки 0 (рис. 4.8) становитиме $M = \Delta F \times R$, а з урахуванням формули (4.1) отримаємо

$$M = \Delta F \frac{180L}{\pi\beta}. \quad (4.4)$$

Враховуючи, що $\Delta F = (F_1 - F_2) = \frac{\pi d^2}{4} p_1 - \frac{\pi d^2}{4} p_2 = \frac{\pi d^2}{4} (p_1 - p_2)$, отримуємо 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 таким чином. На (рис. 4.3) зображено вихідне положення мобільного робота, коли, наприклад, захоплювачі 9, але не крайніх пар педіпуляторів 4, а таких саме, тільки середньої (центральної) пари педіпуляторів, перебувають у стані зчеплення з поверхнею переміщення. Захоплювачі 9 крайніх пар педіпуляторів 4 відключені від зчеплення з поверхнею переміщення. За командою контролера відповідно до схеми модуля керування (рис. 4.9) у гофрованих трубопроводах 20 і 21 (рис. 4.4), що перебувають в одній вертикальній площині у цей момент, для центральних педіпуляторів створюється різний тиск рідини (наприклад, машинного мастила). Рідина подається через канали 26 і 27, гідравлічні розподільники 28, відповідні регулятори тиску 29, дроселі 30 насосом 31 з бака 32.

Якщо в гофрованому верхньому трубопроводі створюється більший тиск, ніж у нижньому, виникає різниця крутних моментів у точках їх кріплення. Як наслідок відбувається вигин центральних педіпуляторів у вертикальній площині за рахунок відповідної деформації зазначених трубопроводів і повороту всіх кілець педіпулятора по сферичних поверхнях на кожному кільці. Унаслідок зазначених дій платформа робота піднімається 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 цього аналогічно описаному вище процесу створюється різний тиск у гофрованих трубопроводах, але тепер уже у крайніх педіпуляторах, що викликає їх вигин пропорційно зазначеній різниці тисків. Вмикається зчеплення захоплювачів з поверхнею переміщення крайніх пар педіпуляторів і вимикається зчеплення захоплювачів центральних педіпуляторів. Останні за допомогою такої ж трансмісії, яку описано вище,

роблять поворот на наступний кут. У підсумку платформі робота задається алгоритм одного кроку переміщення. Далі цикл переміщення крокуючого робота повторюється.

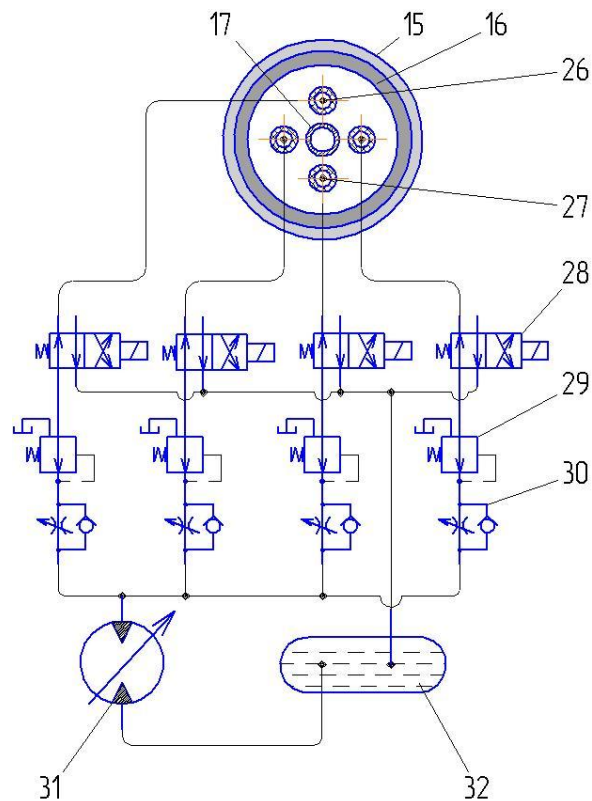


Рис. 4.9. Принципова схема модуля автоматизованого керування мобільним РДО

Слід враховувати, що зі зміною топології поверхні переміщення або орієнтації мобільного робота відповідно до програми керування, реалізованої контролером, створюються різноманітні комбінації різниці тисків у гофрованих трубопроводах як у вертикальній, так і в горизонтальній площинах поздовжнього перерізу кожного із шести педипуляторів. Комбінації різниць тиску в гофрованих трубопроводах можуть бути різними згідно з топологією поверхні переміщення робота [122, 123].

Таким чином, завдяки виконанню педипуляторів мобільного робота у вигляді набору кілець, що входять у контакт між собою по сферичних поверхнях і стягнутих пружним елементом, є можливість досягти довільної орієнтації крокуючого мобільного робота у різних робочих просторах: прямокутній декартовій, сферичній (ангулярній) та циліндричній системах координат, що забезпечує розширення технологічних можливостей [124]. Розроблене технічне рішення не обмежується описаними й показаними на графічних зображеннях варіантами реалізації, але воно може бити змінене, модифіковане й доповнене на основі викладеного опису. Так, наприклад, привід

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, але обов'язково кількість перших має бути не менше чотирьох, тобто по два в кожній площині згину педіпулятора. Використання газу (стисненого повітря) чи рідини у створенні різного тиску у 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 треба мати аналітичні залежності координат положення площини вигину кожного педіпулятора. Для визначення цих координат оберемо початок у декартовій системі координат $Oxuz$ у місці кріплення педіпулятора до корпусу робота. Вісь Ox напрямимо вздовж осі ще недеформованого педіпулятора, а вісь Oz – вертикально вгору. Вважатимемо, що є чотири трубопроводи, два з яких розміщені у вертикальній площині (у верхньому діє тиск p_1 , а в нижньому p_2), а два інші – у горизонтальній площині (у правому діє тиск p_3 , а в лівому p_4). Унаслідок 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 згинальні 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 напрямок, 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 становитиме

$$M = |\vec{M}| = \sqrt{(\vec{M}_1)^2 + (\vec{M}_2)^2} = \frac{\pi d^2}{4} e \sqrt{(p_1 - p_2)^2 + (p_3 - p_4)^2}, \quad (4.9)$$

а його напрямок 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 згину 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, в 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 отримуємо 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 отримуємо вираз для обчислення кута β згину педіпулятора залежно від різниці тисків у гофрованих трубопроводах обох площин:

$$\begin{aligned} \beta &= \operatorname{arctg} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4} \right); \quad p_3 > p_4 \\ \beta &= \pi + \operatorname{arctg} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4} \right); \quad p_3 < p_4 \end{aligned} \quad (4.14)$$

Якщо $p_1 > p_2$, педіпулятор згинається випуклістю вгору, а якщо $p_1 < p_2$, він згинається випуклістю вниз. Якщо задано площину, в якій має згинатися педіпулятор, тобто відомий кут β , то можна підібрати один із тисків (наприклад, p_3), який забезпечить виконання цієї умови. Із формули (4.13) знаходимо:

$$p_3 = p_4 + \frac{p_1 - p_2}{\operatorname{tg} \beta}. \quad (4.15)$$

Якщо, наприклад, педіпулятор завдовжки L згинається по дузі кола радіусом R у заданій площині (відомий кут β), то шукані рівняння осі педіпулятора у нерухомій системі координат матимуть вигляд

$$\begin{cases} x = R \sin \varphi \\ y = (R \cos \varphi - R) \cos \beta \\ z = (R \cos \varphi - R) \sin \beta \end{cases} \quad 0 \leq \varphi \leq \frac{L}{R}. \quad (4.16)$$

На рис. 4.10 показано згин осі педіпулятора, а на рис. 4.11 зображено площини згину осі педіпулятора за різних значень кута β .

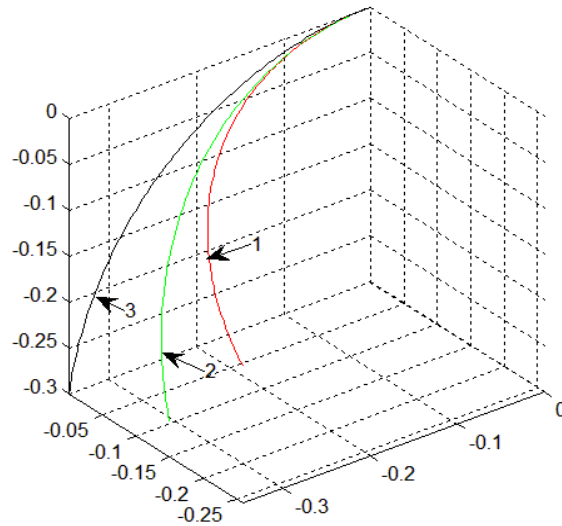


Рис. 4.10. Згин осі педіпулятора за різних значень кута β :
1 – $\beta = 30^\circ$; **2** – $\beta = 60^\circ$; **3** – $\beta = 90^\circ$

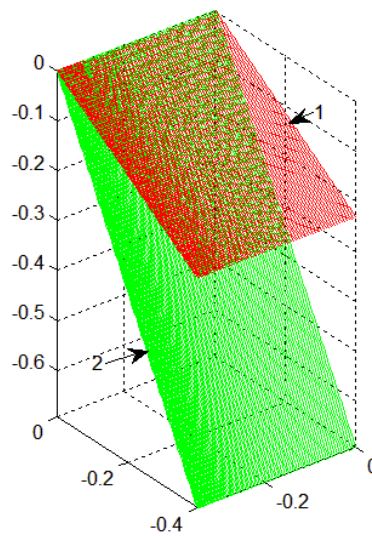


Рис. 4.11. Площини згину осі педіпулятора за різних значень кута β :
1 – $\beta = 30^\circ$; **2** – $\beta = 60^\circ$

Таким чином, отримані залежності між чинниками, що визначають положення педіпуляторів, – кути згинів ніг робота, різниці тиску в гофрованих трубопроводах, моменти та сили, а також координати площин, надає можливість автоматично керувати орієнтацією мобільного РДО у технологічному просторі довільної орієнтації.

4.4. Динамічна модель мобільного РДО за 2-м принципом синтезу

Щоб визначити вплив параметрів мобільного РДО на динаміку його переміщення та мінімізацію енергетичних затрат на переміщення робота із заданою середньою швидкістю V_o , на рух робота на різних етапах переміщення знову застосуємо диференціальні рівняння Лагранжа II роду. З урахуванням виразу (3.1) кінетична енергія T_k корпусу і двох вільних ніг, які також рухаються поступально разом із корпусом, становитиме

$$T_k = \frac{(m + 2m_1)V^2}{2}, \quad (4.17)$$

де m – маса корпусу робота; m_1 – маса одного педіпулятора.

Вважатимемо, 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 захоплювача 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 міститься від осі обертання на відстані $y = R \sin \beta - R \sin \varphi$, 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 між проекцією ноги і віссю корпусу робота, $0 \leq \varphi \leq \beta$.

Обчислимо кінетичну енергію опорної ноги робота, тобто педіпулятора, який у певний момент часу зчеплений із поверхнею переміщення робота:

$$T_1 = \frac{1}{2} \int (V_1^2) dm_1. \quad (4.20)$$

Тепер підставляємо у формулу (4.20) вираз швидкості V_I й $dm_1 = m_1 R d\varphi / L = m_1 d\varphi / \beta$:

$$T_1 = \frac{m_1 V^2}{2\beta \sin^2(\beta)} \int_0^\beta (\sin \beta - \sin \varphi)^2 d\varphi$$

та виконуємо інтегрування:

$$T_1 = \frac{m_1 V^2}{2} U(\beta), \quad (4.21)$$

де

$$U(\beta) = \frac{1}{2\beta \sin^2(\beta)} (2\beta \sin^2 \beta + 3 \sin \beta \cos \beta - 4 \sin \beta + \beta). \quad (4.21a)$$

Тоді повна кінетична енергія T мобільного робота

$$T = T_k + 2T_1 = \frac{(m + 2m_1) V^2}{2} + m_1 V^2 U(\beta). \quad (4.22)$$

Під час руху робота кут β вигину педіпулятора змінюється і залежить від переміщення s_4 , а саме:

$$R \sin \beta = \sqrt{(R_o \sin \beta_o \sin \alpha)^2 + (R_o \sin \beta_o \cos \alpha - s)^2}$$

або

$$\frac{\sin \beta}{\beta} = \frac{1}{L} \sqrt{a_1^2 + (a - s)^2}, \quad (4.23)$$

де β_o – початкове значення кута β за $s = 0$; $R_o = L / \beta_o$; $R = L / \beta$; $a = R_o \sin \beta_o \cos \alpha$; $a_1 = R_o \sin \beta_o \sin \alpha$; α – кут між віссю корпусу і площиною вигину педіпулятора 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

бікватратне рівняння, знаходимо кут β вигину педіпулятора робота:

$$\beta = \sqrt{10 - \sqrt{100 - 120(1 - b_1)}}, \quad (4.24)$$

де $b_1 = \frac{1}{L} \sqrt{a_1^2 + (a - s)^2}$; $0 \leq s \leq 2a$.

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 (4.21a) та (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 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 δq_i – можливий приріст узагальненої координати; δA_{q_i} – можлива робота сил, що діють на мобільний робот, на відповідному можливому переміщенні.

Надамо можливий приріст δ_s переміщенню корпусу s . Під час переміщення корпусу змінюється кут β вигину педіпулятора, корпус переміщується 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 :

$$\delta A_p = -P \delta h = -(m + 2m_1) g L \left(\frac{\cos \beta - 1}{\beta^2} + \frac{\sin \beta}{\beta} \right) \frac{\partial \beta}{\partial s} \delta_s. \quad (4.31)$$

В опорній нозі педіпулятора виникає згинальний момент M_{3z} , який обчислюють за формулою

$$M_{3z} = E s_3 d^2 \left(\frac{e}{d} C (\beta e / L)^2 + A_s \frac{e}{d} (\beta e / L) + 4A_3 \frac{\beta t}{L} \right), \quad (4.32)$$

де $C = 0,0883$; $A_s = 0,0064$; $A_3 = 0,015$; d – діаметр трубопроводу; e – ексцентриситет осі трубопроводу відносно осі педіпулятора; E – модуль Юнга; s_3 – товщина стінки трубопроводу, що зазнає дії тиску.

Цей момент виконує роботу на можливому прирості кута повороту $\delta\beta$:

$$\delta A_M = -2M_{3z} \delta\beta = -2M_{3z} \frac{\partial\beta}{\partial s} \delta s. \quad (4.33)$$

Рухійний момент M_d двигуна привода 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 привода.

У 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) й отримуємо загальний вираз для обчислення узагальненої сили Q_s :

$$Q_s = M_d \frac{\eta}{0.5m_z z_1} - (m + 2m_1) g L \left(\frac{\cos \beta - 1}{\beta^2} + \frac{\sin \beta}{\beta} \right) \frac{\partial\beta}{\partial s} - 2M_{3z} \frac{\partial\beta}{\partial s} - M_f \frac{\beta}{L \sin \beta}. \quad (4.37)$$

Підставляємо знайдені вирази похідних та узагальненої сили у рівняння Лагранжа (3.1) і розв'язуємо його відносно похідної dV/dt . У результаті отримуємо 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 рухійний момент M_d був відмінний від нуля тільки на початковому етапі переміщення s_1 , далі робот рухається із вимкненим двигуном, тобто

$$M_d = \begin{cases} const > 0; & 0 \leq s \leq s_1; \\ 0 & s_1 < s \leq 2a. \end{cases} \quad (4.39)$$

Тоді витрачена енергія $E_{зам}$ буде

$$E_{зам} = M_d \frac{s_1}{0.5m_z z_1 \eta}, \quad (4.40)$$

де η – коефіцієнт корисної дії.

Під час розв'язання диференціальних рівнянь (4.38) числовим методом через моделювання потрібно досягти $\min(E_{зам})$ за умови, що середня швидкість дорівнює V_o , тобто загальний час переміщення $t_k = \frac{2a}{V_o}$.

Побудована динамічна модель мобільного РДО надає можливість досліджувати вплив конструктивно-технологічних параметрів педипуляторів робота на динаміку його руху, а отже, здійснювати цілеспрямоване керування синтезом функціональних вузлів мобільних РДО, створених за описаним вище 2-м принципом, що передбачає інтеграцію приводів, тобто скорочення їх кількості, щоб зменшити гравітаційне навантаження. Зрештою, останній ефект дозволяє підвищити надійність утримання мобільного РДО на поверхні довільної орієнтації.

За результатами моделювання впливу параметрів робота на динаміку його переміщення отримано графоаналітичні залежності зміни величин переміщення, швидкості та кутів вигину педипуляторів мобільного РДО. Зокрема, із графіків (рис. 4.12) видно, що спочатку під дією рушійного моменту привода робота швидкість стрімко зростає, а далі зменшується внаслідок витрати енергії на згинання ноги педипулятора і піднімання корпусу. Потім швидкість знову дещо зростає, бо опорні ноги розпрямляються, а корпус робота опускається і, таким чином, вивільняється частина набутої енергії. Графік на рис. 4.12 відповідає часу, коли нога педипулятора повертається на кут 90° , тобто від -45° до 45° , а кут нахилу поверхні переміщення до обрїю $\alpha = 45^\circ$.

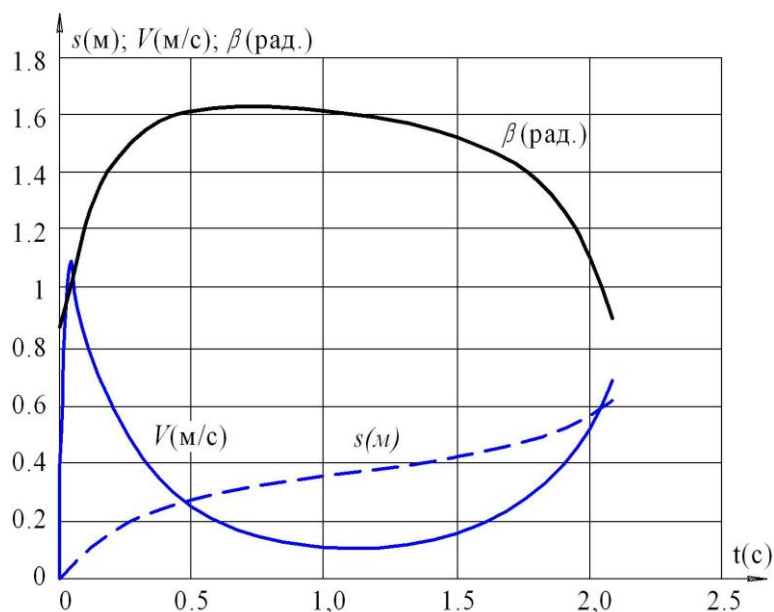


Рис. 4.12. Зміна у часі переміщення, швидкості робота та кута вигину педипулятора, якщо кут нахилу поверхні переміщення до обрїю $\beta_o = 50^\circ$; $\alpha = 45^\circ$

Коли нога педіпулятора повертається на кут 60° , тобто від -30° до 30° , що ілюструє графік на рис. 4.13, то характер динаміки руху не змінюється, але суттєво змінюються у часі значення переміщення s (м), швидкості V (м/с) робота та кута β (рад) вигину центральної осі педіпулятора, що й визначає положення мобільного робота у технологічному просторі.

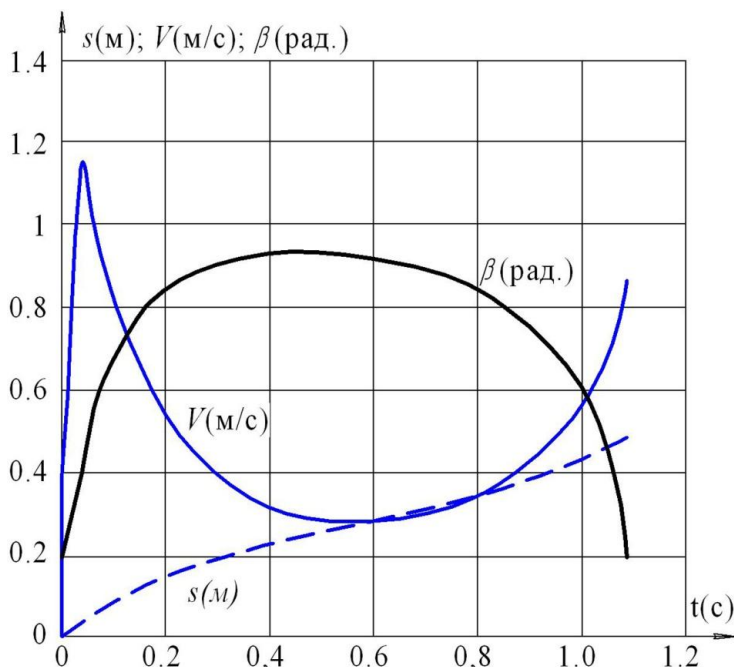


Рис. 4.13. Зміна у часі переміщення, швидкості робота та кута вигину педіпулятора за $\beta_0 = 10^\circ$ та $\alpha = 60^\circ$

Викладені результати моделювання слід враховувати під час розробки програмно-апаратного забезпечення для автоматизованого керування мобільними РДО.

4.5. Оптимізація параметрів мобільного РДО з інтегрованими приводами

На відміну від попереднього розв'язання задачі багатокритеріальної оптимізації параметрів мобільного робота як двох рівних технічних систем, на цей раз розв'яжемо вказану задачу з урахуванням не лише гравітаційного, а ще й *технологічного* навантаження мобільного робота під час виконання силових технологічних операцій. Для узагальнення отриманих рішень абстрагуємо силове навантаження як реакцію N на будь-яке технологічне навантаження. Такий підхід дозволить не звужувати дослідження до виконання конкретних технологічних операцій, наприклад таких, як свердління, клепання, різання металоконструкцій, встановлення монтажних дюбелів та подібних 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 візьмемо силу Q – рівнодійну силу захоплювача зчеплення робота з поверхнею переміщення, наприклад, вакуумного присоса, 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

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} K_s (p_a K_a - p_v) K \sqrt{1 + \mu^2} \rightarrow \max, \quad (4.43)$$

за обмежень:

$$(100 \leq d_0 \leq 150) 10^{-3}, \quad 0,9 \leq K_s \leq 1, \quad (20 \leq p_v \leq 50) \times 10^3, \\ 0,65 \leq K \leq 0,85, \quad 0,2 \leq \mu \leq 0,6,$$

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 присоса, м²; K_s – коефіцієнт зменшення площі присоса внаслідок деформації ущільнення; $p_a = 101 \times 10^3$ – атмосферний тиск, Па; p_v – глибина вакууму всередині камери присоса, Па; K_a – коефіцієнт, яким ураховують зміни атмосферного тиску, $K_a = 0,9$; K – коефіцієнт, яким ураховують приплив повітря у місці контакту ущільнення камери (присоса) з поверхнею переміщення робота; μ – коефіцієнт тертя присоса по поверхні зчеплення (змінюється залежно від стану поверхні переміщення).

Більше того, на цей раз, коли враховуємо технологічне навантаження, ведемо додаткове обмеження:

$$\Delta p > \frac{mg}{k \frac{\pi d_0^2}{4}} \left(1 + \frac{w}{g} \right) \left(\frac{4h_i}{d_0} + 1 \right), \quad (4.44)$$

у котрому $25 \leq m \leq 50$; $0,5 \leq w \leq 1,5$; $\kappa = 4$ або $\kappa = 6$ – маса робота, прискорення руху та кількість ніг педипуляторів робота відповідно; 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 вказано вище, різне залежно від ділянки поверхні пересування); h_i – відстань від центра ваги робота до осі захоплювача 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 у присосі по периметру його діаметра, по-друге, силу інерції руху робота.

Щоб знайти оптимальне значення цільової функції (4.43), визначимо частинні похідні за кожною незалежною змінною:

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q}{\partial K} &= \frac{\pi d^2}{4} K_S (p_a K_a - p_v) \sqrt{1 + \mu^2}; & \frac{\partial Q}{\partial d} &= \frac{\pi d}{2} K_S (p_a K_a - p_v) K \sqrt{1 + \mu^2}; \\ \frac{\partial Q}{\partial K_S} &= \frac{\pi d^2}{4} (p_a K_a - p_v) K \sqrt{1 + \mu^2}; & \frac{\partial Q}{\partial K_a} &= \frac{\pi d^2}{4} K_S (p_a - p_v) K \sqrt{1 + \mu^2}; \\ \frac{\partial Q}{\partial \mu} &= \frac{\pi d_0^2}{4} K_S (p_a K_a - p_v) K \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}}; & \frac{\partial Q}{\partial p_v} &= -\frac{\pi d^2}{4} K_S (p_a K_a) K \sqrt{1 + \mu^2}. \end{aligned} \quad (4.45)$$

Жодна з похідних не дорівнює нулю ні в середині області значень змінних параметрів, ні на межі області, а тому цільова функція Q досягає екстремальних значень на межі області зміни параметрів. Перші п'ять похідних додатні, а тому цільова функція Q (4.42) зростає зі зростанням відповідних змінних. Остання похідна від'ємна і функція Q зростає зі зменшенням глибини вакууму всередині камери присоса. Отже, знайдемо максимальне і мінімальне значення цільової функції:

$$\begin{aligned} Q_{\max} &= \frac{\pi d_{\max}^2}{4} K_S^{\max} (p_a K_a^{\max} - p_v^{\min}) K_{\max} \sqrt{1 + \mu_{\max}^2}; \\ Q_{\min} &= \frac{\pi d_{\min}^2}{4} K_S^{\min} (p_a K_a^{\min} - p_v^{\max}) K_{\min} \sqrt{1 + \mu_{\min}^2}. \end{aligned} \quad (4.46)$$

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, якщо прискорення $w = 1$ м/с², 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: $Q_{max} = 1270,2$ Н; $Q_{min} = 191,64$ Н.

У разі використання іншого типу захоплювачів мобільного робота для зчеплення з поверхнею переміщення довільної орієнтації, наприклад механічних, електромагнітних чи інших, слід замість функції (4.43) використовувати відповідні формули зусилля захоплювачів робота, наприклад надані в авторській монографії [8], але з обов'язковим врахування додаткового обмеження (4.44).

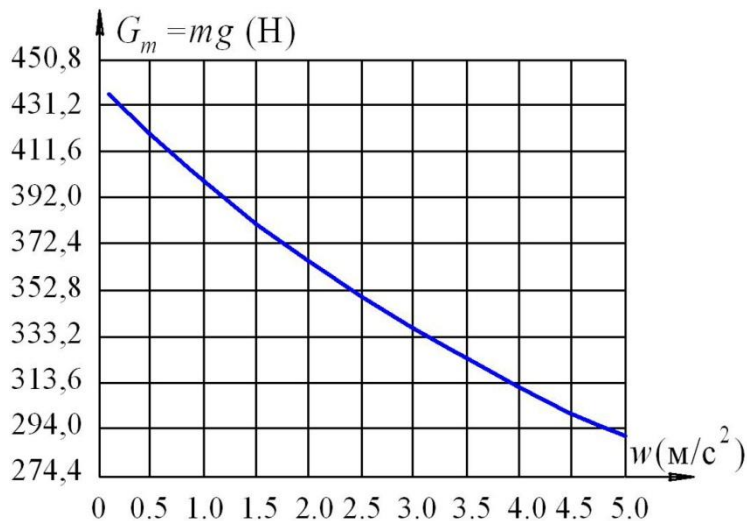


Рис. 4.14. Графік залежності граничної сили ваги робота від прискорення

На другому рівні оптимізації відшукаємо оптимальне, тобто максимально допустиме значення технологічної реакції. На рис. 4.15 подано схему сил, що діють на мобільний робот під час виконання технологічної операції на довільно розміщеній поверхні відносно обр'ю.

Розглянемо робот у квазістатичному стані, припускаючи, що під час виконання силової технологічної операції він не рухається¹¹, причому пам'ятаючи, що педипулятори робота працюють попарно та по діагоналі його корпусу. Ускладнимо завдання, припускаючи, що робот спирається 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

¹¹ Слід зауважити, що метод статички припустимий також у випадках руху технічної системи за досить низьких швидкостей, тобто коли квазістатичний стан системи близький до стану рівноваги.

утворює з першою площиною кут ψ . Виберемо початок системи координат $Oxyz$ у точці контакт-ту ноги 1 із площиною, вісь Ox напрямимо 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} та 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} та Q_{2T} , які лежать у відповідних площинах. Оскільки невідома ані величина цих сил, ані їх напрямок, 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 осі Ox , а друга перпендикулярна до цієї осі й лежить у відповідній площині.

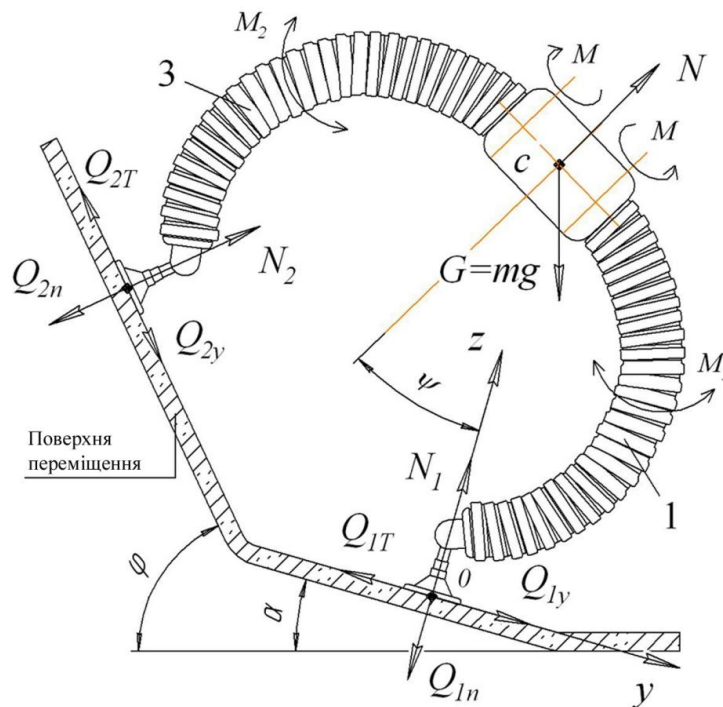


Рис. 4.15. Схема сил, які діють на мобільний робот на поверхні довільної орієнтації

Оскільки зовнішнє навантаження лежить у площинах, паралельних до координатної площини Oyz , то і реакції будуть лежати у цих же площинах, тобто складові, паралельні до осі Ox , дорівнюють нулю $-Q_{1x} = 0$; $Q_{1y} = 0$. Робот під дією цієї просторової системи сил (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:

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \quad Q_{1y} + Q_{2y} \cos(\varphi - \alpha) - N \sin \psi + (Q_{2n} - N_2) \sin(\varphi - \alpha) - G \sin \alpha = 0; \quad (4.48)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iz} = 0; \quad N_1 - Q_{1n} + Q_{2y} \sin(\varphi - \alpha) + N \cos \psi - (Q_{2n} - N_2) \cos(\varphi - \alpha) - G \cos \alpha = 0$$

й алгебраїчна сума моментів усіх сил відносно координатних осей також має дорівнювати нулю:

$$\sum_{i=1}^n M_{ix} = 0;$$

$$(N_2 - Q_{2n}) \cos(\varphi - \alpha) y_2 + (N_2 - Q_{2n}) \sin(\varphi - \alpha) z_2 - Q_{2y} \cos(\varphi - \alpha) z_2 + Q_{2y} \sin(\varphi - \alpha) y_2 - G \cos \alpha y_c + G \sin \alpha z_c + N \cos \psi y_c + N \sin \psi z_c = 0; \quad (4.49)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iz} = 0; \quad (Q_{2n} - N_2) \sin(\varphi - \alpha) x_2 - G \sin \alpha x_c - N \sin \psi x_c + Q_{2y} \cos(\varphi - \alpha) x_2 = 0,$$

де x_2, y_2, z_2 – координати точки контакту із площиною другої ноги; x_c, y_c, z_c – координати центру ваги робота.

Із системи рівнянь (4.49) спочатку знаходимо реакції N_2 та Q_{2y} :

$$N_2 = Q_2 + a_3 G - b_3 N; \quad Q_{2y} = d_3 G + h_3 N, \quad (4.50)$$

де

$$a_1 = y_2 \cos(\varphi - \alpha) + z_2 \sin(\varphi - \alpha); \quad a_2 = -x_2 \sin(\varphi - \alpha);$$

$$h_1 = y_c \cos \psi + z_c \sin \psi; \quad b_1 = y_2 \sin(\varphi - \alpha) - z_2 \cos(\varphi - \alpha);$$

$$d_1 = y_c \cos \alpha - z_c \sin \alpha; \quad b_2 = x_2 \cos(\varphi - \alpha); \quad d_2 = x_c \sin \alpha; \quad h_2 = x_c \sin \psi;$$

$$\Delta = a_1 b_2 - b_1 a_2; \quad a_3 = \frac{d_1 b_2 - b_1 d_2}{\Delta}; \quad d_3 = \frac{d_2 a_1 - d_1 a_2}{\Delta};$$

$$h_3 = \frac{h_2 a_1 + a_2 h_1}{\Delta}; \quad b_3 = \frac{b_2 h_1 + b_1 h_2}{\Delta}.$$

Із системи рівнянь (4.48) знаходимо інші невідомі реакції:

$$N_1 = Q_1 + G a_4 - N h_4; \quad Q_{1y} = G h_5 + N h_6, \quad (4.51)$$

де

$$a_4 = \cos \alpha - a_3 \cos(\varphi - \alpha) - d_3 \sin(\varphi - \alpha); \quad h_4 = \cos \psi - b_3 \cos(\varphi - \alpha) + h_3 \sin(\varphi - \alpha);$$

$$h_5 = \sin \alpha - d_3 \cos(\varphi - \alpha) + a_3 \sin(\varphi - \alpha); \quad h_6 = \sin \psi - h_3 \cos(\varphi - \alpha) - b_3 \sin(\varphi - \alpha).$$

Сили тертя для кожної ноги не мають перевищувати граничних значень, а нормальні реакції додатні, тобто

$$Q_{1y} < \mu N_1; \quad N_1 > 0;$$

$$Q_{2y} < \mu N_2; \quad N_2 > 0. \quad (4.52)$$

Підставляємо у (4.52) вирази для реакцій і розв'язуємо нерівності відносно технологічної реакції N :

$$\begin{aligned} N_1 > 0 &\Rightarrow N < \frac{Q_1 + Ga_4}{h_4}; & N_2 > 0 &\Rightarrow N < \frac{Q_2 + Ga_3}{b_3}; \\ N < \frac{\mu Q_2 + G(\mu a_3 - d_3)}{h_3 + \mu b_3}; & N < \frac{\mu Q_1 + G(\mu a_4 - h_5)}{h_6 + \mu h_4}. \end{aligned} \quad (4.53)$$

З-поміж значень N , обчислених за формулами (4.53), обираємо найбільше, яке одночасно задовольняє усі нерівності. Саме це значення технологічної реакції буде відображати максимально допустиме технологічне навантаження, наприклад, зусилля свердління, різання, клепання, установки монтажних дюбелів і подібних силових технологічних операцій. Як зазначено вище, подання будь-якого техно-логічного навантаження у вигляді технологічної реакції не обмежує розроблену модель вузько спеціальними технологічними операціями, а узагальнює результати досліджень, аналіз яких надано у підрозд. 4.5.

4.5.1. Визначення координат центра ваги робота

Для автоматизованого керування мобільним РДО треба 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.

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:

$$a_{11}^2 + a_{22}^2 + 2a_{11}a_{22} \cos(\varphi - \alpha) = (2a)^2, \quad (4.54)$$

де a – відстань вздовж осі робота від центра ваги до кріплення педіпулятора.

Із рівності (4.54) знаходимо

$$a_{22} = \sqrt{4a^2 - a_{11}^2 \sin^2(\varphi - \alpha)} - a_{11} \cos(\varphi - \alpha). \quad (4.55)$$

Отже, координати точки опори передньої ноги відносно вибраної системи відліку будуть такими:

$$x_2 = 2R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ + 2b_1; \quad y_2 = a_{11} + a_{22} \cos(\varphi - \alpha); \quad z_2 = a_{22} \sin(\varphi - \alpha), \quad (4.56)$$

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 осі робота до координатної площини обчислюємо за формулою

$$\psi = \arcsin \left(\frac{(a_{22} - R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ \operatorname{tg}(45^\circ - \varphi_1) \sin(\varphi - \alpha) + h(\cos(\varphi - \alpha) - 1))}{2a} \right), \quad (4.57)$$

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

$$\frac{\sin \beta}{\beta} = \frac{\sin \beta_0 \sin 45^\circ}{\beta_0 \cos(45^\circ - \varphi_1)}. \quad (4.58)$$

Точний розв'язок рівняння (4.58) із трансцендентними функціями може бути наданий як наближений. Як відомо, функцію $\sin \beta$ можна розкласти у ряд, члени якого швидко зменшуються, а тому, залишивши в ньому тільки три перші члени (що достатньо для промислової експлуатації робота) та отримавши бікватратне рівняння, знаходимо наближений розв'язок рівняння (4.58), яке визначає кут β вигину ніг робота:

$$\beta = \sqrt{10 - \sqrt{100 - 120 \left(1 - \frac{\sin \beta_0 \sin 45^\circ}{\beta_0 \cos(45^\circ - \varphi_1)} \right)}}. \quad (4.59)$$

Тепер можна визначити шукані координати центра ваги мобільного робота:

$$\begin{aligned} x_c &= R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ + b_1; & y_c &= a \cos \psi - R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ \operatorname{tg}(45^\circ - \varphi_1); \\ z_c &= R(1 - \cos \beta) + a \sin \psi \end{aligned} \quad (4.60)$$

Отримання наведених вище виразів координат характерних точок переміщення мобільного РДО надає можливість програмування його положення у технологічному просторі довільної орієнтації.

4.5.2. Окремі випадки положення мобільного РДО у технологічному просторі

Заводські умови реальної експлуатації мобільних РДО (наприклад, цехи заводів чи приміщення будівель) можуть бути обмежені конкретним положенням мобільного РДО. Так, зокрема, можна розглянути три важливі окремі випадки:

1. Робот міститься на підлозі, кути (див. рис. 4.15) $\varphi = 0^\circ$, $\alpha = 0^\circ$.
2. Робот міститься на стелі приміщення, кути $\varphi = 180^\circ$, $\alpha = 180^\circ$.
3. Робот міститься на вертикальній стіні, кути $\varphi = 90^\circ$, $\alpha = 90^\circ$.

Очевидно, що під час виконання технологічної операції більш ймовірно спирання робота на усі чотири ноги, тобто на усі педіпулятори. Тоді у загальному випадку виникають чотири нормальні реакції й чотири сили тертя, напрямки яких невідомі, тобто задача статично невизначена, тому що рівнянь рівноваги можна скла-

сти шість, а невідомих фактично 12. Але задача буде статично визначеною, якщо припустити, що виконуються деякі умови, а саме:

1. Під час виконання 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 й також паралельні до площини симетрії.

Оскільки нас цікавить граничне (максимальне) значення технологічної реакції N , то припускаємо, що в одній із пар ніг (де менша нормальна реакція) сила тертя досягає граничного значення, тобто не допускає просковзування ноги робота. У цьому випадку можна скласти три рівняння рівноваги, в які входять тільки три невідомі:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \quad 2Q_{1y} + 2\mu N_2 \cos(\varphi - \alpha) - N \sin \psi + 2(Q_{2n} - N_2) \sin(\varphi - \alpha) - G \sin \alpha = 0; \\ \sum_{i=1}^n F_{iz} = 0; \quad 2N_1 - 2Q_{1n} + 2\mu N_2 \sin(\varphi - \alpha) + N \cos \psi - 2(Q_{2n} - N_2) \cos(\varphi - \alpha) - G \cos \alpha = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{ix} = 0; \quad 2(N_2 - Q_{2n})(\cos(\varphi - \alpha) y_2 + \sin(\varphi - \alpha) z_2) - 2\mu N_2 (\cos(\varphi - \alpha) z_2 - \\ - \sin(\varphi - \alpha) y_2) - G \cos \alpha y_c + G \sin \alpha z_c + N \cos \psi y_c + N \sin \psi z_c = 0. \end{aligned} \quad (4.61)$$

З останнього рівняння знаходимо опорну реакцію N_2 :

$$N_2 = a_{12} Q_{2n} + b_{12} G - c_{12} N, \quad (4.62)$$

де

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= 2(\cos(\varphi - \alpha) y_2 + \sin(\varphi - \alpha) z_2) - 2\mu(\cos(\varphi - \alpha) z_2 - \sin(\varphi - \alpha) y_2); \\ a_{12} &= \frac{2(\cos(\varphi - \alpha) y_2 + \sin(\varphi - \alpha) z_2)}{\Delta_1}; \\ b_{12} &= \frac{\cos \alpha y_c - \sin \alpha z_c}{\Delta_1}; \\ c_{12} &= \frac{\cos \psi y_c + \sin \psi z_c}{\Delta_1}. \end{aligned}$$

Із перших двох рівнянь знаходимо силу тертя Q_{1y} і нормальну реакцію N_1 :

$$\begin{aligned} Q_{1y} &= Q_{2n} (d_{12} a_{12} - \sin(\varphi - \alpha)) + G(d_{12} b_{12} + \frac{1}{2} \sin \alpha) - N(d_{12} c_{12} - \frac{1}{2} \sin \psi); \\ N_1 &= Q_{1n} + Q_{2n} (h_{12} a_{12} + \cos(\varphi - \alpha)) + G(h_{12} b_{12} + \frac{1}{2} \cos \alpha) - N(h_{12} c_{12} + \frac{1}{2} \cos \psi), \end{aligned} \quad (4.63)$$

де $d_{12} = \sin(\varphi - \alpha) - \mu \cos(\varphi - \alpha)$; $h_{12} = -\mu \sin(\varphi - \alpha) - \cos(\varphi - \alpha)$.

Реакція N_2 додатна, а тому максимальна величина технологічної реакції не повинна перевищувати певного значення:

$$N_2 > 0 \Rightarrow N < \frac{Q_{2n} a_{12} + G b_{12}}{c_{12}}. \quad (4.64)$$

Окрім того, сила тертя Q_{1y} не повинна перевищувати граничного значення:

$$Q_{1y} < \mu N_1 \Rightarrow N < \frac{\mu N_3 - Q_3}{\mu(h_{12} c_{12} + 0.5 \cos \psi) - (d_{12} c_{12} - 0.5 \sin \psi)}, \quad (4.65)$$

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 слід зробити таке:

1. Якщо робот на підлозі, треба підставити у вище наведені формули $\varphi = 0^\circ$, $\alpha = 0^\circ$.
2. Якщо робот на стелі, слід підставити значення $\varphi = 180^\circ$, $\alpha = 180^\circ$.
3. Якщо робот на вертикальній стіні, потрібно підставити значення $\varphi = 90^\circ$, $\alpha = 90^\circ$.

4.6. Аналіз результатів оптимізації мобільного РДО, створеного за 2-м принципом синтезу

Маючи можливість визначати всі сили, що діють на робот під час виконання виробничого завдання, можна знайти максимально допустиме технологічне навантаження, зважаючи на його реакцію й не допускаючи при цьому проковзування ніг педіпуляторів робота (див. вирази (4.64) та (4.65)).

Моделювання поведінки мобільного робота за різних кутів нахилу до обрію та величини зчеплення захоплювачів робота з поверхнею переміщення виконане з урахуванням таких обмежень: вага робота $25 \leq m \leq 50$ кг, відповідно, $G = mg$; довжини педіпулятора $L = 0,5$ м; ексцентриситет розміщення гофрованих трубопроводів $0,025 \leq e \leq 0,045$, відстань їх кріплення до корпусу робота $a = 2b_1$; $b_1 = R_0 \sin \beta$; центральний радіус вигину педіпуляторів $R_0 = L / \beta_0$; $30^\circ \leq \beta_0 \leq 45^\circ$. Ці обмеження регламентовані промисловою доцільністю й параметрами проєктованого дослідного

зразка робота. На рис. 4.16 показано графіки залежності технологічного навантаження від кута нахилу поверхні переміщення робота до обрію, коли всі його чотири ноги перебувають на одній поверхні. Криві 1 та 2 позначають стан, коли задня й передня ноги не відриваються від поверхні переміщення, а крива 3 характеризує стан робота, коли він переміщається, але захоплювачі його ніг не проковзують по поверхні руху. Усі три стани руху робота виключають можливість аварійної ситуації, тобто зрив робота із поверхні руху. Як видно із графіків, збільшення коефіцієнта тертя захоплювачів робота з поверхнею переміщення від значення $\mu = 0,2$ (а) до $\mu = 0,5$ (б), а саме на 150 %, зумовлює можливість підвищення мінімального технологічного навантаження N : від 350 Н до 770 Н, тобто на 120 %. Такий ефект свідчить про домінування впливу сили зчеплення на можливість підвищення технологічного навантаження робота під час виконання контактних силових операцій: різання, свердління, клепання, установлення монтажних дюбелів і подібних операцій на довільно орієнтованих поверхнях переміщення.

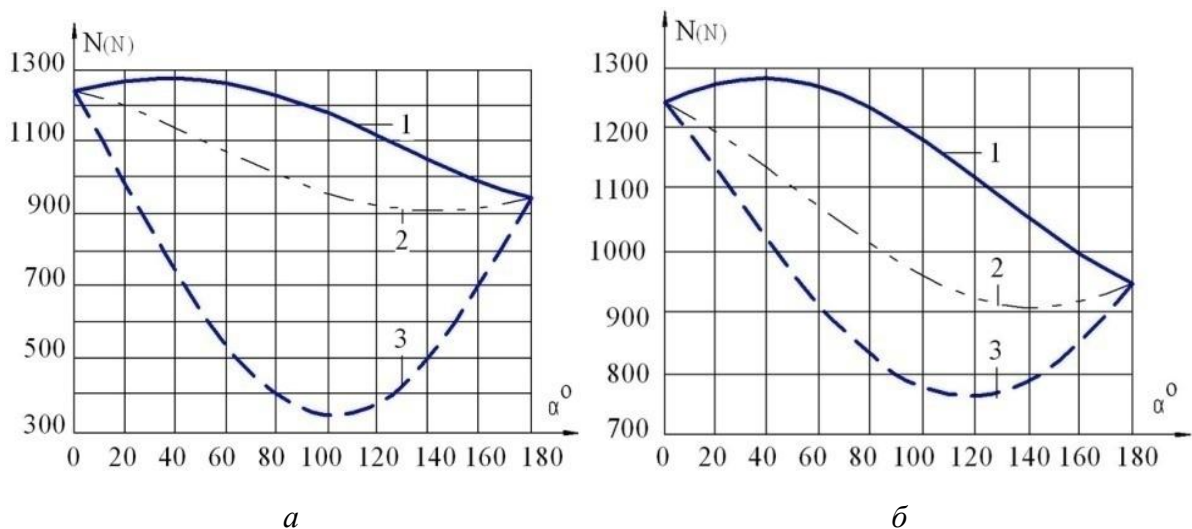


Рис. 4.16. Графіки зміни технологічної реакції $N = f(\alpha)$ залежно від кута α нахилу поверхні переміщення робота до обрію з опертям на чотири ноги, коефіцієнт тертя захоплювачів робота $\mu = 0,2$ (а) та $\mu = 0,5$ (б)

На графіку рис. 4.17, а показано залежності технологічного навантаження від кута нахилу поверхні переміщення робота, коли поверхні переміщення не тільки перебувають під кутом до обрію, але й самі ноги розміщені на різних поверхнях, зокрема під кутом $\varphi - \alpha = 30^\circ$. Тут спостерігається зближення станів за кривими 2 і 3, коли передня нога робота не відривається від поверхні переміщення, а задня нога, розміщена по діагоналі корпусу робота, рухається без ковзання. Очевидно, що досягнення максимального технологічного навантаження відповідає стану кривої 1, коли робот не рухається.

Отже, можна рекомендувати використовувати робот у русі для виконання операцій з малим навантаженням, наприклад таких, як відеоспостереження, діагностика стану поверхонь споруд гідравлічних електростанцій, моніторинг великих трубопроводів і різних шахт промислового призначення, а також для виконання таких технологічних операцій, як нанесення спеціальних покриттів на об'єкти та зварювальні роботи. Водночас виконання операцій з великим технологічним навантаженням, наприклад свердління, різання, клепання, установлення монтажних дюбелів тощо слід проводити у стаціонарному стані мобільного робота.

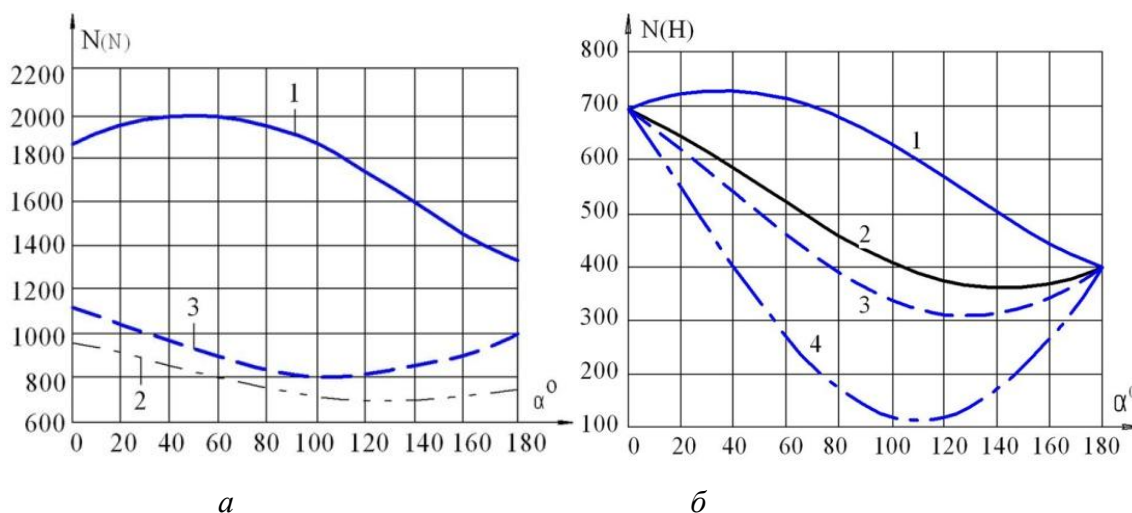


Рис. 4.17. Залежності технологічного навантаження від кута нахилу поверхні переміщення робота у разі різниці нахилу поверхонь $\varphi - \alpha = 30^\circ$ і коефіцієнта тертя $\mu = 0,5$ (а) та опертя на дві ноги (б)

У результаті моделювання також отримано граничні значення технологічного навантаження у разі опертя робота на дві ноги (рис. 4.17, б): криві 1 і 2 визначають стан відриву від поверхні першої й другої ніг робота відповідно, а криві 3 і 4 – початок проковзування зазначених ніг робота відповідно. Якщо робот спирається на чотири ноги (рис. 4.17, б), крива 1 відповідає умові $N_1 > 0$, крива 2 умові $N_2 > 0$, тобто ноги робота не відриваються від поверхні переміщення, крива 3 характеризує проковзування задньої ноги, а крива 4 – проковзування передньої ноги, розміщених по діагоналі корпусу робота. Отримані залежності дозволяють здійснювати автоматизоване керування пристроями зчеплення робота з поверхнею переміщення залежно від граничних значень технологічних навантажень.

Таким чином, реалізація 2-го принципу синтезу мобільних РДО дає можливість досягати довільної орієнтації крокуючого мобільного робота в різних робочих прорах: прямокутній декартовій, сферичній та циліндричній системах 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, 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. Отже, вкрай важливо надати методику їх розрахунку з аналітичними залежностями для визначення сил, крутних моментів, нормальних напружень та потенціальної енергії вказаного привода.

4.7.1. Визначення параметрів педіпуляторів під час їх розгинання

Керуючись схемою рис. 4.18, виріжемо з гофрованого трубопроводу двома поперечними січеннями елемент завдовжки t , окреслений двома дугами кіл радіусами r_1 та r_2 . Лівий край умовно закріпимо, а до правого прикладемо силу P_1 , яку рівномірно розподілимо вздовж кола діаметром

$$D_s = D_1 - 2r_2 + 2r_2 \cos \alpha, \quad (4.66)$$

де D_1 – максимальний діаметр трубопроводу; 2α – центральний кут, на який спираються дуги кіл, за довжини

$$t = 2(r_1 \sin \alpha + r_2 \sin \alpha).$$

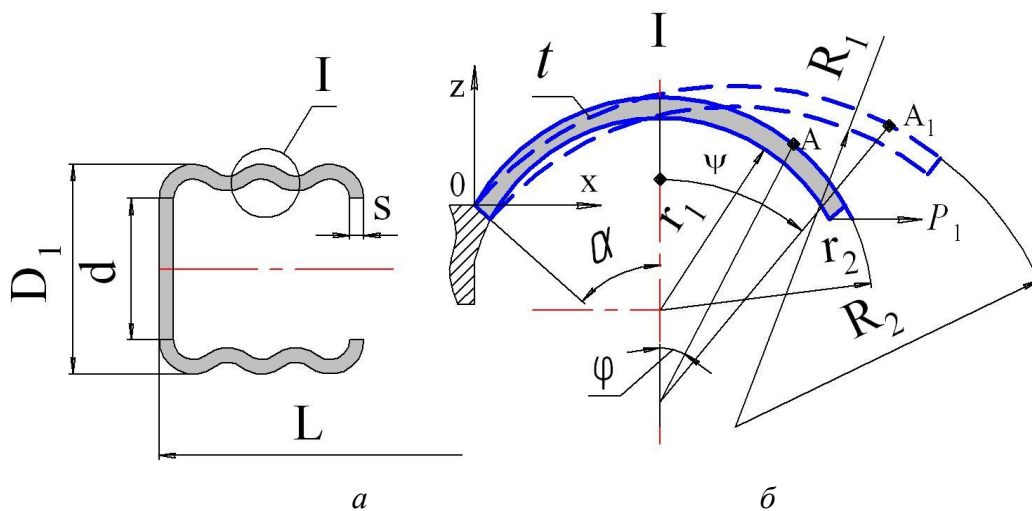


Рис. 4.18. Параметри гофри приводних трубопроводів, що перебувають під тиском:

a – поздовжній переріз гофри; b – схема деформації частини смужки гофри;

D_1, d – зовнішній та внутрішній діаметри гофри; s – товщина матеріалу гофри;

L – довжина гофрованого трубопроводу

Виділимо елементарну смугу за довжини t й ширини

$$ds_1 = \frac{D_s}{2} d\theta.$$

На цю смугу діє зовнішня елементарна сила в межах елементарного кута θ :

$$P_2 = \frac{P_1}{2\pi} d\theta. \quad (4.67)$$

Припустимо, що дуги кіл не змінюють своєї довжини, а 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 отримуємо рівності (рис. 4.18):

$$\begin{aligned} 2r_1\alpha &= 2R_1\beta_1; & 2r_2\alpha &= 2R_2\beta_2; \\ R_1 &= \frac{r_1\alpha}{\beta_1}; & R_2 &= \frac{r_2\alpha}{\beta_2}, \end{aligned} \quad (4.68)$$

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 $R_1\psi_1 = r_1\varphi_1$; $R_2\psi_2 = r_2\varphi_2$, або, враховуючи вираз (4.68), отримуємо позначення

$$\psi_1 = \frac{\beta_1}{\alpha} \varphi_1; \quad \psi_2 = \frac{\beta_2}{\alpha} \varphi_2; \quad 0 \leq \varphi \leq 2\alpha. \quad (4.69)$$

Виберемо початок системи координат Oxz на лівому краю смуги, вісь Ox напрямимо вздовж смуги. Тоді координати довільних точок B та A , що належать, відповідно, дугам радіусами r_1 та r_2 , до прикладення сили можна виразити 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 матимуть вигляд

$$\begin{aligned} x_{B_1} &= R_1 \sin \beta_1 - R_1 \sin(\beta_1 - \psi_1) = r_1 \frac{\alpha}{\beta_1} \left[\sin \beta_1 - \sin(\beta_1(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha})) \right]; \\ R_1 \cos(\beta_1 - \psi_1) &= r_1 \frac{\alpha}{\beta_1} \left[\cos \beta_1 - \cos(\beta_1(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha})) \right]; \\ x_{A_1} &= 2r_1 \frac{\alpha}{\beta_1} \sin \beta_1 + r_2 \frac{\alpha}{\beta_2} \left[\sin \beta_2 - \sin(\beta_2(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha})) \right]; \\ z_{A_1} &= R_2 \cos(\beta_2 - \psi_2) - R_2 \cos \beta_2 = r_2 \frac{\alpha}{\beta_2} \left[\cos(\beta_2(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha})) - \cos \beta_2 \right]. \end{aligned} \quad (4.70)$$

Знайдемо поздовжню силу N і згинальний момент M , які виникають у перерізах смуги за різних радіусів дуг:

$$\begin{aligned}
 N_1 &= P_2 \cos(\beta_1 - \varphi_1) = P_2 \cos\left(\beta_1 - \frac{\beta_1}{\alpha} \varphi_1\right); \\
 N_2 &= P_2 \cos(\beta_2 - \varphi_2) = P_2 \cos\left(\beta_2 - \frac{\beta_2}{\alpha} \varphi_2\right); \\
 M_1 &= P_2 z_{B_1} = P_2 r_1 \frac{\alpha}{\beta_1} \left[\cos \beta_1 - \cos\left(\beta_1 \left(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha}\right)\right) \right]; \\
 M_2 &= -P_2 z_{A_1} = -P_2 r_2 \frac{\alpha}{\beta_2} \left[\cos\left(\beta_2 \left(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha}\right)\right) - \cos \beta_2 \right].
 \end{aligned} \tag{4.71}$$

де φ_1, φ_2 – центральні змінні кути, що визначають положення перерізу гофри; вони змінюються у межах $0 \leq \varphi_2 \leq 2\alpha$; $0 \leq \varphi_1 \leq 2\alpha$.

Від поздовжніх сил виникають нормальні напруги у поздовжньому напрямку гофрованого трубопроводу педіпулятора:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{1B} &= \frac{N_1}{s(D_s / 2 + z_{B_1})d\theta} = \frac{P_1 \cos\left(\beta_1 - \frac{\beta_1}{\alpha} \varphi_1\right)}{\pi s(D_s + 2z_{B_1})}; \\
 \sigma_{1A} &= \frac{N_2}{s(D_s / 2 + z_{A_1})d\theta} = \frac{P_1 \cos\left(\beta_2 - \frac{\beta_2}{\alpha} \varphi_2\right)}{\pi s(D_s + 2z_{A_1})}.
 \end{aligned} \tag{4.72}$$

Виникають також напруги і у поперечному напрямку гофри. Щоб їх знайти, виділимо елементарну площину, прикладемо до неї напругу та внутрішній тиск p газу чи рідин, і складемо рівняння рівноваги у проекції на вісь Oz (див. рис. 4.18), тобто

$$\begin{aligned}
 pR_1 d\psi_1 (D_s / 2 + z_{B_1}) d\theta + \sigma_{1B} s d\psi_1 (D_s / 2 + z_{B_1}) d\theta - \sigma_{2B} s R_1 d\psi_1 d\theta &= 0; \\
 pR_2 d\psi_2 (D_s / 2 + z_{A_1}) d\theta + \sigma_{1A} s d\psi_2 (D_s / 2 + z_{A_1}) d\theta - \sigma_{2A} s R_2 d\psi_2 d\theta &= 0.
 \end{aligned} \tag{4.73}$$

Звідси знаходимо нормальні напруги у поперечному напрямку гофри:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{2B} &= p \frac{(D_s / 2 + z_{B_1})}{s} + \sigma_{1B} \frac{D_s / 2 + z_{B_1}}{R_1}; \\
 \sigma_{2A} &= p \frac{(D_s / 2 + z_{A_1})}{s} - \sigma_{1A} \frac{D_s / 2 + z_{A_1}}{R_2}.
 \end{aligned} \tag{4.74}$$

Щоб встановити зв'язок між величиною сили деформації гофри і відповідним значенням кута β , використаємо відоме положення, що потенціальна енергія, яка нагромаджується в тілі, дорівнює роботі зовнішніх сил. Робота, яку виконує сила P_1 під час розпрямлення дуг гофри педіпулятора,

$$W_2 = \frac{1}{2} P_1 (2R_2 \sin \beta_2 - 2r_2 \sin \alpha) = P_1 \left(\frac{r_2 \alpha}{\beta_2} \sin \beta_2 - r_2 \sin \alpha \right);$$

$$W_1 = \frac{1}{2} P_1 (2R_1 \sin \beta_1 - 2r_1 \sin \alpha) = P_1 \left(\frac{r_1 \alpha}{\beta_1} \sin \beta_1 - r_1 \sin \alpha \right).$$
(4.75)

Потенціальну енергію кожної частини гофри обчислюємо за формулами

$$U_1 = \frac{1}{2E} 2\pi s \int_0^{2\beta_1} (\sigma_{1B}^2 + \sigma_{2B}^2 - 2\mu\sigma_{1B}\sigma_{2B}) R_1 (D_s / 2 + z_{B_1}) d\psi_1 + \frac{1}{2E} 2\pi \int_0^{2\beta_1} \frac{12M_1^2 R_1 d\psi_1}{s^3 (D_s / 2 + z_{B_1})};$$

$$U_2 = \frac{1}{2E} 2\pi s \int_0^{2\beta_2} (\sigma_{1A}^2 + \sigma_{2A}^2 - 2\mu\sigma_{1A}\sigma_{2A}) R_2 (D_s / 2 + z_{A_1}) d\psi_2 + \frac{1}{2E} 2\pi \int_0^{2\beta_2} \frac{12M_2^2 R_2 d\psi_2}{s^3 (D_s / 2 + z_{A_1})},$$
(4.76)

де E – модуль Юнга матеріалу, з якого виготовлено гофру; μ – коефіцієнт поперечної деформації.

З урахуванням (4.75) маємо значення виконуваної роботи $U_1 = W_1$; $U_2 = W_2$ і з цих рівностей, надаючи кутам β конкретних значень, можна обчислити відповідні значення сили деформації P_1 .

Для реалізації цих обчислень складено програму у середовищі MATLAB (дод. П). Означені інтеграли обчислювали чисельно за допомогою методу трапецій¹² за доцільних з інженерної точки зору значень параметрів гофрованого трубопроводу: $s = 0,001$ м; $d = 0,02$ м; $D = 0,034$ м; $r_1 = 0,004$ м; $r_2 = 0,006$ м; $\mu = 0,25$; $\alpha = 70^\circ$; $t = 2(r_1 + r_2)\sin \alpha = 0,0188$.

За результатами моделювання отримано графіки (рис. 4.19) залежностей видовження Δ гофри трубопроводу педіпулятора робота від відношення $\frac{P_1}{Esd}$, де P_1 – сила, що розтягує гофру; E – модуль Юнга, Н/м²; s – товщина стінки та d – діаметр гофри; вираз Esd має розмірність сили H , отже вираз P_1/Esd є величиною безрозмірною. Крива Δ_1 відповідає видовженню ділянки радіусом r_1 (див. також рис. 4.18), Δ_2 – видовженню ділянки радіусом r_2 , а крива $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ – сумарне видовження виділеної ділянки гофри трубопроводу педіпулятора.

Із графіків на рис. 4.19 видно, що для гофрованого трубопроводу під час розтягу та за невеликих деформацій 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.

¹² **Метод трапецій** – метод чисельного інтегрування функції однієї змінної, що полягає в заміні на кожному елементарному відрізку підінтегральної функції на багаточлен першого ступеня, тобто лінійну функцію. Площа під графіком функції апроксимується прямокутними трапеціями.

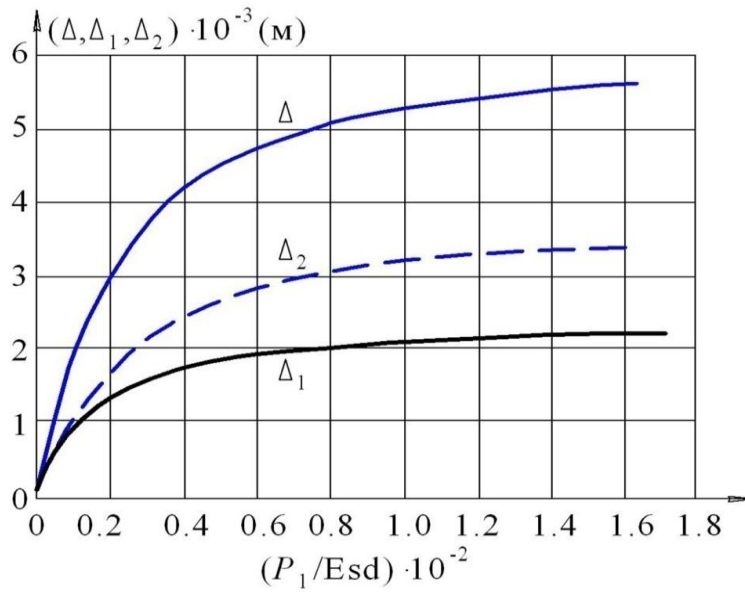


Рис. 4.19. Видовження гофрованого трубопроводу педіпулятора мобільного РДО залежно від сили P_1 тиску газу чи рідини

Із графіка на рис. 4.20 випливає, що жорсткість гофрованого трубопроводу під час розтягування також не є постійною, вона суттєво зростає, якщо гофра розпрямляється. Жорсткість гофри C_1 під час розтягування обчислюють за формулою $C_1 = C_p E s d$.

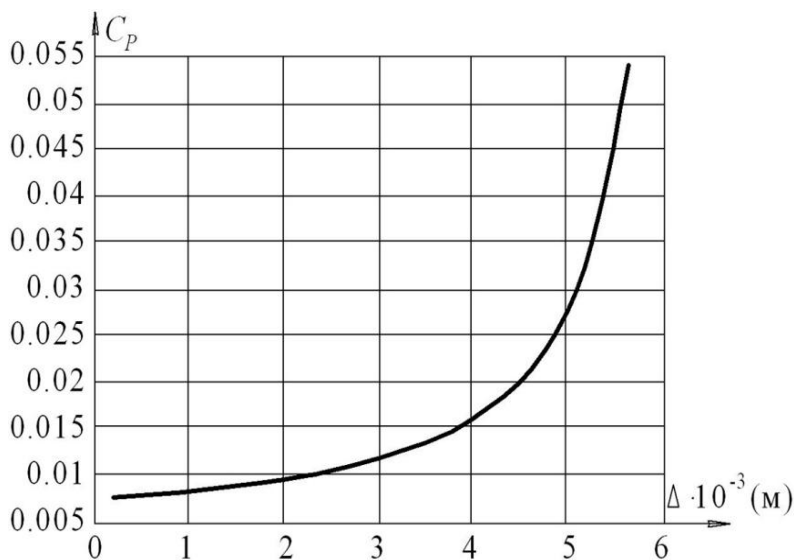


Рис. 4.20. Залежність коефіцієнта C_p жорсткості гофрованого трубопроводу від сумарного видовження Δ

Оскільки довільна орієнтація мобільного робота визначається різницями тиску в гофрованих трубопроводах педіпуляторів, то вкрай важливо враховувати виявлені

ефекти при автоматизованому керуванні мобільними РДО, створеними за 2-м принципом синтезу, тобто інтеграції приводів, що дає можливість зменшити кількість двигунів, а отже й масу робота, точніше, його гравітаційне навантаження.

4.7.2. Визначення параметрів педіпуляторів під час їх згинання

Як зазначено у підрозд. 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 під час їх згинання.

Якщо сила P_1 тиску газу чи рідини стискає гофрований трубопровід, що визначає орієнтацію педіпулятора, то аналогічно до викладеного вище (див. схему на 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 маємо залежності

$$\begin{aligned} 2r_1\alpha &= 2R_3\beta_3; & 2r_2\alpha &= 2R_4\beta_4; \\ R_3 &= \frac{r_1\alpha}{\beta_3}; & R_4 &= \frac{r_2\alpha}{\beta_4}, \end{aligned} \quad (4.77)$$

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 у точку A_1 , яку характеризує відповідний кут ψ .

Кути пов'язані між собою співвідношенням $R_3\psi_3 = r_1\varphi_1$; $R_4\psi_4 = r_2\varphi_2$. Враховуючи вирази (4.77), отримаємо формули для вказаних кутів згину:

$$\psi_3 = \frac{\beta_3}{\alpha}\varphi_1; \quad \psi_4 = \frac{\beta_4}{\alpha}\varphi_2; \quad 0 \leq \varphi \leq 2\alpha. \quad (4.78)$$

Аналогічно схемі на рис. 4.18 оберемо початок системи координат Oxz на лівому краю смуги, а вісь Ox напрямимо вздовж смуги. Тоді координати довільних точок B і A , що належать, відповідно, дугам радіусом r_1 і r_2 , до прикладення сили виразимо формулами

$$\begin{aligned} z_B &= r_1 \cos \alpha - r_1 \cos(\alpha - \varphi_1); & x_A &= 2r_1 \sin \alpha + r_2 \sin \alpha - r_2 \sin(\alpha - \varphi_2); \\ z_A &= r_2 \cos(\alpha - \varphi_2) - r_2 \cos \alpha. \end{aligned}$$

Після прикладення сили ці формули мають вигляд

$$\begin{aligned}
x_{B_1} &= R_3 \sin \beta_3 - R_3 \sin(\beta_3 - \psi_3) = r_1 \frac{\alpha}{\beta_3} \left[\sin \beta_3 - \sin(\beta_3(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha})) \right]; \\
z_{B_1} &= R_3 \cos \beta_3 - R_3 \cos(\beta_3 - \psi_3) = r_1 \frac{\alpha}{\beta_3} \left[\cos \beta_3 - \cos(\beta_3(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha})) \right]; \\
x_{A_1} &= 2r_1 \frac{\alpha}{\beta_3} \sin \beta_3 + r_2 \frac{\alpha}{\beta_4} \left[\sin \beta_4 - \sin(\beta_4(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha})) \right]; \\
z_{A_1} &= R_4 \cos(\beta_4 - \psi_4) - R_4 \cos \beta_4 = r_2 \frac{\alpha}{\beta_4} \left[\cos(\beta_4(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha})) - \cos \beta_4 \right].
\end{aligned} \tag{4.79}$$

Знайдемо поздовжню силу N і згинальний момент M , які виникають у перерізах смуги гофри за різних радіусів дуг:

$$\begin{aligned}
N_3 &= -P_2 \cos(\beta_3 - \psi_3) = -P_2 \cos\left(\beta_3 - \frac{\beta_3}{\alpha} \varphi_1\right); \\
N_4 &= -P_2 \cos(\beta_4 - \psi_4) = -P_2 \cos\left(\beta_4 - \frac{\beta_4}{\alpha} \varphi_2\right); \\
M_3 &= P_2 z_{B_1} = P_2 r_1 \frac{\alpha}{\beta_3} \left[\cos \beta_3 - \cos(\beta_3(1 - \frac{\varphi_1}{\alpha})) \right]; \\
M_4 &= -P_2 z_{A_1} = -P_2 r_2 \frac{\alpha}{\beta_4} \left[\cos(\beta_4(1 - \frac{\varphi_2}{\alpha})) - \cos \beta_4 \right].
\end{aligned} \tag{4.80}$$

У формулах (4.80) маємо такі позначення: φ_1, φ_2 – центральні змінні кути, що визначають положення перерізу, вони змінюються у межах

$$0 \leq \varphi_2 \leq 2\alpha; \quad 0 \leq \varphi_1 \leq 2\alpha.$$

Від поздовжніх сил виникають нормальні напруги у поздовжньому напрямку смуги гофри:

$$\begin{aligned}
\sigma_{1B} &= \frac{N_1}{s(D_s / 2 + z_{B_1})d\theta} = -\frac{P_1 \cos\left(\beta_3 - \frac{\beta_3}{\alpha} \varphi_1\right)}{\pi s(D_s + 2z_{B_1})}; \\
\sigma_{1A} &= \frac{N_2}{s(D_s / 2 + z_{A_1})d\theta} = -\frac{P_1 \cos\left(\beta_4 - \frac{\beta_4}{\alpha} \varphi_2\right)}{\pi s(D_s + 2z_{A_1})}.
\end{aligned} \tag{4.81}$$

Виникають також напруги і у поперечному напрямку смуги гофри. Щоб їх знайти, виділимо елементарну площину, прикладемо до неї напругу та внутрішній тиск p , що діє у гофрованому трубопроводі педіпулятора робота, і складемо рівняння рівноваги у проєкції на вісь Oz (див. рис. 4.18), тобто:

$$\begin{aligned}
pR_3 d\psi_3 (D_s / 2 + z_{B_1}) d\theta + \sigma_{1B} s d\psi_3 (D_s / 2 + z_{B_1}) d\theta - \sigma_{2B} s R_3 d\psi_3 d\theta &= 0; \\
pR_4 d\psi_4 (D_s / 2 + z_{A_1}) d\theta + \sigma_{1A} s d\psi_4 (D_s / 2 + z_{A_1}) d\theta - \sigma_{2A} s R_4 d\psi_4 d\theta &= 0.
\end{aligned} \tag{4.82}$$

Звідси знаходимо вирази для нормальних напруг у поперечному напрямку смуги гофри педіпулятора:

$$\begin{aligned}\sigma_{2B} &= p \frac{(D_s / 2 + z_{B_1})}{s} + \sigma_{1B} \frac{D_s / 2 + z_{B_1}}{R_3}; \\ \sigma_{2A} &= p \frac{(D_s / 2 + z_{A_1})}{s} - \sigma_{1A} \frac{D_s / 2 + z_{A_1}}{R_4}.\end{aligned}\quad (4.83)$$

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 під час згортання дуг смуги гофри,

$$\begin{aligned}W_4 &= \frac{1}{2} P_1 (2r_2 \sin \alpha - 2R_4 \sin \beta_4) = P_1 \left(r_2 \sin \alpha - \frac{r_2 \alpha}{\beta_4} \sin \beta_4 \right); \\ W_3 &= \frac{1}{2} P_1 (2r_1 \sin \alpha - 2R_3 \sin \beta_3) = P_1 \left(r_1 \sin \alpha - \frac{r_1 \alpha}{\beta_3} \sin \beta_3 \right).\end{aligned}\quad (4.84)$$

Потенціальну енергію кожної частини смуги гофри обчислюємо за формулами

$$\begin{aligned}U_3 &= \frac{1}{2E} 2\pi s \int_0^{2\beta_3} (\sigma_{1B}^2 + \sigma_{2B}^2 - 2\mu\sigma_{1B}\sigma_{2B}) R_3 (D_s / 2 + z_{B_1}) d\psi_3 + \frac{1}{2E} 2\pi \int_0^{2\beta_3} \frac{12M_3^2 R_3 d\psi_3}{s^3 (D_s / 2 + z_{B_1})}; \\ U_4 &= \frac{1}{2E} 2\pi s \int_0^{2\beta_4} (\sigma_{1A}^2 + \sigma_{2A}^2 - 2\mu\sigma_{1A}\sigma_{2A}) R_4 (D_s / 2 + z_{A_1}) d\psi_4 + \frac{1}{2E} 2\pi \int_0^{2\beta_4} \frac{12M_4^2 R_4 d\psi_4}{s^3 (D_s / 2 + z_{A_1})}.\end{aligned}\quad (4.85)$$

На основі умов $U_3 = W_3$; $U_4 = W_4$ із цих рівностей, надаючи кутам згину β конкретних значень, 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 гофру; E – модуль Юнга; s – товщина стінки; 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. рис. 4.18), Δ_2 – скороченню ділянки радіусом r_2 , а крива $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ – сумарне скорочення виділеної ділянки гофри трубопроводу педіпулятора.

На рис. 4.22 показано залежність коефіцієнта C_{ct} гофрованого трубопроводу від його скорочення Δ . При цьому жорсткість C_2 поперечного перерізу гофрованого трубопроводу під час стискання обчислюють за формулою

$$C_2 = C_{ct} Esd, \quad (4.86)$$

тобто вона значно менша від жорсткості трубопроводу постійного перерізу із внутрішнім діаметром d (рис. 4.18), тому й деформація значно більша, ніж на графіку рис. 4.20.

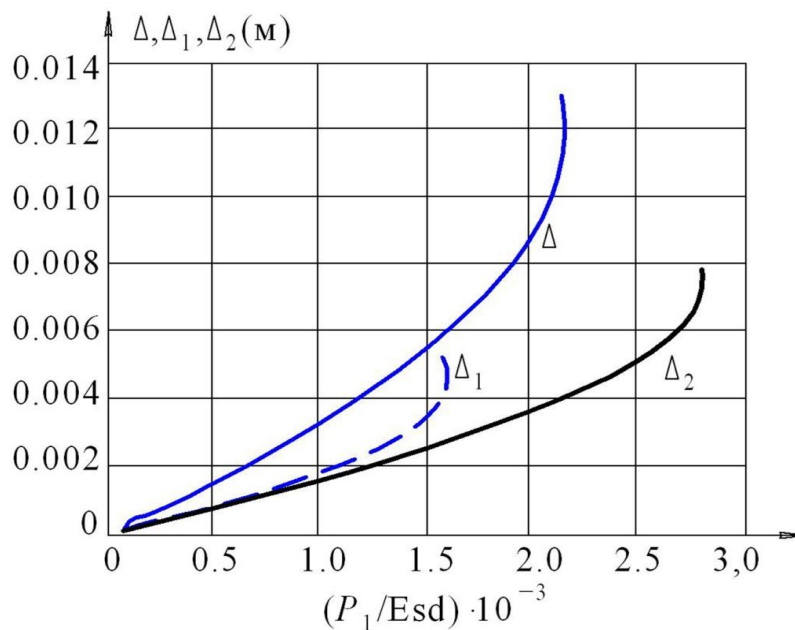


Рис. 4.21. Скорочення гофрованого трубопроводу залежно від привідної сили P_1

Виявлені залежності деформацій від привідної сили, тобто сили тиску у трубопроводах педіпуляторів робота, а також залежності коефіцієнта жорсткості від вказаних деформацій однозначно вказують на різницю переміщень педіпуляторів робота під час їх згинання та розгинання. А це, у свою чергу, обумовлює необхідність враховувати вказані різниці переміщень для побудови апаратної частини автоматизованого керування орієнтації мобільного РДО у технологічному просторі.

Досі було розглянуто вплив на переміщення педіпуляторів робота *привідної сили* залежно від тиску в їх гофрованих трубопроводах.

Для визначення залежностей між *згинальним моментом* і кутом повороту поперечного перерізу гофри педі-пулятора визначимо ще жорсткість гофрованого трубопроводу під час чистого згину¹³. Для цього прикладемо до раніше виділеного елемента (див. рис. 4.18) зовнішній момент M , який замінимо еквівалентними зусиллями P_3 , розподіленими по контуру кола діаметром D_s . Інтенсивність цих зусиль становитиме

¹³ **Чистий згин** – деформація, за якої у поперечних перерізах стержня діє тільки згинальний момент.

$$P_3 = \frac{4M}{\pi D_s^2} \sin \theta; \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi. \quad (4.87)$$

Вважатимемо, що справджується гіпотеза плоских перерізів і згинів кінців дуг виділеного елемента гофри повертаються, відповідно, на кути γ_1 та γ_2 .

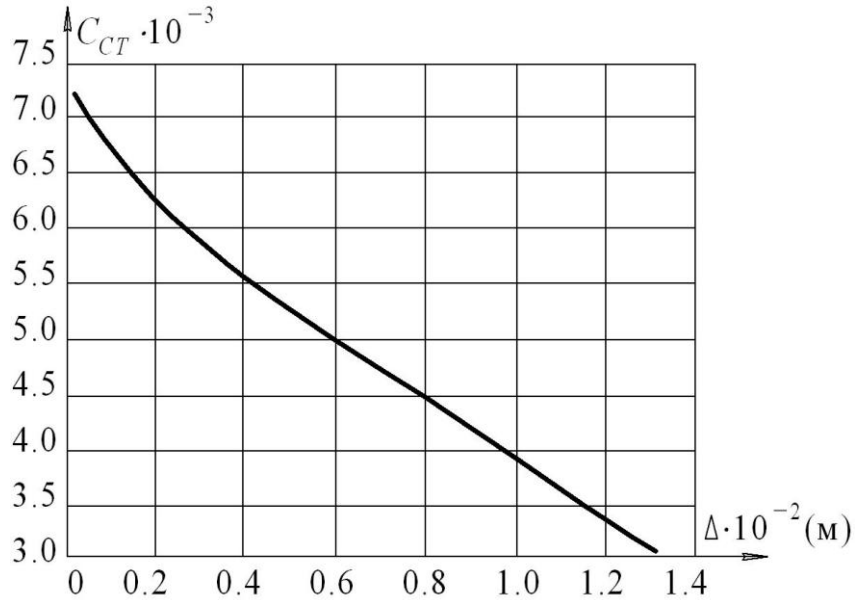


Рис. 4.22. Залежність коефіцієнта C_{cm} жорсткості гофрованого трубопроводу від скорочення Δ гофри

Якщо виділити смугу гофри завширшки $D_s d\theta / 2$ (де θ – елементарний кут повороту згину гофри), то на її торці буде діяти зусилля

$$P_4 = \frac{2M}{\pi D_s} \sin \theta d\theta. \quad (4.88)$$

Унаслідок повороту згину смуга видовжується або вкорочується на величину

$$\Delta_1 = \gamma_1 \frac{D_s}{2} \sin \theta; \quad \Delta_2 = \gamma_2 \frac{D_s}{2} \sin \theta; \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi, \quad (4.89)$$

причому за $0 \leq \theta \leq \pi$ смуга видовжується (розпрямляється дуга кола D_3), а за $\pi < \theta < 2\pi$ вкорочується (тобто згортається дуга кола). При цьому змінюються кути розхилу дуг та їх радіуси елементарної смуги гофри.

Тоді отримуємо залежності

$$R_5 = r_1 \frac{\alpha}{\beta_5}; \quad R_6 = r_2 \frac{\alpha}{\beta_6}. \quad (4.90)$$

Деформації (4.89) пов'язані з радіусами і кутами (4.90) рівностями

$$\Delta_1 = 2R_5 \sin \beta_5 - 2r_1 \sin \alpha; \quad \Delta_2 = 2R_6 \sin \beta_6 - 2r_2 \sin \alpha. \quad (4.91)$$

Підставляємо вирази (4.89), (4.90) у формули (4.91) й отримуємо наближену рівність

$$\frac{\sin \beta}{\beta} \approx 1 - \frac{\beta^2}{6} + \frac{\beta^4}{120}.$$

Далі, розв'язавши бікватратні рівняння, знаходимо шукані кути β_5 та β_6 :

$$\beta_5 = \sqrt{10 - \sqrt{100 - 120b_1}}; \quad \beta_6 = \sqrt{10 - \sqrt{100 - 120b_2}}, \quad (4.92)$$

$$\text{де } b_1 = 1 - \frac{\sin \alpha}{\alpha} - \frac{\Delta_1}{2r_1\alpha}; \quad b_2 = 1 - \frac{\sin \alpha}{\alpha} - \frac{\Delta_2}{2r_2\alpha}.$$

Знайдемо поздовжню силу N і згинальний момент M , які виникають у перерізі смуги за різних радіусів дуг смуги гофри:

$$\begin{aligned} N_5 &= P_4 \cos(\beta_5 - \phi_5) = P_4 \cos\left(\beta_5 - \frac{\beta_5}{\alpha} \phi_5\right); \\ N_6 &= P_4 \cos(\beta_6 - \phi_6) = P_4 \cos\left(\beta_6 - \frac{\beta_6}{\alpha} \phi_6\right); \\ M_5 &= P_4 r_1 \frac{\alpha}{\beta_5} \left[\cos \beta_5 - \cos\left(\beta_5\left(1 - \frac{\phi_5}{\alpha}\right)\right) \right]; \\ M_6 &= -P_4 r_2 \frac{\alpha}{\beta_6} \left[\cos\left(\beta_6\left(1 - \frac{\phi_6}{\alpha}\right)\right) - \cos \beta_6 \right], \end{aligned} \quad (4.93)$$

де ϕ_5, ϕ_6 – центральні змінні кути, що визначають положення перерізу смуги гофри, вони змінюються у межах $0 \leq \phi_5 \leq 2\alpha$; $0 \leq \phi_6 \leq 2\alpha$.

Від поздовжніх сил виникають нормальні напруги у поздовжньому напрямку гофри педіпулятора:

$$\begin{aligned} \sigma_{1B} &= \frac{N_5}{s(D_s/2 + z_{B_5})d\theta} = \frac{4M \sin \theta \cos\left(\beta_5 - \frac{\beta_5}{\alpha} \phi_5\right)}{\pi s(D_s + 2z_{B_5})D_s}; \\ \sigma_{1A} &= \frac{N_6}{s(D_s/2 + z_{A_6})d\theta} = \frac{4M \sin \theta \cos\left(\beta_6 - \frac{\beta_6}{\alpha} \phi_6\right)}{\pi s(D_s + 2z_{A_6})D_s}, \end{aligned} \quad (4.94)$$

$$\text{де } z_{B_5} = r_1 \frac{\alpha}{\beta_5} \left[\cos \beta_5 - \cos\left(\beta_5\left(1 - \frac{\phi_5}{\alpha}\right)\right) \right]; \quad z_{A_6} = r_2 \frac{\alpha}{\beta_6} \left[\cos\left(\beta_6\left(1 - \frac{\phi_6}{\alpha}\right)\right) - \cos \beta_6 \right].$$

Виникають також напруги і у поперечному напрямку. Щоб їх знайти, виділимо елементарну площину смуги гофри, прикладемо до неї напругу та внутрішній тиск p газу чи рідини і складемо рівняння рівноваги у проекції на вісь Oz (рис. 4.18), з яких знаходимо значення нормальних напруг:

$$\begin{aligned}\sigma_{2B} &= p \frac{(D_s/2 + z_{B_5})}{s} + \sigma_{1B} \frac{D_s/2 + z_{B_5}}{R_5}; \\ \sigma_{2A} &= p \frac{(D_s/2 + z_{A_6})}{s} - \sigma_{1A} \frac{D_s/2 + z_{A_6}}{R_6}.\end{aligned}\quad (4.95)$$

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 під час повороту смуги гофри, тобто педіпулятора,

$$W_5 = \frac{1}{2} M \gamma_1; \quad W_6 = \frac{1}{2} M \gamma_2. \quad (4.96)$$

Потенціальну енергію кожної частини обчислюємо за формулами

$$\begin{aligned}U_5 &= \frac{s}{2E} \int_0^{2\pi} \left(\int_0^{2\beta_5} (\sigma_{1B}^2 + \sigma_{2B}^2 - 2\mu\sigma_{1B}\sigma_{2B}) R_5 (D_s/2 + z_{B_5}) d\phi_5 + \int_0^{2\beta_5} \frac{12M_5^2 R_5 d\phi_5}{s^4 (D_s/2 + z_{B_5})} \right) d\theta; \\ U_6 &= \frac{s}{2E} \int_0^{2\pi} \left(\int_0^{2\beta_6} (\sigma_{1A}^2 + \sigma_{2A}^2 - 2\mu\sigma_{1A}\sigma_{2A}) R_6 (D_s/2 + z_{A_6}) d\phi_6 + \int_0^{2\beta_6} \frac{12M_6^2 R_6 d\phi_6}{s^4 (D_s/2 + z_{A_6})} \right) d\theta\end{aligned}\quad (4.97)$$

На основі того, що потенціальна енергія дорівнює роботі зовнішніх сил, тобто $U_5 = W_5$; $U_6 = W_6$ і з цих рівностей, надаючи кутам γ конкретних значень, можна знайти відповідні значення згинального моменту M .

Обчисливши в (4.97) означені інтеграли чисельним методом, отримуємо вираз для знаходження жорсткості гофрованого трубопроводу при чистому згині $C_3 = C_m E s d^3$. Отже, сумарна жорсткість педіпулятора під час згинання, коли нейтральна вісь збігається із віссю стержня, який стягує кільця, за наявності чотирьох трубопроводів становитиме

$$C = C_1 e^2 + C_2 e^2 + 4C_3. \quad (4.98)$$

Залежність між моментом M і кутом γ повороту поперечного перерізу зображено на графіках на рис. 4.23 – графік ілюструє відношення $\frac{M}{E s d^2}$, де M – момент, що згинає гофри, Нм; E – модуль Юнга, Н/м²; s – товщина стінки; d – діаметр гофри; вираз $E s d^2$ має розмірність Нм, отже вираз $M/E s d^2$ є величиною безрозмірною. Крива Δ_1 відповідає видовженню ділянки гофри радіусом r_1 (див. рис. 4.18), Δ_2 – видовження ділянки гофри радіусом r_2 , а крива $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ відображає сумарне видовження гофри на виділеній ділянці трубопроводу педіпулятора.

Вплив кута повороту перерізу гофри на жорсткість педіпулятора робота зображено на рис. 4.24.

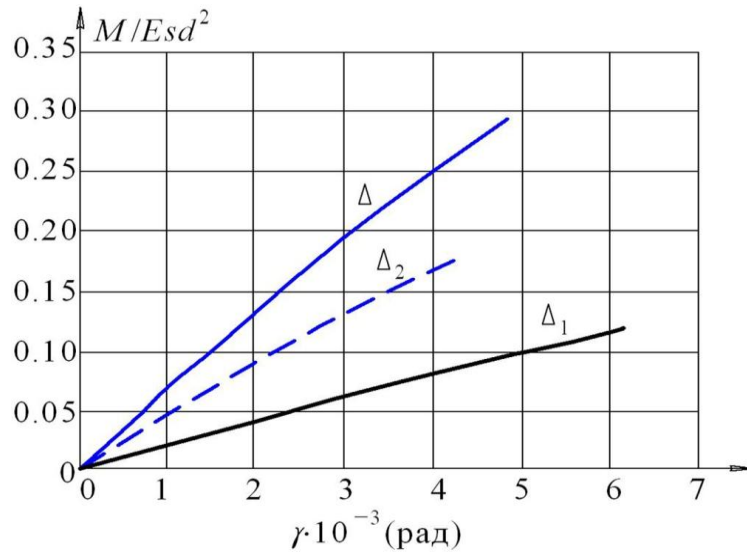


Рис. 4.23. Залежність між згинальним моментом і кутом γ повороту поперечного перерізу гофри педіпулятора мобільного робота

Наведені залежності дозволяють керувати педіпулятором у просторі залежно від таких його параметрів, як момент M , що згинає гофру, E – модуля Юнга (пружності) матеріалу, з якого виготовлено гофру, s – товщини стінки та d – діаметр гофри та змінної жорсткості гофрованого трубопроводу під час згинання та розгинання педіпулятора робота.

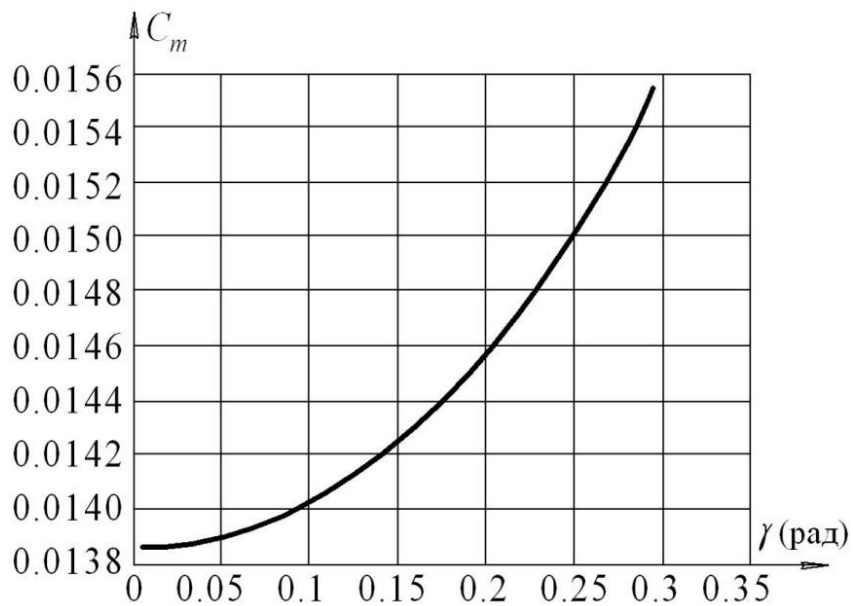


Рис. 4.24. Залежність коефіцієнта C_m жорсткості гофрованого трубопроводу від кута повороту перерізу гофри

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 треба мати методику його розрахунку.

Сила Q натягу гнучкого стержня повинна забезпечити постійний контакт напівсферичних кілець педіпулятора, тобто має виконуватись умова

$$Q \geq F = (p_1 + p_2) \frac{\pi d^2}{4}, \quad (4.99)$$

де F – поздовжня сила, що виникає від тисків p_1 та p_2 газу чи рідини в гофрованих трубопроводах педіпулятора; d – внутрішній діаметр вказаних трубопроводів.

Крім того, стержень має 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_1 та жорсткості J_1 стержня, а також модуля Юнга E_1 – згідно з відомою формулою $\frac{1}{\rho} = \frac{M_1}{E_1 J_1}$.

Якщо стержень вигинається по дузі кола, то $\rho = L / \varphi$ і згинальний момент педіпулятора робота

$$M_1 = E_1 J_1 \varphi / L, \quad (4.100)$$

де L – довжина центрального стержня педіпулятора.

Стержень працює одночасно на розтяг і згин, а тому умова міцності матиме вигляд

$$\frac{Q}{A} + \frac{M_1}{W_1} \leq [\sigma], \quad (4.101)$$

де A – площа поперечного перерізу гнучкого стержня; W_1 – момент опору; $[\sigma]$ – нормальна напруга, що допускається для матеріалу стержня.

У випадку стержня круглого перерізу діаметром d_1 умова (4.101) набуває вигляду

$$\frac{(p_1 + p_2)d^2}{d_1^2} + \frac{E_1 d_1 \varphi}{2L} \leq [\sigma], \quad (4.102)$$

а у випадку прямокутного перерізу, коли $A = bh$, $b = 2h$ (де d – ширина і h – висота перетину стержня) умова (4.101) матиме вигляд

$$\frac{(p_1 + p_2)\pi d^2}{8h^2} + \frac{E_1 h \varphi}{2L} \leq [\sigma]. \quad (4.103)$$

Для зручності автоматизованих розрахунків у середовищі математичних програмних модулів, наприклад таких, як Mathcad чи MATLAB, введемо такі позначення:

$$k = \frac{E_1 \varphi}{2L}; \quad a_1 = [\sigma] / k; \quad a_2 = \frac{(p_1 + p_2)d^2}{k}; \quad a_3 = \frac{(p_1 + p_2)\pi d^2}{8k},$$

та помно-жимо нерівності відповідно на d_1^2 та h^2 , у результаті отримаємо залежності

$$d_1^3 - a_1 d_1^2 + a_2 \leq 0; \quad h^3 - a_1 h^2 + a_3 \leq 0. \quad (4.104)$$

На рис. 4.25 показано графіки лівих частин нерівностей (4.104). Із графіків видно, що розміри перерізу можуть мати такі значення: $d_1 = 1,8$ мм; $h = 2,2$ мм; $b = 4,4$ мм. Ці графіки свідчать, що циліндричний і прямокутні стержні майже не різняться за зміною параметрів щодо їх міцності, але з міркувань забезпечення такого показника конструкцій, як технологічність, слід віддавати перевагу циліндричному перерізу пружного стержня педіпулятора робота.

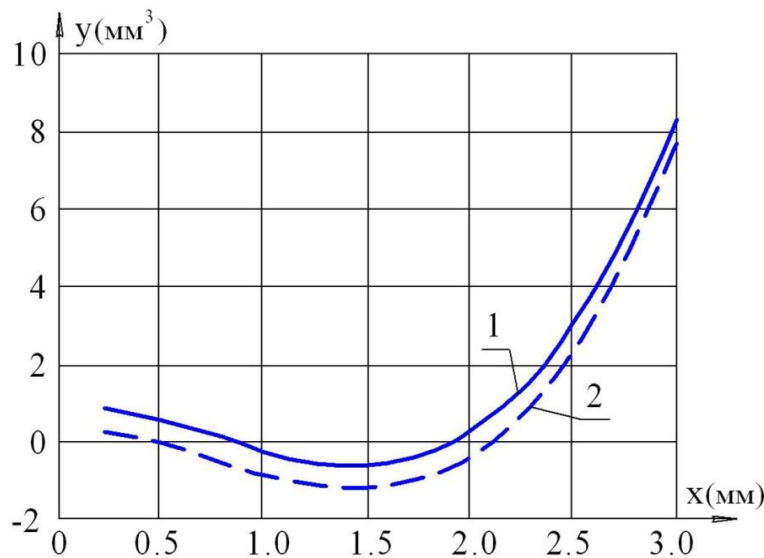


Рис. 4.25. До розрахунку на міцність стержня, що стягує кільця педіпулятора:
1 – для стержня круглого перерізу; 2 – для стержня прямокутного перерізу $b = 2h$

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 залежностей деформацій гофрованих трубопроводів під час розтягування, стискання і згинання педіпуляторів та отриманих графіків (див. підрозд. 4.6.1 та 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 визначають формулою

$$M = \frac{\pi d^2}{4} e(p_1 - p_2), \quad (4.105)$$

де d – внутрішній діаметр трубопроводів; e – ексцентриситет їх розміщення (див. рис. 4.8).

На основі графіка на рис. 4.19 можна встановити аналітичну залежність між силою P_1 і деформацією Δ гофрованого трубопроводу під час розтягування:

$$P_1 = E s d C \varepsilon^2, \quad (4.106)$$

де величина деформації гофри

$$\varepsilon = \Delta / t; \quad t = 2(r_1 + r_2) \sin \alpha; \quad C = 0.0883.$$

Безрозмірний коефіцієнт C обчислюють так: на рис. 4.19 видно, що за малих значень сили графік криволінійний.

Припускаємо, що це парабола, яку описують формулою (4.106).

Значення коефіцієнта C знаходимо з умови, що парабола проходить через точку графіка:

$$P_2 / (E s d) = 0.004; \quad \Delta = 0.0041; \quad t = 2(r_1 + r_2) \sin(70^\circ) = 0.0188.$$

$$E p s = \Delta / t; \quad C = (P / (E s d)) / (e p s)^2 = 0.004 / (0.0041 / 0.0188)^2 = 0.0883$$

Інші графіки на рис. 4.21 та 4.23 майже прямолінійні, а тому виникає лінійна залежність між P_2 і $e p s$ та між моментом M і кутом згину, тому коефіцієнти A також безрозмірні і визначаються аналогічно – ці прямі проходять через певні точки графіків.

Аналогічно на основі графіка на рис. 4.21 можна записати аналітичну залежність між силою стискання P_2 і деформацією Δ :

$$P_2 = E s d A_s \varepsilon; \quad (A_s = 0.0064). \quad (4.107)$$

Під час згиня трубопроводів на основі графіка на рис. 4.23 отримуємо аналітичну залежність між згинальним моментом M_1 і кутом повороту γ гофри:

$$M_1 = E\pi s d^2 A_3 \gamma; \quad (A_3 = 0.015). \quad (4.108)$$

Під час згинання педіпулятора у момент M деформацію ε і кут повороту γ виразимо через кут вигину β педіпулятора робота:

$$\varepsilon = \frac{e}{R} = \frac{\beta e}{L}; \quad \gamma = \frac{\beta t}{L}. \quad (4.109)$$

Вираз моменту M через згинальні сили P_1, P_2 і момент M_1 надамо таким чином:

$$M = P_1 e + P_2 e + 4M_1. \quad (4.110)$$

Підставляємо у (4.110) вирази (4.105) – (4.108), враховуючи (4.109):

$$\frac{\pi d^2}{4} e(p_1 - p_2) = E s d^2 \left(\frac{e}{d} C(\beta e / L)^2 + A_s \frac{e}{d} (\beta e / L) + 4A_3 \frac{\beta t}{L} \right). \quad (4.111)$$

Звідси знаходимо шуканий зв'язок між різницею тисків $(p_1 - p_2)$ у гофрованих трубопроводах і кутом вигину β педіпуляторів робота:

$$(p_1 - p_2) = E \frac{4s}{\pi d} \left(C(\beta e / L)^2 + A_s (\beta e / L) + 4A_3 \frac{d}{e} \frac{\beta t}{L} \right). \quad (4.112)$$

Шукані залежності ілюструють графіки рис. 4.26 і 4.27.

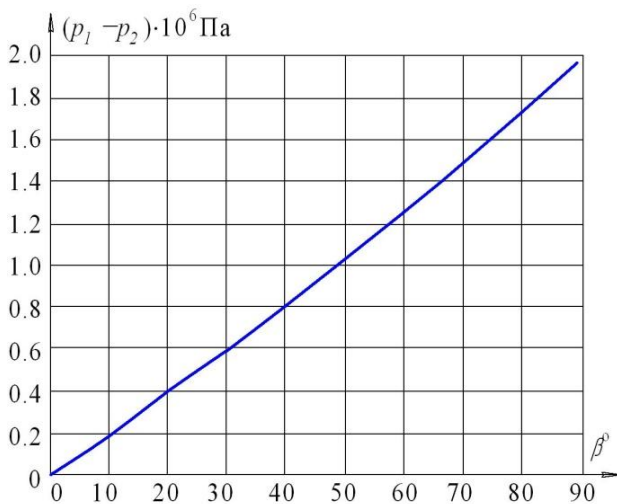


Рис. 4.26. Графік залежності між різницею тисків $(p_1 - p_2)$, кутом β вигину і педіпуляторів робота

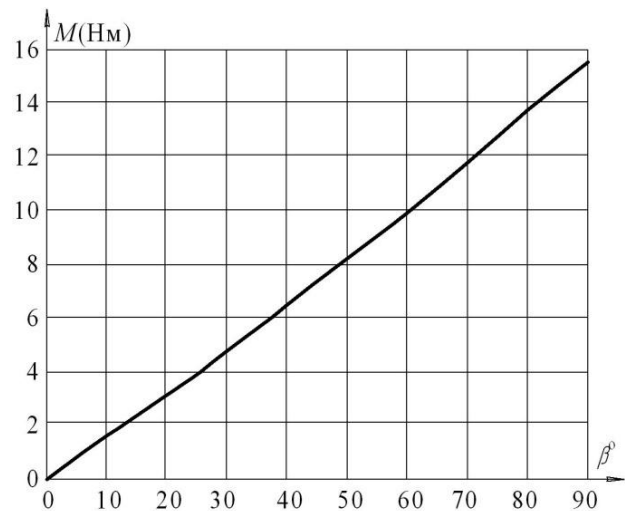


Рис. 4.27. Графік залежності між згинальним моментом M і кутом β вигину педіпуляторів робота

Очевидно, що залежності між різницею тисків $(p_1 - p_2)$ і між згинальним моментом M та кутом β вигину педіпуляторів робота майже пропорційні.

Незначне відхилення від пропорційності створює складова $(\beta e / L)^2$. Цим відхиленням можна нехтувати, оскільки такі параметри, як ексцентриситет e розміщення гофрованих трубопроводів, що перебувають 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 для автоматизованого керування приводами педіпуляторів робота головним чинником є різниця тисків $(p_1 - p_2)$.

4.8. Антропоморфний¹⁴ мобільний РДО з інтегрованими приводами

На сучасному етапі розвитку мобільних роботів антропоморфні їх конструкції викликають неабияку зацікавленість. Попри відносно низьку вантажопідйомність цей тип роботів приваблює широким спектром функціональних можливостей. Окрім відомих технічних рішень антропоморфних захоплювальних пристроїв [126 – 130] та дослідних зразків антропоморфних роботів наземного переміщення [131 – 134], а також роботів лабораторії Boston Dynamics (США) [135], зовсім немає технічних рішень щодо мобільних РДО у просторі. А між тим цей різновид мобільних РДО має досить широку перспективу застосування, зокрема в таких галузях, як аграрний сектор (плодоовочеві господарства) та обслуговування лісових і паркових деревних масивів [136 – 138].

Більше того, запропонований вище 2-й принцип синтезу мобільних РДО, що полягає в інтеграції приводів роботів, якнайкраще підходить до антропоморфних конструкцій. Отже, розглянемо технічну реалізацію антропоморфного РДО, тим більше, що світова новизна запропонованого рішення підтверджена кваліфікаційною експертизою Державного підприємства «Український інститут інтелектуальної власності» [139].

Завдання полягає в тому, щоб на основі 2-го принципу синтезу РДО досягти не тільки зменшення приводів педіпуляторів через їх інтеграцію, але й забезпечити максимальну універсальність орієнтації під час руху ніг робота у 3D-просторі ангулярної системи координат, яка властива людині або тваринам. Також важливо, щоб крокуючий механізм був застосовний для мобільних РДО у технологічному просторі,

¹⁴ **Антропоморфізм** (гр. *ανθρωπος* – людина, гр. *μορφή* × вигляд, форма) – уподібнення будь-чого, що не є людиною, до людини або перенесення її фізичних та інтелектуальних властивостей на істот, речі та явища навколишнього світу.

що відомий у міжнародних публікаціях, як от альпіністські роботи (Climbing Robots), аналіз яких подано в розд. 1.

Поставлене завдання можна вирішити у три етапи:

- 1) створення принципово нової конструкції антропоморфного крокуючого мобільного РДО за 2-м принципом синтезу;
- 2) розроблення математичної моделі для розрахунків його геометричних і силових параметрів;
- 3) 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 шість ніг. Кожна нога робота містить стегна, гомілки та ступні, на котрих встановлено захоплювачі для зчеплення з поверхнею переміщення. (на рисунку 6 ніг)

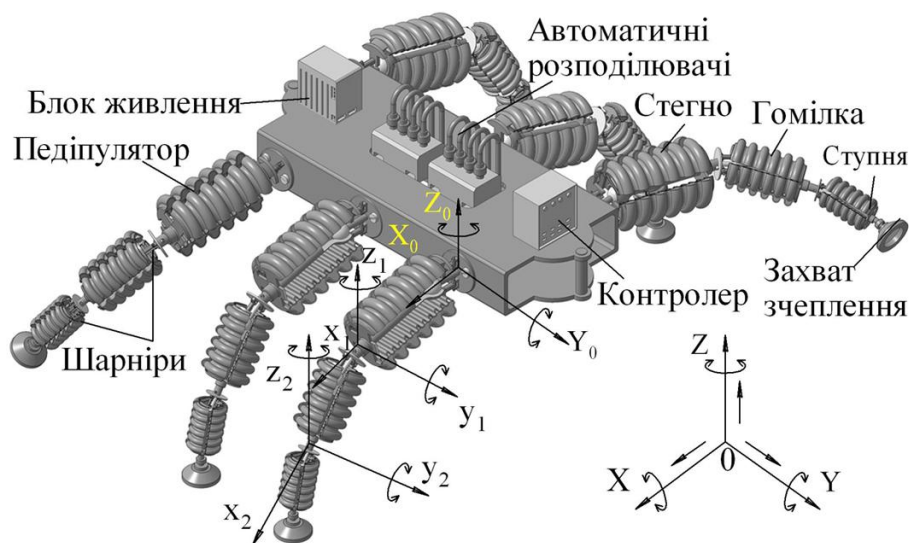


Рис. 4.28. Мобільний робот з антропоморфними педипуляторами

Кожна нога робота приєднана до корпусу шарнірними суглобами. Ланки стегна, гомілки та стопи теж з'єднанні шарнірними суглобами. Із суглобами пов'язані відповідні системи координат: базова $X_0Y_0Z_0$ й поворотні $x_1y_1z_1$ та $x_2y_2z_2$. Окрім того, робот оснащений блоком живлення, пневматичними чи гідравлічними розподільниками та керуючим контролером.

Робот крокує внаслідок повертання ніг за рахунок створення різних тисків у гофрованих камерах стегна, гомілки та стопи. Поворотні системи координат $x_1y_1z_1$

та $x_2y_2z_2$. кожної ноги рухаються у своїх базових системах координат $X_0Y_0Z_0$, а остання рухається у загальній системі координат XYZ – цю систему рухів потрібно пов'язати, бо нас цікавить не тільки динаміка руху окремої ноги, а й керування орієнтацією робота взагалі.

Нога робота складається з елементарних пневматичних або гідравлічних еластичних гофрованих камер (рис. 4.29), які виконують функцію м'язів стегна, гомілки та ступні, тому мобільний робот і називають антропоморфним [23].

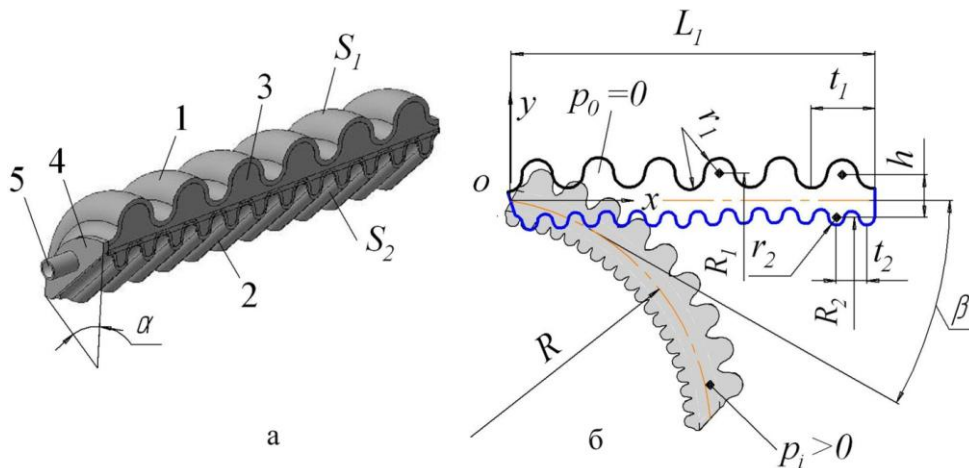


Рис. 4.29. 3D-зображення (а) гофрованої камери (м'яза) та її схема (б)

На рис. 4.29, а 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 $S_1 > S_2$ завдовжки L_1 . По торцях камера закрита еластичними ребрами 3 і 4. Кожна гофра верхньої 1 і нижньої 2 оболонок є частинами тороїдів, відповідно, з колом r_1 , що обертається з радіусом R_1 , і колом r_2 з радіусом тороїда R_2 , обмежених кутом α , тобто є сегментами різних тороїдів. У цьому легко впевнитись: якщо на кроці t_1 виступи і впадини однакового радіуса r_1 об'єднати в одне коло, то вийде тор із 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 стиснене повітря або рідину під тиском p_i , то камера зігнеться радіусом R на кут β (рис. 4.29, б) під дією сили F :

$$F = (S_1 - S_2) p_i \quad (4.113)$$

унаслідок різниці площин $(S_1 - S_2)$ верхньої та нижньої оболонок 1 та 2.

Отже, маємо один ступінь рухомості від однієї камери. Відомо, що повна площа S тороїда з радіусом R_1 і колом r_1 становить

$$S = 4\pi^2 R_1 r_1. \quad (4.114)$$

Оскільки в нашому випадку площа S обмежена кутом α (рис. 4.29, a), а це становить коефіцієнт $\alpha / 360^\circ$, то на один крок t_1 маємо площу гофри

$$S_1 = \frac{\alpha}{360^\circ} (4\pi^2 R_1 r_1) = \frac{\alpha}{90^\circ} \pi^2 R_1 r_1, \quad (4.115)$$

а на довжину L_1 із кроком гофри t_1 будемо мати повну площу верхньої оболонки S_1 , нехтуючи товщиною матеріалу оболонки:

$$S_1 = \frac{\alpha}{90^\circ} \frac{L_1}{t_1} \pi^2 R_1 r_1. \quad (4.116)$$

Аналогічно для нижньої оболонки 2 маємо площу S_2 :

$$S_2 = \frac{\alpha}{90^\circ} \frac{L_1}{t_2} \pi^2 R_2 r_2. \quad (4.117)$$

Підставивши вирази (4.116) і (4.117) у формулу (4.113), отримаємо значення сили згину гофрованої камери (тобто м'яза):

$$F = \frac{\alpha}{90^\circ} \pi^2 L_1 \left(\frac{R_1 r_1}{t_1} - \frac{R_2 r_2}{t_2} \right) p_i. \quad (4.118)$$

Тепер розглянемо конструкцію ноги робота. Вище описану гофровану камеру з одним ступенем рухомості будемо встановлювати як одиничний м'яз на кістки – важелі із шарнірами, які будуть виконувати роль *суглобів* ноги робота. Відомо, що кістяк ноги людини складеться із трьох основних ланок – стегна, гомілки та ступні.

Складемо стегно ноги робота (рис. 4.30).

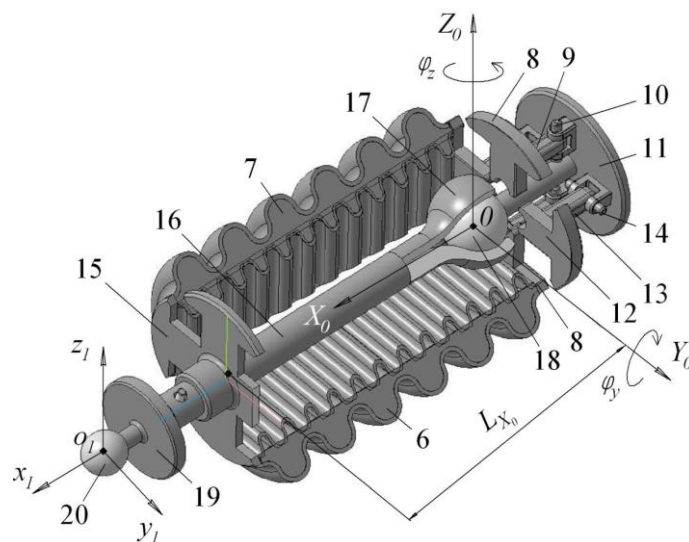


Рис. 4.30. Стегно ноги робота лише із двома камерами

Спочатку розглянемо роботу тільки двох камер 6 і 7, а всього стегно містить чотири однакові камери. Камеру 6 встановлено на хрестовині 8, що через важелі 9

розміщена на двох осях 10 корпусу 11 робота. Камеру 7 встановлено на 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 8 і 12 відповідно.

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, закріплену через стрижень на корпусі 11 робота. У центрі 0 сфери 18 міститься початок нерухомої (базової) системи координат $X_0Y_0Z_0$.

Якщо створити тиск газу чи рідини у камері 6, то вона зігнеться на кут $+\varphi_y$ навколо осі Y_0 , а якщо створити тиск у камері 7, то вона зігнеться на кут $+\varphi_z$ навколо осі Z_0 . Ці згини, як було зазначено вище, обумовлені різницею площин більшої зовнішньої та меншої внутрішньої оболонок кожної камери (див. рис. 4.29).

Таким чином, маємо стегно ноги робота із двома ступенями рухомості $+\varphi_y$ та $+\varphi_z$. На ці кути гофровані камери 6 і 7 (коли вони *по черзі* перебувають під тиском) через вал 16 повертають відповідно до осей Y_0 і Z_0 рухома систему координат $x_1y_1z_1$, що має центр 0_1 у сфері 20, закріпленій на фланці 19 вала 16. Якщо сферу 18 із півсферами 17, розміщеними у 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 додамо до стегна ще дві камери 21 і 22 (рис. 4.31), розмістивши їх, відповідно, протилежно камерам 6 і 7.

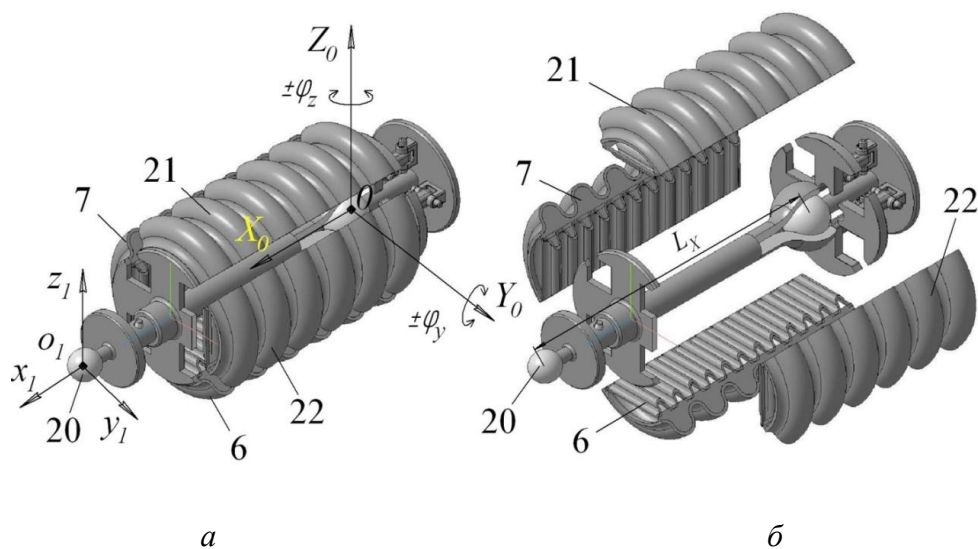


Рис. 4.31. Стегно ноги робота із чотирьох камер у зібраному (а) та в рознесеному (б) станах

Щоб полегшити розуміння конструкції, на рис. 4.31, б стегно показано у вигляді вибух-схеми, коли камери умовно рознесені у просторі. Тепер, створюючи по черзі різний тиск у камерах, ми хоч і маємо ті самі два ступені рухомості, але вже в різних напрямках – протилежно розміщені камери 6 і 21 повертають стегно на кут $\pm\varphi_y$ навколо осі Y_0 , а дві інші камери 7 і 22, теж протилежно розміщені, повертають стегно на кут $\pm\varphi_z$ навколо осі Z_0 . Якщо камери згинаються від різниці площин зовнішньої та внутрішньої гофрованих оболонок відповідно до формули (4.116), то кути повертання стегна будуть залежати від різниці тисків у 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 (рис 4.31).

Тепер зберемо ногу робота цілком (рис. 4.32). Оскільки у людини гомілка слабша за стегно, а ступня слабша за гомілку, то й ми зменшимо геометричні розміри: гомілка та ступня мають такі самі камери, що й стегно 23, тільки гомілка 24 на 25 % менша за стегно, а ступня 26 на 25 % менша за гомілку.

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 шарніра 20 вала 16.

Камери гомілки 24 повертають вал 25, а отже й 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 отже і стопу 26, на кути $\pm\theta_{y2}$ та $\pm\theta_{z2}$ навколо відповідних осей системи координат $x_2y_2z_2$. На кінцівці 29 встановлено захоплювач, що утримує робота на поверхні переміщення довільної орієнтації у технологічному просторі.

Принципову схему блока керування гофрованими камерами (м'язами) педипуляторів робота показано на рис. 4.33. Пневматичним компресором або гідравлічним насосом створюються потоки стисненого газу чи рідини відповідно, які за заданим алгоритмом керування розподіляються автоматичними пневматичними клапанами по гофрованих камерах.

Величину тиску стисненого газу чи рідини в камерах задають регулятори тиску, а швидкість надходження стисненого повітря в камери регулюють дроселі зі зворотними клапанами. У вихідному положенні, як показано на рис. 4.33, за рівності тисків $p_1 = p_2 = p_3 = p_4$ усі чотири камери розміщуються прямолінійно уздовж осі Y .

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 утворюються внаслідок різниці площ великої й малої гофрованих оболонок кожної камери. Згідно із наведеним алгоритмом працюють усі частини ніг педипуляторів робота.

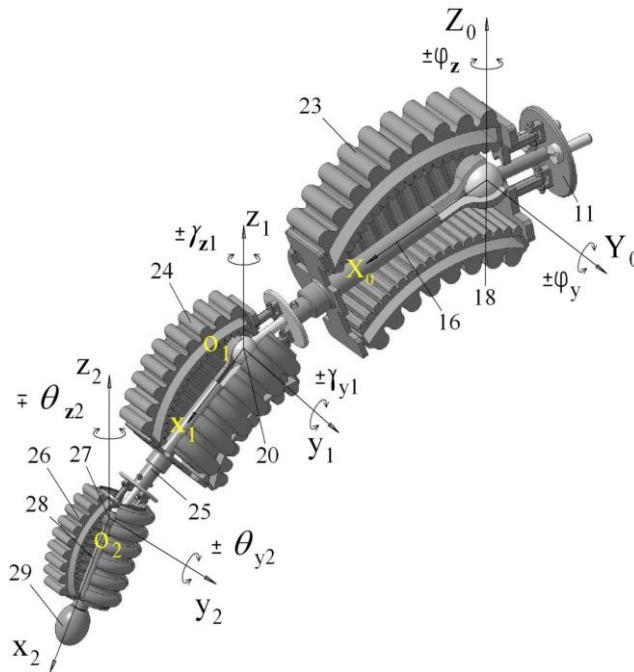


Рис. 4.32. Нога мобільного робота у зібраному стані

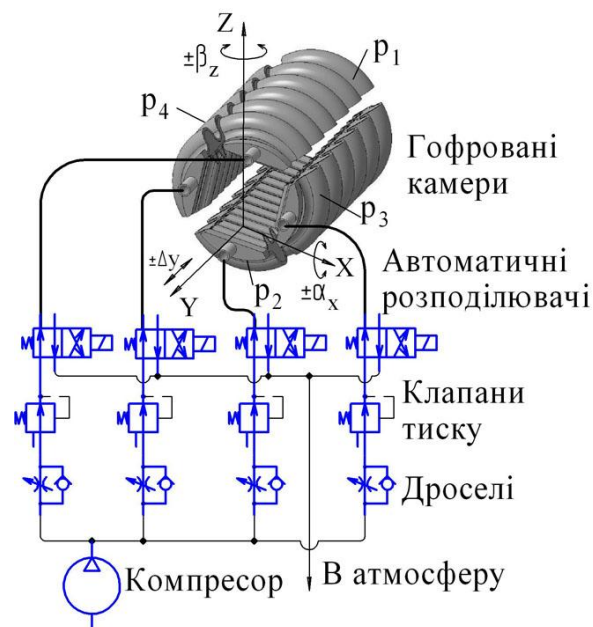


Рис. 4.33. Принципова схема блока керування гофрованими камерами (м'язами) педипуляторів робота

Таким чином, три ланки ноги робота – стегно, гомілка та стопа – мають по два ступені рухомості, що становить шість степенів вільності руху в системі координат $X_0Y_0Z_0$, жорстко пов'язаної з корпусом робота. Це дозволяє ногам робота працювати не лише у сферичній (точніше, ангулярній – без поступальних кінематичних пар, а з обертовими, властивими людині) системі координат, а також і в прямокутній декартовій системі координат XYZ , як це показано на рис. 4.28. Такої кількості степенів вільності 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, треба 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 і стопи) ідентичні й різняться лише розмірами, які зменшуються від стегна до стопи. На рис. 4.34 показано розрахункову схему основного конструктивного елемента пневматичної камери (м'яза), а саме, схему гофрованої оболонки, яка утворює камеру.



Рис. 4.34. Розрахункова схема гофрованої оболонки:
а – схема заглишки; *б* – схема оболонки

Пневматична гофрована камера перебуває під тиском p стисненого повітря або рідини. Цей тиск викликає дію сили F , яку прикладемо у точці «с» – центру маси торцевої заглушки камери.

Спочатку визначимо зусилля, що діють на гофри (м'язи) стегна, гомілки та стопи антропоморфного педипулятора робота. Для цього знайдемо положення центра ваги площі заглушки, зображеної на рис. 4.34. Ця площа складається з кругового сектора радіусом R_1 , із центральним кутом α , з якого вирізано круговий сектор радіусом R_2 . Площі цих частин вираховують як $A_2 = \frac{1}{2}\alpha R_2^2$; $A_1 = \frac{1}{2}\alpha R_1^2$. Тоді площа торця камери становитиме

$$A = A_1 - A_2 = \frac{1}{2}\alpha(R_1^2 - R_2^2). \quad (4.119)$$

Визначимо відстань від центра кіл до точки C (центра ваги):

$$OC = \frac{\frac{4 \sin(\alpha / 2)}{3 \alpha} R_1 A_1 - \frac{4 \sin(\alpha / 2)}{3 \alpha} R_2 A_2}{A} = \frac{4 \sin(\alpha / 2)}{3 \alpha} \frac{R_1^3 - R_2^3}{R_1^2 - R_2^2}. \quad (4.120)$$

Оскільки у камері наявний тиск p , на торець камери буде діяти рівнодійна сила F , прикладена у точці C :

$$F = pA = \frac{1}{2} p\alpha(R_1^2 - R_2^2). \quad (4.121)$$

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

$$N_1 + N_2 = F; \quad F \cdot OC - N_1 R_1 - N_2 R_2 = 0. \quad (4.122)$$

Звідси отримуємо вирази для шуканих сил:

$$N_1 = \frac{1}{2} p\alpha(OC - R_2)(R_1 + R_2); \quad N_2 = F \frac{R_1 - OC}{R_1 - R_2} = \frac{1}{2} p\alpha(R_1 - OC)(R_1 + R_2). \quad (4.123)$$

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 завдовжки t_1 і радіусом r_1 (рис. 4.34, б). Під дією сили N_1 елемент видовжується на величину dt_1 , причому дуга кола радіусом r_1 переходить у дугу кола радіусом R_{b1} , і дуги не змінюють своєї довжини. Зі схеми (рис. 4.34, б) легко встановити такі співвідношення:

$$\begin{aligned}
2r_1 \sin(\alpha_1 / 2) = t_1 &\Rightarrow \alpha_1 = 2 \arcsin\left(\frac{t_1}{2r_1}\right); \\
R_{b1}\beta_1 = r_1\alpha_1; R_{b1} &= \frac{r_1\alpha_1}{\beta_1}; R_{b1}\psi = r_1\varphi; 0 \leq \varphi \leq \alpha_1; 0 \leq \psi \leq \beta_1; \\
2R_{b1} \sin(\beta_1 / 2) = t_1 + \Delta t_1 &\Rightarrow \Delta t_1 = 2 \frac{r_1\alpha_1}{\beta_1} \sin(\beta_1 / 2) - t_1.
\end{aligned} \tag{4.124}$$

Аналогічні співвідношення будуть і для нижньої гофри:

$$\begin{aligned}
2r_2 \sin(\alpha_2 / 2) = t_2 &\Rightarrow \alpha_2 = 2 \arcsin\left(\frac{t_2}{2r_2}\right); \\
R_{b2}\beta_2 = r_2\alpha_2; R_{b2} &= \frac{r_2\alpha_2}{\beta_2}; R_{b2}\psi = r_2\varphi; 0 \leq \varphi \leq \alpha_2; 0 \leq \psi \leq \beta_2; \\
2R_{b2} \sin(\beta_2 / 2) = t_2 + \Delta t_2; \Delta t_2 &= 2 \frac{r_2\alpha_2}{\beta_2} \sin(\beta_2 / 2) - t_2.
\end{aligned} \tag{4.125}$$

Видовження зовнішньої частини гофрованої камери знайдемо за допомогою інтеграла Мора¹⁵:

$$\Delta t_1 = \int_0^{\alpha_1} \frac{M_p \bar{M} r_1 d\varphi}{EJ_1} + \int_0^{\alpha_1} \frac{N_p \bar{N} r_1 d\varphi}{Eh_1 R_1 \alpha}, \tag{4.126}$$

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 відповідно. 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, отже вирази для поздовжньої сили N_p та згинального моменту M_p запишемо так:

$$\begin{aligned}
N_p &= N_1 \cos(\psi - \beta_1 / 2) = N_1 \cos(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2); \\
M_p &= N_1 R_{b1} (\cos(\psi - \beta_1 / 2) - \cos(\beta_1 / 2)) = \\
&= N_1 \frac{r_1 \alpha_1}{\beta_1} (\cos(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2) - \cos(\beta_1 / 2)).
\end{aligned} \tag{4.127}$$

Від прикладеної одиничної безрозмірної сили маємо поздовжню силу та згинальний момент \bar{N}, \bar{M} :

¹⁵ **Інтеграл Мора** дорівнює добутку площі епюри від зовнішнього навантаження на ординату прямолінійної епюри від одиничного навантаження, розміщену під центром ваги епюри від заданого зовнішнього навантаження.

$$\begin{aligned}\bar{N} &= \cos(\psi - \beta_1 / 2) = \cos(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2); \\ \bar{M} &= R_{b1} (\cos(\psi - \beta_1 / 2) - \cos(\beta_1 / 2)) = \frac{r_1 \alpha_1}{\beta_1} (\cos(\beta_1 \varphi / \alpha_1 - \beta_1 / 2) - \cos(\beta_1 / 2)).\end{aligned}\quad (4.128)$$

Підставляємо вирази (4.127) і (4.128) для силових факторів у (4.126) 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:

$$\Delta t_1 = \frac{r_1 \alpha_1 p k_1}{E} \left(\frac{1}{J_1} \left(\frac{\alpha_1 r_1}{\beta_1} \right)^2 \left(\frac{1}{2} + \cos^2 \left(\frac{\beta_1}{2} \right) - \frac{3 \sin \beta_1}{2 \beta_1} \right) + \frac{1}{2 h_1 R_1 \alpha} \left(1 + \frac{\sin \beta_1}{\beta_1} \right) \right), \quad (4.129)$$

де $k_1 = \frac{1}{2} \alpha (OC - R_2)(R_1 + R_2)$.

Видовження внутрішньої частини гофрованої труби також будемо знаходити за допомогою інтеграла Мора:

$$\Delta t_2 = \int_0^{\alpha_2} \frac{M_p \bar{M} r_2 d\varphi}{E J_2} + \int_0^{\alpha_2} \frac{N_p \bar{N} r_2 d\varphi}{E h_2 R_2 \alpha}, \quad (4.130)$$

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 відповідно. У нашому випадку

$$\begin{aligned}N_p &= N_2 \cos(\psi - \beta_2 / 2) = N_2 \cos(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2); \\ M_p &= N_2 R_{b2} (\cos(\psi - \beta_2 / 2) - \cos(\beta_2 / 2)) = N_2 \frac{r_2 \alpha_2}{\beta_2} (\cos(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2) - \cos(\beta_2 / 2)),\end{aligned}\quad (4.131)$$

де \bar{M} , \bar{N} – згинальний момент та поздовжня сила від прикладеної одиничної безрозмірної сили відповідно, що становлять

$$\begin{aligned}\bar{N} &= \cos(\psi - \beta_2 / 2) = \cos(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2); \\ \bar{M} &= R_{b2} (\cos(\psi - \beta_2 / 2) - \cos(\beta_2 / 2)) = \frac{r_2 \alpha_2}{\beta_2} (\cos(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2) - \cos(\beta_2 / 2)).\end{aligned}\quad (4.132)$$

Підставляємо вирази (4.131) й (4.132) для силових факторів у формулу (4.30):

$$\Delta t_2 = \frac{r_2 N_2}{E J_2} \int_0^{\alpha_2} \left(\frac{r_2 \alpha_2}{\beta_2} \right)^2 (\cos^2(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2) - 2 \cos(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2) \cos(\beta_2 / 2) + \cos^2(\beta_2 / 2)) d\varphi + \frac{r_2 N_2}{E h_2 R_2 \alpha} \int_0^{\alpha_2} \cos^2(\beta_2 \varphi / \alpha_2 - \beta_2 / 2) d\varphi.$$

Після інтегрування отримуємо видовження нижньої гофрованої камери:

$$\Delta t_2 = \frac{r_2 \alpha_2 p k_2}{E} \left(\frac{1}{J_2} \left(\frac{\alpha_2 r_2}{\beta_2} \right)^2 \left(\frac{1}{2} + \cos^2 \left(\frac{\beta_2}{2} \right) - \frac{3 \sin \beta_2}{2 \beta_2} \right) + \frac{1}{2 h_2 R_2 \alpha} \left(1 + \frac{\sin \beta_2}{\beta_2} \right) \right), \quad (4.133)$$

де $k_2 = \frac{1}{2} \alpha (R_1 - OC)(R_1 + R_2)$.

Розв'язавши чисельним методом у середовищі MATLAB системи рівнянь (4.124) і (4.129) та (4.125) і (4.133), знаходимо видовження частин Δt_1 , Δt_2 гофрованої камери та кути β_1 , β_2 її вигину залежно від величини тиску p у камері. Повне видовження камери (див. рис. 4.34) знаходимо за формулами

$$dL_1 = \frac{L}{t_1} \Delta t_1; \quad dL_2 = \frac{L}{t_2} \Delta t_2, \quad (4.134)$$

де L – довжина гофрованої камери.

Тепер можна визначити кут вигину φ оболонки гофрованої камери підпулятора робота у градусах і середній радіус R_{cp} кривизни вигнутої гофрованої камери, що являє собою одиничний м'яз підпулятора мобільного робота:

$$\varphi = \frac{dL_1 - dL_2}{R_1 - R_2} \frac{180}{\pi}; \quad (4.135)$$

$$R_{cp} = \frac{L_1 + L_2 + dL_1 + dL_2}{2\varphi} = \frac{(R_1 - R_2)(L_1 + L_2 + dL_1 + dL_2)}{2(dL_1 - dL_2)}.$$

За результатами моделювання отримано графічні відображення викладених вище аналітичних залежностей за таких початкових умов: матеріал оболонок еластичний, наприклад полівінілхлорид (ПВХ). Цей матеріал досить міцний і має такі характеристики:

- питома щільність $\rho = 1.35 \cdot 10^3 \dots 1.43 \cdot 10^3$, кг/м³;
- межа міцності:
 - під час розтягання: $\sigma_1 = 4 \cdot 10^7 \dots 7 \cdot 10^7$, Па;
 - під час вигинання: $\sigma_2 = 8 \cdot 10^7 \dots 12 \cdot 10^7$, Па;

– модуль Юнга (пружності) $E = 2,6 \cdot 10^9 \dots 4,0 \cdot 10^9$, Па.

За схемою на рис. 4.29 взято такі розміри гофрів камери: $R_1 = 0,1$ м; $r_1 = 0,01$ м; $t_1 = 0,04$ м; $R_2 = 0,08$ м; $r_2 = 0,008$ м; $t_2 = 0,02$ м; $h = R_1 - R_2$; $L_1 = 0,1$ м; товщина матеріалу ПВХ $h_1 = 0,003$ м. У разі зміни характеристик матеріалу або розмірів гофри за розробленими вище аналітичними залежностями легко отримати аналогічні графіки.

Так, графік на рис. 4.35 ілюструє залежність видовження більшої dL_1 та меншої dL_2 оболонок гофрованої камери (див. рис. 4.34) від тиску в еластичній камері, яка є одиничним м'язом антропоморфного педіпулятора. Як видно із графіка (рис. 4.35), видовження верхньої оболонки значно випереджає видовження нижньої частини гофрованої камери за однакового тиску p в них, тобто коли педіпулятор робота згинається. Це пояснюється більшою площею верхньої пружної оболонки.

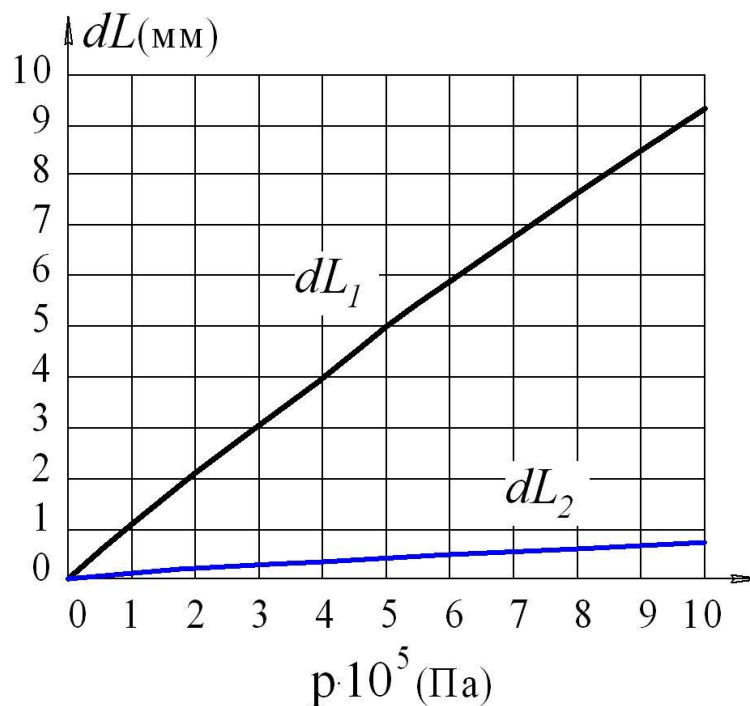


Рис. 4.35. Залежність видовження більшої dL_1 та меншої dL_2 оболонок гофрованої камери залежно від тиску p у камері

Отже, здійснюючи автоматизоване 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 вимірювання dL .

Аналогічний ефект спостерігається і на графіках на 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 для вигину еластичних

оболонки достатньо досить низького тиску, але для забезпечення силового навантаження потрібний тиск перебуває в діапазоні $p = (3...8) \cdot 10^5$ Па. Графік (рис. 4.37) залежності кута вигину φ гофрованої камери від тиску однозначно вказує, що, будуючи апаратну частину автоматичного керування педіпуляторами мобільного робота, доцільно контролювати та вимірювати саме кут вигину φ з використанням, наприклад, таких цифрових датчиків кута, як енкодер¹⁶, встановлюючи їх на стегні, гомілці та стопі антропоморфного мобільного робота.

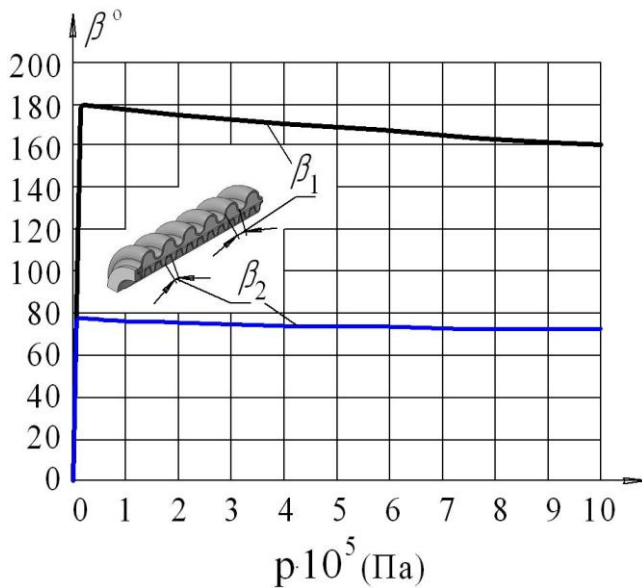


Рис. 4.36. Зміна кутів β_1 і β_2 зі зміною тиску p у гофрованій камері

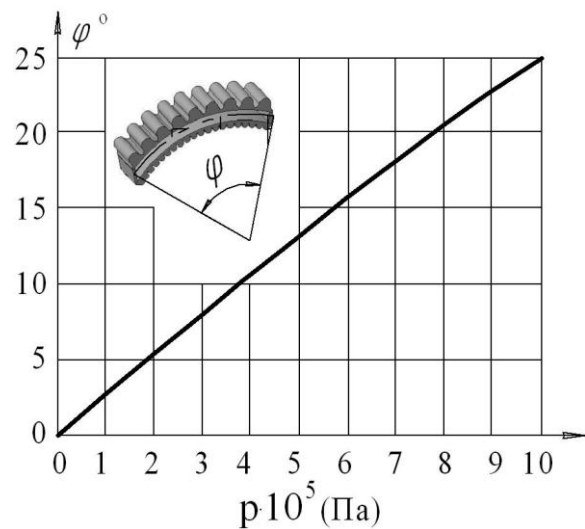


Рис. 4.37. Графік кута вигину φ гофрованої камери залежно від тиску

Аналіз графіків максимальних згинальних моментів M та поздовжньої сили N , наданих на рис. 4.38 та 4.39, показує, що продиктовані промисловою доцільністю вказані вище чисельні значення розмірів гофрованих камер із ПВХ за модуля 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 до 300 кг. Такий діапазон силового впливу дозволяє виконувати те тільки транспортні, а й будь-які інші технологічні операції.

Таким чином, отримавши вирази сил і моментів, а також формули для обчислення деформацій гофрованих камер ноги педіпулятора робота, можна визначити напруги, що діють у пружних оболонках камер. Вирішити це завдання необхідно для забезпечення надійного функціонування антропоморфного педіпулятора залежно від навантажень мобільного робота.

¹⁶ **Енкодер** – пристрій для перетворення значення кута обертання в електричний сигнал.

Максимальні напруги від згинальних моментів σ_M і поздовжніх сил σ_N обчислюємо за формулами:

$$\begin{aligned}\sigma_{M1} &= \frac{M_1^{\max}}{J_1} \frac{h_1}{2} = pk_1(R_{b1} - R_{b1} \cos \beta_1) = \frac{pk_1 r_1 \alpha_1}{\beta_1} (1 - \cos \beta_1); \\ \sigma_{M2} &= \frac{M_2^{\max}}{J_2} \frac{h_2}{2} = pk_2(R_{b2} - R_{b2} \cos \beta_2) = \frac{pk_2 r_2 \alpha_2}{\beta_2} (1 - \cos \beta_2); \\ \sigma_{N1} &= \frac{N_1^{\max}}{\alpha R_1 h_1} = \frac{pk_1}{\alpha R_1 h_1}; \\ \sigma_{N2} &= \frac{N_2^{\max}}{\alpha R_2 h_2} = \frac{pk_2}{\alpha R_2 h_2}.\end{aligned}\quad (4.136)$$

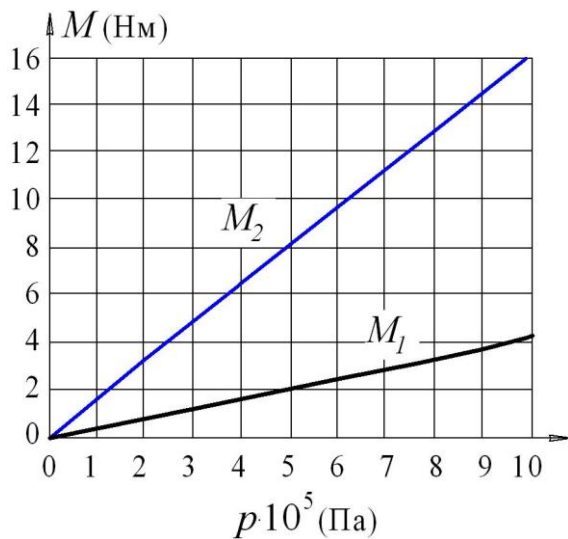


Рис. 4.38. Значення максимальних згинальних моментів більшої M_1 та меншої M_2 гофрованої камери залежно від тиску p у камері

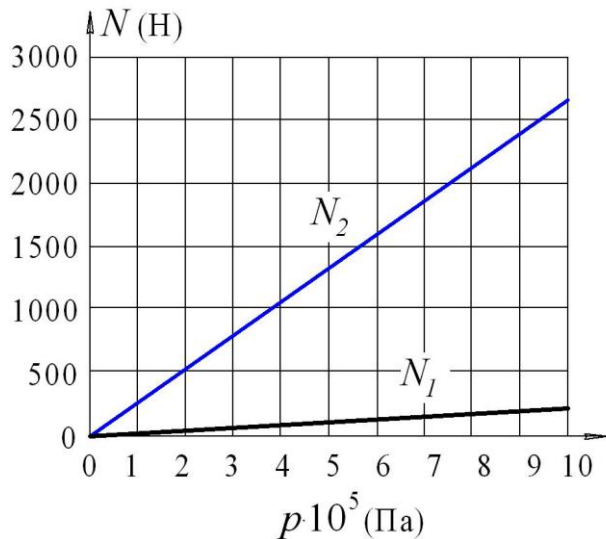


Рис. 4.39. Значення максимальних поздовжніх сил деформації більшої N_1 та меншої N_2 гофрованих камер педіпулятора робота

Крім цих нормальних напруг, виникають ще кільцеві напруги σ_{1k} та σ_{2k} , які можна знайти, якщо умовно вирізати з оболонки елементарний елемент і скласти рівняння рівноваги у проєкції на нормаль до поверхні. У результаті отримуємо рівняння

$$\frac{\sigma_{N1} h_1}{R_{b1}} + \frac{\sigma_{1k} h_1}{R_1} = -p; \quad \frac{\sigma_{N2} h_2}{R_{b2}} + \frac{\sigma_{2k} h_2}{R_2} = -p. \quad (4.137)$$

Звідси знаходимо вирази для кільцевих напружень у верхній σ_{1k} та у нижній σ_{2k} оболонках гофрованих камер антропоморфного педіпулятора мобільного робота:

$$\begin{aligned}\sigma_{1k} &= -p \frac{R_1}{h_1} - \frac{\sigma_{N1} R_1}{R_{b1}} = -p \frac{R_1}{h_1} - \frac{\sigma_{N1} R_1 \beta_1}{r_1 \alpha_1}; \\ \sigma_{2k} &= -p \frac{R_2}{h_2} - \frac{\sigma_{N2} R_2}{R_{b2}} = -p \frac{R_2}{h_2} - \frac{\sigma_{N2} R_2 \beta_2}{r_2 \alpha_2}.\end{aligned}\quad (4.138)$$

Щоб забезпечити надійне функціонування антропоморфного мобільного робота, слід отримати вирази для визначення еквівалентних¹⁷ напружень згідно з четвертою (енергетичною)¹⁸ теорією міцності, оскільки від значень цих параметрів виникає небезпека руйнування за умови поєднання основних деформацій гофрованих камер педіпуляторів. Отже, еквівалентні напруги у верхній σ_{1ek} та нижній σ_{2ek} камерах стонуватимуть:

$$\begin{aligned}\sigma_{1ek} &= \sqrt{(\sigma_{M1} + \sigma_{N1})^2 + (\sigma_{1k})^2} - \sigma_{1k} (\sigma_{M1} + \sigma_{N1}); \\ \sigma_{2ek} &= \sqrt{(\sigma_{M2} + \sigma_{N2})^2 + (\sigma_{2k})^2} - \sigma_{2k} (\sigma_{M2} + \sigma_{N2}).\end{aligned}\quad (4.139)$$

Тепер можна перевіряти міцність педіпуляторів робота, а саме вона буде забезпечена, якщо еквівалентні напруги менші від допустимих напруг, тобто

$$\sigma_{1ek} < [\sigma]; \quad \sigma_{2ek} < [\sigma], \quad (4.140)$$

де значення допустимих напруг $[\sigma]$ визначається відповідними характеристиками матеріалу, з якого виготовляють гофровані камери антропоморфного мобільного робота. Наприклад, коли як матеріал використовують ПВХ, межа міцності при розтяганні має діапазон $[\sigma_1] = 4 \cdot 10^7 \dots 7 \cdot 10^7$, Па; при вигинанні $[\sigma_2] = 8 \cdot 10^7 \dots 12 \cdot 10^7$, Па та модуль Юнга $E = 2,6 \cdot 10^9 \dots 4,0 \cdot 10^9$, Па.

За результатами моделювання отримано графоаналітичні залежності напруг σ_{M1} , σ_{M2} від згинальних моментів і поздовжніх сил у верхній σ_{N1} та нижній σ_{N2} оболонках гофрованих камер (рис. 4.40), з яких з'ясовано, що для надійної експлуатації мобільного робота з антропоморфними педіпуляторами значення допустимих напруг $[\sigma]$ за певного тиску p має бути вищим за значення напруги σ_{M2} у більшій із гофрованих камер педіпуляторів.

Графік залежності (рис. 4.41) еквівалентних напруг у більшій σ_{1ek} та у меншій σ_{2ek} гофрованих камерах вказує на границю допустимої напруги: горизонтальна штрихова лінія відповідає критичним значенням напруги. Видно, що міцність гофрованих камер педіпуляторів буде забезпечена до тиску $p = 8,2 \cdot 10^5$ Па.

¹⁷ **Еквівалентною напругою** називають таку умовну напругу одновісного розтягу, яка рівно небезпечна заданому випадку поєднання основних деформацій.

¹⁸ **Енергетична гіпотеза** міцності як критерій переходу матеріалу до граничного стану враховує тільки енергію зміни форми.

Зауважимо, що для промислової експлуатації антропоморфного мобільного робота з педипуляторами із гофрованих камер достатньо забезпечити тиск до $p = 8 \cdot 10^5$ Па, про що також свідчать графіки (рис. 4.39) максимальних поздовжніх сили деформації більшої гофрованої камери в діапазоні силового навантаження від 50 до 300 кг.

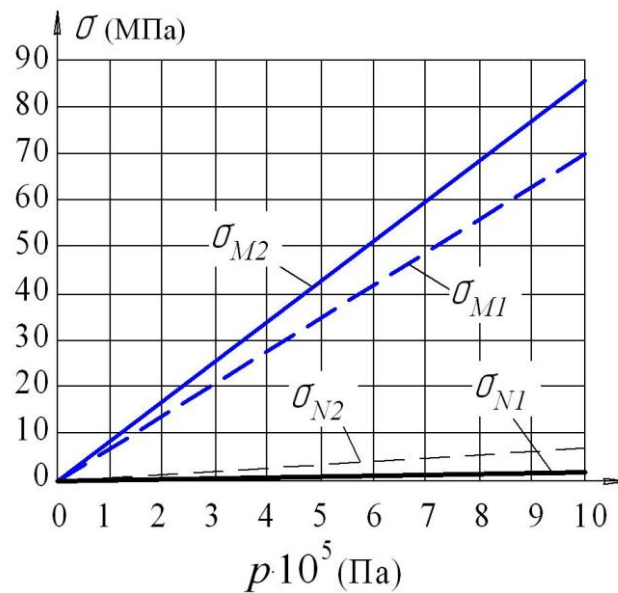


Рис. 4.40. Значення напруг σ_{M1} , σ_{M2} від згинальних моментів і поздовжніх сил σ_{N1} , σ_{N2} у верхній та нижній оболонках гофрованих камер

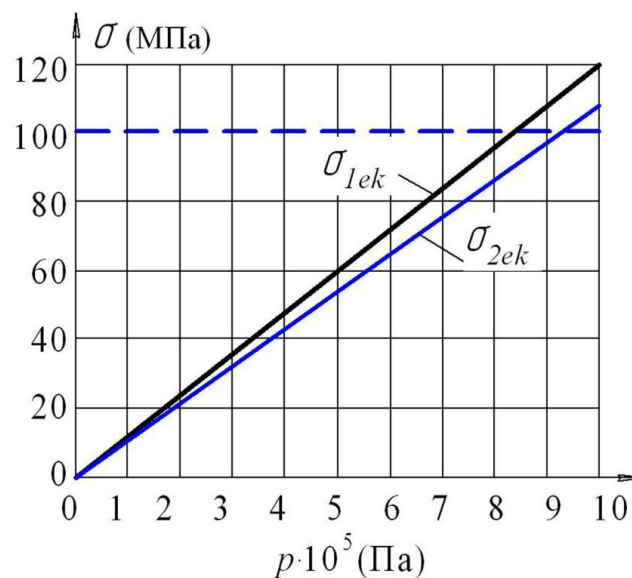


Рис. 4.41. Значення еквівалентних напруг в оболонках гофрованих камер

Таким чином, запропоновано мобільні РДО з інтегрованими приводами, створені за 2-м принципом синтезу, їх динамічні моделі та оптимізація конструктивно-технологічних параметрів дозволяють стверджувати:

– їх можна експлуатувати в різноманітних промислових галузях для виконання як транспортних, так і технологічних операцій,

– а також створювати принципово нові технічні реалізації мобільних РДО з педипуляторами довільної орієнтації.

Цей результат, у свою чергу, надає можливість виконувати різноманітні технологічні та транспортні операції в будь-якому виробничому просторі й програмувати переміщення робота в різних системах координат.

Викладені вище математичні моделі з описом динаміки переміщень і багатокритеріальної оптимізації технологічного РДО дозволяють обчислювати максимально можливе технологічне навантаження крокуючого мобільного робота на довільно орієнтованій поверхні переміщення, а саме в діапазоні нахилу поверхні руху до обр'ю від 0° до 180° , що достатньо для будь-якого технологічного простору.

Оптимізація параметрів мобільного РДО, що визначає критичні (максимально допустимі) значення технологічного навантаження, дозволяє рекомендувати використання роботів у русі під час виконання технологічних операцій з малим навантаженням, наприклад таких, як:

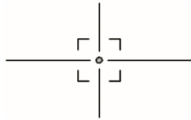
- відео спостереження;
- діагностика стану поверхонь споруд гідравлічних електростанцій;
- моніторинг великих трубопроводів і різних шахт промислового призначення;
- нанесення спеціальних покриттів на об'єкти та зварювальних робіт.

Водночас виконання операцій з великим технологічним навантаженням, наприклад свердління, різання, клепання, установлення монтажних дюбелів і под., слід проводити у стаціонарному стані мобільного робота.

Таким чином, реалізація 2-го принципу керування синтезом мобільних РДО як на прикладі гнучких педипуляторів, так і на прикладі антропоморфної їх реалізації, надає можливість досягати довільної орієнтації крокуючого мобільного робота в різних робочих просторах: прямокутній декартовій, сферичній та циліндричній системах координат. Цей ефект забезпечує суттєве розширення технологічних можливостей мобільних РДО у просторі.

Контрольні запитання

1. Поясніть сутність 2-го принципу синтезу мобільних роботів.
2. Наведіть методику оптимізація параметрів мобільного робота з інтегрованими приводами.
3. Назвіть випадки положення мобільного РДО у технологічному просторі.
4. Визначіть параметри педіпуляторів мобільного робота.
5. У чому полягає методика розрахунку елемента для стягування кілець педіпулятора робота?
6. Дайте визначення поняттю «антропоморфізм конструкції робота».
7. Які силові параметри антропоморфного педіпулятора підлягають визначенню?



РОЗДІЛ 5

Синтез мобільних рдо за третім принципом: Застосування реактивної тяги як піднімальної сили мобільного робота

Розглянемо доцільність застосування 3-го принципу автоматизованого синтезу технологічних РДО, який має таке тлумачення.

Принцип 3. Застосування реактивної тяги як піднімальної сили (на основі генераторів тяги) як засобу протидії гравітаційному навантаженню з метою збільшення технологічного навантаження з одночасним зменшенням потужності приводів руху та зчеплення мобільних РДО з поверхнею переміщення [141, 142].

Проаналізуємо принципово нову технічну реалізацію мобільного РДО за третім принципом синтезу, кінематичний і динамічний аналіз руху генератора тяги, опишемо модель фізичної сутності процесу створення реактивної піднімальної сили і пояснимо вплив ваги робота та реактивної тяги як протидії гравітаційному навантаженню на величину технологічної реакції під час виконання мобільним РДО виробничого завдання.

5.1. Постановка завдання створення мобільних РДО за 3-м принципом синтезу

Мобільні РДО у просторі або роботи вертикального переміщення, відомі у закордонних публікаціях як Climber Robot (альпіністський робот), призначені для виконання технологічних операцій в екстремальних умовах виробництва, зокрема й техногенних катастроф, небезпечних і навіть неприйнятних для перебування людини.

Головною вимогою до роботів такого типу є втримання їх на поверхні переміщення. У переважній більшості міжнародних досліджень щодо роботів такого типу, у розд. 1 цього підручника, а також у створених експериментальних зразках мобільних РДО це завдання вирішується створенням різноманітних підсистем зчеплення робота з поверхнею переміщення (див. підрозд. 1.2), але, на жаль, не запропоновано будь-яких рекомендацій чи моделей протидії гравітаційному навантаженню мобільних РДО. Таким чином, проблема подолання гравітаційного навантаження або, принаймні, часткової її компенсації для мобільних роботів, здатних виконувати технологічні операції у просторі довільної орієнтації, залишається актуальною.

Запропонуємо принципово інший підхід – оснастити мобільний робот джерелом реактивної тяги *нехімічного* походження, точніше – пневматичним генератором аеродинамічної піднімальної сили. Реалізація цього принципу синтезу РДО спрямована на часткову компенсацію або навіть повне подолання гравітаційного навантаження, не допускаючи при цьому перетворення мобільного робота на літальний апарат, щоб забезпечити виконання *контактних* силових технологічних операцій під час обслуговування різних промислових об'єктів.

Щоб підвищити надійність втримання робота на поверхні довільної орієнтації, слід, крім використання відомих підсистем зчеплення робота із зазначеною поверхнею, оснастити робот джерелом *протидії* гравітаційному навантаженню, дія якого не тільки протилежна за напрямком, але й постійно *збігається* з лінією сили гравітації незалежно від положення робота у просторі.

Окрім того, створювана реактивна тяга як засіб протидії гравітаційному навантаженню не має перевищувати зусиль зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення за рахунок автоматизованого керування зазначеною тягою залежно від кута нахилу робота до обр'ю технологічного простору. Бажано, щоб така реактивна тяга за фізичною суттю мала нехімічне походження, що значно спростить експлуатацію мобільних РДО в реальних виробничих умовах.

5.2. Технічна реалізація мобільного РДО з генератором тяги

Опишемо принципово нову технічну реалізацію мобільного робота з генератором пневматичної реактивної тяги. Наведемо синтез конструкцій виконавчих механізмів робота та математичні моделі їх функціонування. Пропонований технічний розв'язок спрямований на компенсацію або повне подолання гравітаційного навантаження мобільного РДО під час виконання транспортних і технологічних операцій. Наведені розв'язки сприятимуть підвищенню надійності втримання мобільних роботів на поверхні довільної орієнтації у просторі під час їх експлуатації у різних галузях промисловості.

Пропонуємо інший, ніж у підрозд. 1.2, спосіб протидії гравітаційному навантаженню РДО – використання піднімальної сили, створюваної генератором реактивної тяги нехімічного походження, тобто розроблення принципу створення антигравітаційного мобільного робота для довільної орієнтації у технологічному просторі. Саме у цьому контексті (від лат. *contextus* – з'єднання, зв'язок) застосований термін *антигравітація* як спосіб тільки *протидії* гравітаційному навантаженню, але у жодному разі не гасіння й не екранування її, що б *протиричило* фізичним канонам. Сила такої протидії не має перевищувати зусиль зчеплення мобільного робота з поверхнею

переміщення довільної орієнтації, щоб уникнути перетворення робота на літальний апарат.

Насамперед розглянемо принципово новий технічний розв'язок мобільного робота з генератором пневматичної реактивної тяги, установленим на кардановому підвісі¹⁹ [143, с. 7 – 9]. На корпусі робота (рис. 5.1) встановлено крокуючі механізми – гнучкі педипулятори із зубчастою трансмісією і її приводом. Наявність гнучких педипуляторів дозволяє здійснювати довільну орієнтацію робота у просторі системи координат XYZ . На закінченнях педипуляторів, принцип роботи яких докладно викладено в розд. 3, можуть бути встановлені будь-якого типу захоплювачі із приводами для зчеплення робота з поверхнею переміщення довільної орієнтації. Робот також оснащений блоком живлення, комплектом пневматичної й гідравлічної апаратури і контролером керування. Принциповою відмінністю мобільного робота є встановлення на кардановому підвісі генератора пневматичної тяги із трьома степенями вільності $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ у системі координат XYZ . Пристрої, призначені для вимірювання кута нахилу робота до об'єкту, виконані у вигляді енкодерів – датчиків перетворення кута повороту в електричний сигнал, установлених на осях протитяг, завжди спрямованих під дією сили ваги за напрямком гравітаційної сили.

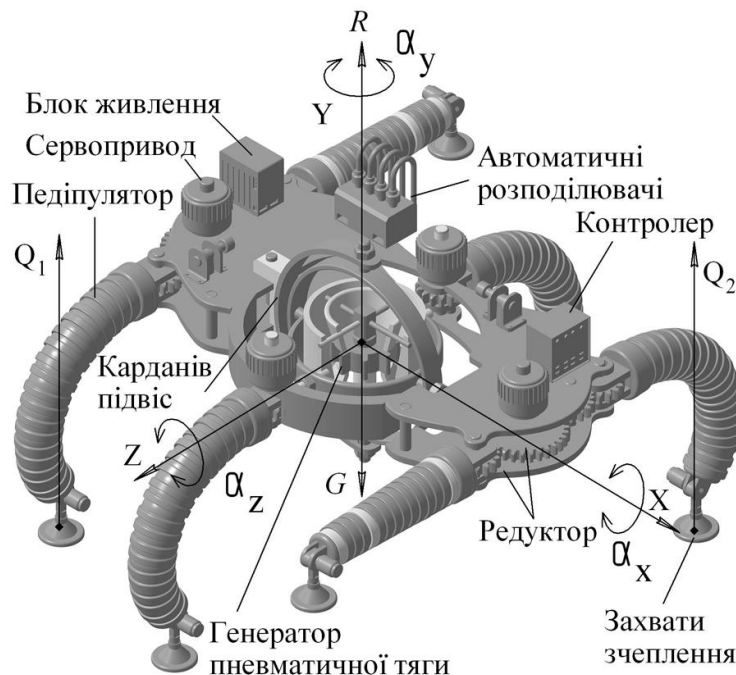


Рис. 5.1. Мобільний РДО з генератором пневматичної реактивної тяги

¹⁹ **Карданів підвіс** – універсальна шарнірна опора, що дозволяє закріпленому в ній об'єкту обертатися одночасно в декількох площинах.

Головною властивістю карданового підвісу є те, що якщо в ньому закріпити обертове тіло, то воно буде зберігати напрямок осі обертання незалежно від орієнтації підвісу. Цю властивість застосовують у гіроскопах, які використовують в авіації й космонавтиці. У тримачах суднових компасів чи посудин із напоями у транспортних засобах теж використано карданів підвіс, який дозволяє предмету утимувати вертикальне положення попри поштовхи і тряску. Карданів підвіс (рис. 5.2, а) назвали на честь Джероламо Кардано²⁰, який не тільки не винайшов його, але навіть і не претендував на авторство: він описав цей пристрій у книзі «De subtilitate rerum» («Хитромудрий устрій речей», 1550 р.), яка набула у той час шаленої популярності. Карданів підвіс винайшов грецький інженер Філон Візантійський²¹ у III ст. до н. е.

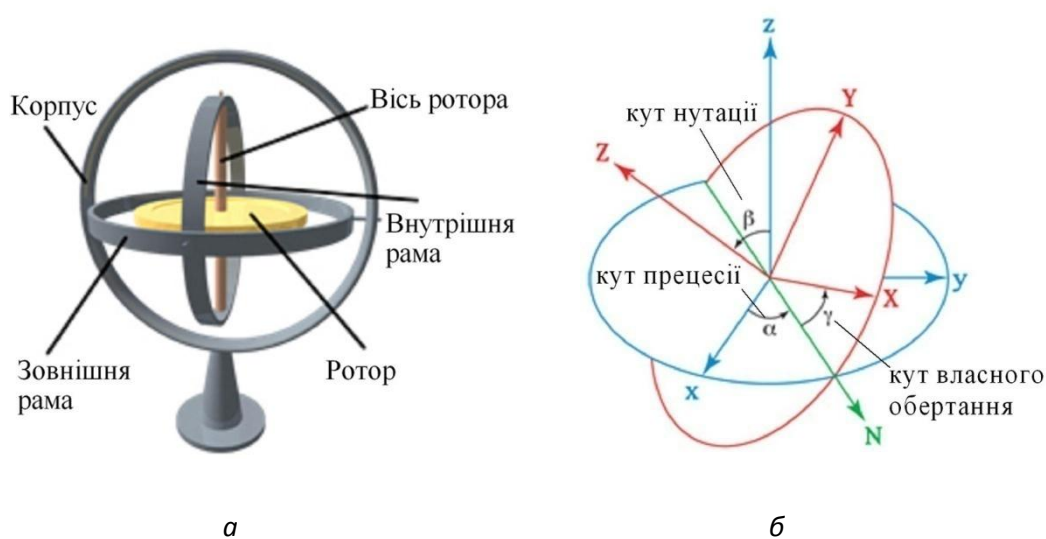


Рис. 5.2. Карданів підвіс (а) із трьома степенями вільності та кути (б) повороту тіла, що встановлене на підвісі

Тіло, встановлене на кардановому підвісі, робить повороти на певні кути, тобто є три повороти системи, які дозволяють повернути будь-яке положення системи до поточного положення. Якщо позначити початкову систему координат як xuz (рис. 5.2, б), а кінцеву як XYZ , то лінію N називають *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); β між осями Z – кут нутації (від лат. *nutatio* «коливання» – слабкий нерегулярний рух обертового твердого тіла, що утворює прецесію), а кут X і лінією вузлів – кут власного обертання тіла.

²⁰ **Джероламо Кардано** – італійський математик, інженер, філософ, медик та астролог (1501 – 1576).

²¹ **Філон Візантійський** (Φίλων Βυζάντιος, Філон Старший, III ст. до н. е.) – давньогрецький інженер, механік, математик.

Спочатку розглянемо, як встановлений пневматичний генератор тяги на кардановому підвісі, що має принципове значення для керування напрямком і величиною аеродинамічної сили. На рис. 5.3, *а* показано, як влаштовано карданового підвісу з генератором пневматичної тяги у зібраному, а на рис. 5.3, *б* – у розібраному стані у вигляді вибух-схеми.

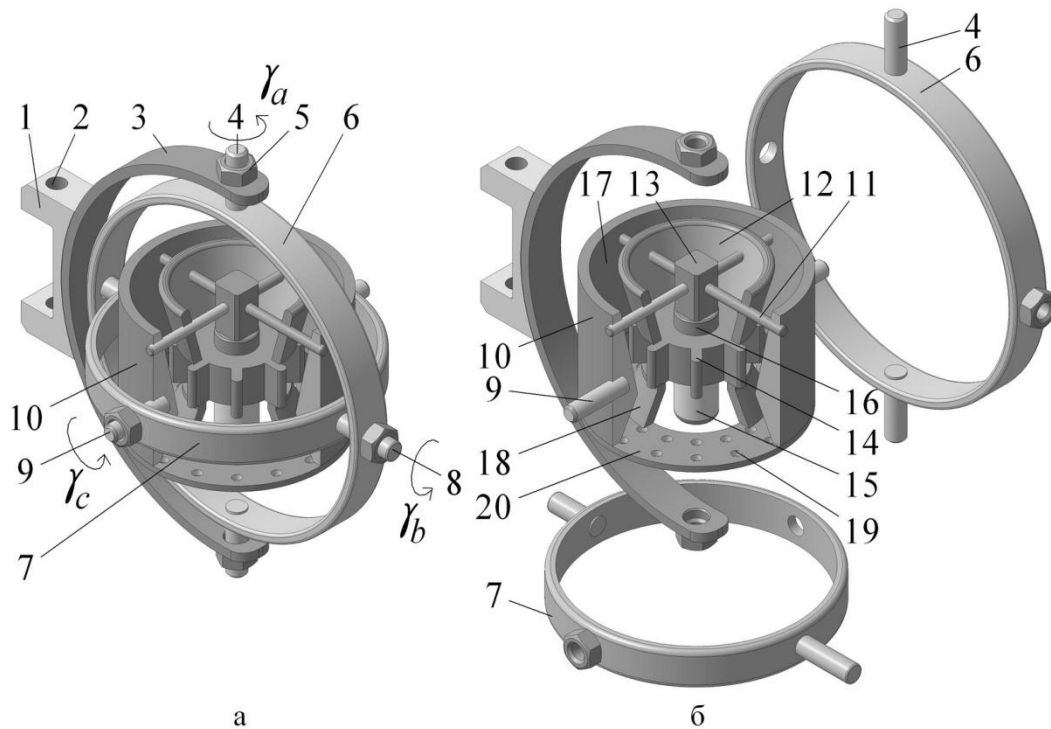


Рис. 5.3. Встановлення генератора пневматичної тяги на кардановий підвіс

Кронштейн 1 (рис. 5.3, *а*) через отвори 2 встановлений нерухомо на корпусі робота таким чином, що центр карданового підвісу збігався із 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 із 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 із 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 стисненого повітря через сопла 19 шайби 20, що герметично з'єднує корпуси 10 і 12.

Оскільки карданів підвіс має три степені вільності, тобто обертається 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 $M_2 = m_2 gh$ генератор тиску завжди буде повертатися до збігу його осі з напрямком дії сили гравітації $(m_1 + m_2)g$. Після включення двигуна 15 лопатний ротор 14 буде нагнітати стиснене повітря через сопла 19, утворюючи таким чином пневматичну реактивну тягу R , що спрямована завжди *протилежно* потоку стисненого 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 сили гравітації, щоб робот не перетворився на літальний апарат та не подолав сили зчеплення захоплювачів робота з поверхнею переміщення, а тільки зменшував негативний вплив сили гравітації.

Оскільки генератор тяги встановлений із певним зсувом щодо центру карданового підвісу, то виникає крутний момент, що направляє вісь генератора, а отже й створюваний ним потік стисненого повітря, завжди по лінії дії гравітаційної сили ваги і, що природно, протилежно останньої цій силі ваги. Сили зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення залежать не лише від фізико-механічних властивостей поверхні переміщення, але, насамперед, від нормальних реакцій опор ногам робота, які, у свою чергу, визначаються кутом нахилу робота до обрїю технологічного простору. Щоб уникнути перевищення реактивної тяги сил зчеплення робота і не дати йому перетворитися на літальний апарат, а отже, запобігти втраті здатності виконувати контактні силові технологічні операції, здійснювати потрібно забезпечити регулювання продуктивності пневматичного генератора тяги залежно від кута нахилу робота до обрїю, як це показано на рис. 5.4.

Таке *автоматичне регулювання* забезпечує зв'язок зазначеного вище пристрою виміру кута нахилу робота з регулятором швидкості сервопривода генератора тяги у такий спосіб. Сигнали енкодерів, пропорційні куту нахилу робота, після дешифрування декодером і порівняння їх у блоці підсумовування, надходять на регулятор швидкості сервопривода генератора тяги, збільшуючи або зменшуючи продуктивність пневматичного компресора, і тим самим регулюють швидкість витікання стисненого повітря через множину сопел 19 (див. рис. 5.3). У результаті змінюється сила реактивної пневматичної тяги залежно від кутів нахилу робота до обрїю, запобігаючи можливості перевищення сил зчеплення робота з поверхнею переміщення.

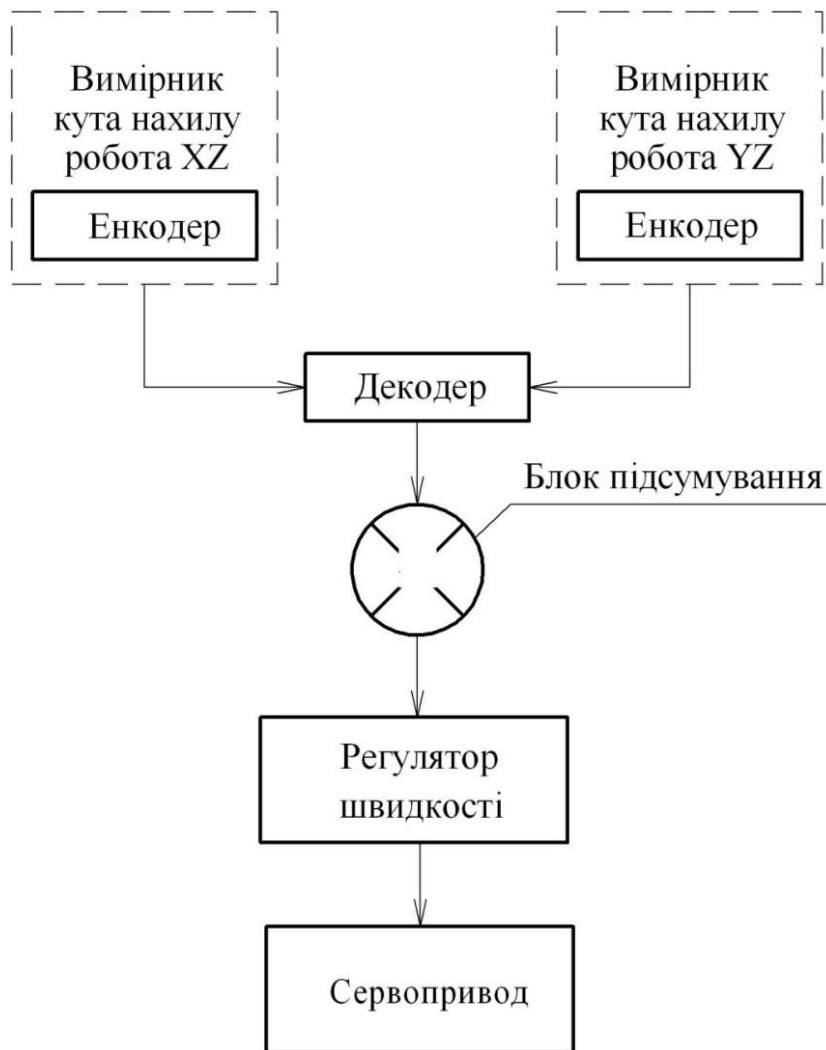


Рис. 5.4. Структурна схема блока керування генератором тяги

Таким чином, підвищується надійність утримання робота на поверхні переміщення довільної орієнтації незалежно від типу захоплювачів 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 дослідимо вплив реактивної тяги на технологічне навантаження мобільного РДО. 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 треба 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 нерухоме півкільце 14 і два поворотні кільця – зовнішнє 15 та внутрішнє 16, установлені на відповідні їм осі. На внутрішньому кільці 16 з можливістю повороту закріплений пневматичний генератор тяги 17 (компресор), лопатевої ротор 18 якого, укомплектований сервоприводом і автономним блоком живлення, всмоктує повітря через конічну порожнину «В» і нагнітає стиснене повітря у множину сопел 19. Витікаючи із сопел, потік стисненого повітря створює аеродинамічну піднімальну силу, спрямовану протилежно силі гравітації. Сукупність сопел створює сумарну піднімальну силу, потік повітря в соплах є ламінарним, якщо середня швидкість повітря в соплі не перевищує $1/3$ швидкості звуку.

Виберемо у точці O (нерухома точка карданового підвісу) початок нерухомої системи координат $Ox_o y_o z_o$. Вісь Oy_o напрямимо перпендикулярно до опорної площини робота, яка нахилена до горизонталі під кутом α , вісь Ox_o напрямлена вниз паралельно до опорної площини, а вісь Oz_o перпендикулярна до вказаних осей та утворює з ними праву трійку. Оберемо також у точці O початок рухомої системи координат $Oxyz$, яка незмінно скріплена з тілом генератора тяги (компресором) і рухається разом із ним [144, 145].

Компресор має три степені вільності і для опису його руху зручно користуватись кутами Ейлера–Крилова²² (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 , який називають кутом *прецесії*, здійснюємо навколо осі Oy_o . При цьому одтримуємо скріплену з тілом систему координат $Ox_1 y_1 z_1$, яка характеризує положення генератора тяги після першого повороту. Напрявні косинуси отриманих осей щодо попередньої системи координат $Ox_o y_o z_o$ можна записати у

²² **Ейлерові кути** – три кути, за допомогою яких математично описується поворот однієї системи координат щодо іншої у тривимірному просторі, тобто у тривимірному евклідовому просторі.

вигляді матриці B_1 , стовпці якої i є напрямними косинусами осей Ox_1, Oy_1, Oz_1 відповідно:

$$B_1 = \begin{pmatrix} \cos\psi & 0 & \sin\psi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\psi & 0 & \cos\psi \end{pmatrix}. \quad (5.1)$$

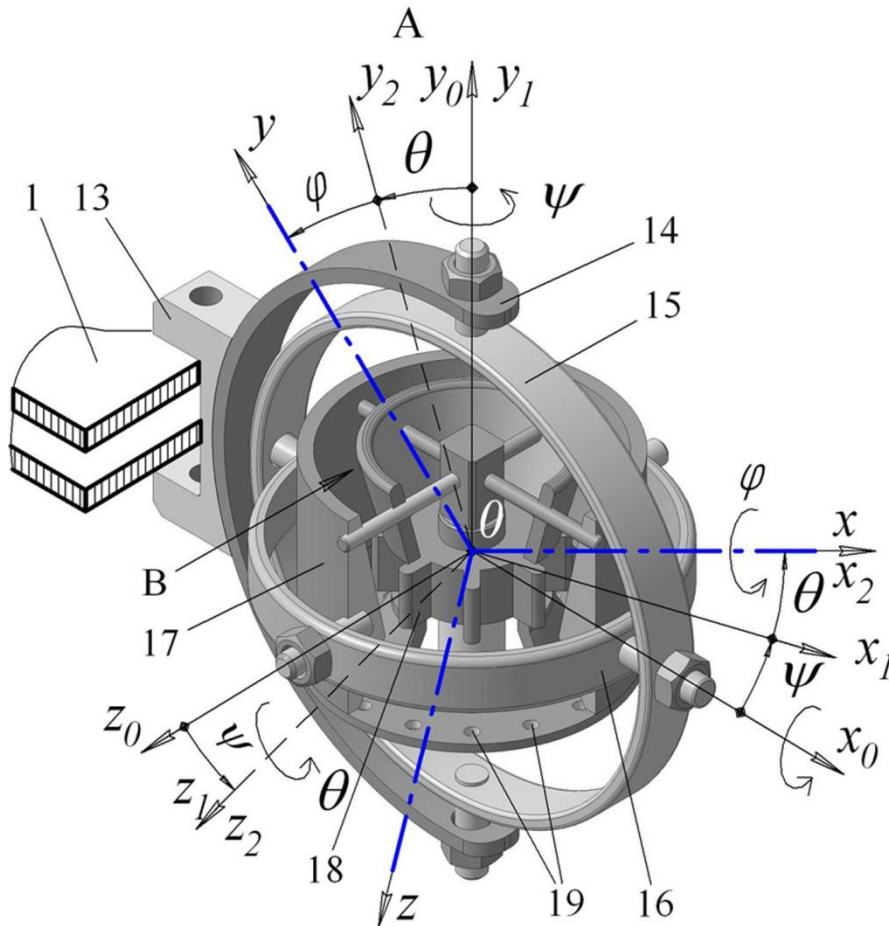


Рис. 5.5. Карданів підвіс із трьома степенями вільності
у вигляді кутів повороту θ , ψ , та φ

Другий поворот на кут θ який називають кутом *нутації*, проводимо навколо осі Oz_1 й отримуємо жорстко скріплену з тілом генератора тяги систему координат $Ox_2y_2z_2$. Напрямні косинуси отриманих осей щодо попередньої системи координат Ox_1, Oy_1, Oz_1 можна записати у вигляді матриці B_2 , стовпці якої i є напрямними косинусами осей $Ox_2y_2z_2$ 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 . У результаті отримуємо остаточне положення компресора, яке характеризується системою координат $Ox_2y_2z_2$. Напрямні косинуси отриманих осей відносно попередньої системи координат $Ox_2y_2z_2$ можна записати у вигляді матриці B_3 , стовпці якої i 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 , отримаємо матрицю B , стовпці якої є напрямними косинусами осей Ox , Oy , Oz відносно нерухомої системи координат $Ox_0y_0z_0$:

$$B = B_1B_2B_3 = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix}, \quad (5.4)$$

де позначено:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \cos\theta \cos\psi; & a_{13} &= \sin\psi \cos\varphi + \sin\varphi \cos\psi \sin\theta; \\ a_{21} &= \sin\theta; & a_{22} &= \cos\theta \cos\varphi; & a_{23} &= -\sin\varphi \cos\theta; & a_{31} &= -\sin\psi \cos\theta; \\ a_{32} &= \sin\varphi \cos\psi + \sin\psi \cos\varphi \sin\theta; & a_{33} &= \cos\psi \cos\varphi - \sin\varphi \sin\psi \sin\theta. \end{aligned}$$

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 проєкції кутової швидкості на осі рухомої системи координат:

$$\begin{aligned}\omega_x &= \dot{\varphi} + \dot{\psi} \sin \theta; & \omega_y &= \dot{\theta} \sin \varphi + \dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi; \\ \omega_z &= \dot{\theta} \cos \varphi - \dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi.\end{aligned}\quad (5.8)$$

Аналогічно, якщо виразити одиничні вектори \vec{k}_1, \vec{i} , через одиничні вектори нерухомої системи координат $\vec{i}_0, \vec{j}_0, \vec{k}_0$, а саме:

$$\vec{k}_1 = (\vec{k}_0 \cos \theta + \vec{i}_0 \sin \theta); \quad \vec{i} = \vec{j}_0 \sin \theta + \cos \theta (\vec{i}_0 \cos \psi + \vec{k}_0 \sin \psi),$$

то можна знайти проєкції кутової швидкості на осі нерухомої системи координат:

$$\omega_{x_0} = \dot{\theta} \sin \psi + \dot{\varphi} \cos \theta \cos \psi; \quad \omega_{y_0} = \dot{\psi} + \dot{\varphi} \sin \theta; \quad \omega_{z_0} = \dot{\theta} \cos \psi - \dot{\varphi} \cos \theta \sin \psi. \quad (5.9)$$

Далі знаходимо вектор кутового прискорення (пришвидшення) тіла генератора:

$$\vec{\varepsilon} = \frac{d\vec{\omega}}{dt} = \varepsilon_x \vec{i} + \varepsilon_y \vec{j} + \varepsilon_z \vec{k}.$$

Тоді проєкції вектора кутового прискорення на осі рухомої системи координат обчислюємо за формулами

$$\varepsilon_x = \frac{d\omega_x}{dt} = \ddot{\varphi} + \ddot{\psi} \sin \theta + \dot{\psi} \dot{\theta} \cos \theta;$$

$$\varepsilon_y = \frac{d\omega_y}{dt} = \ddot{\theta} \sin \varphi + \ddot{\psi} \cos \theta \cos \varphi + \dot{\theta} \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\psi} \dot{\theta} \sin \theta \cos \varphi - \dot{\psi} \dot{\varphi} \cos \theta \sin \varphi; \quad (5.10)$$

$$\varepsilon_z = \frac{d\omega_z}{dt} = \ddot{\theta} \cos \varphi - \ddot{\psi} \cos \theta \sin \varphi - \dot{\theta} \dot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\psi} \dot{\theta} \sin \theta \sin \varphi - \dot{\psi} \dot{\varphi} \cos \theta \cos \varphi.$$

Таким чином, положення генератора тяги повністю визначено у просторі довільної орієнтації.

5.4. Динамічний аналіз руху генератора тяги на кардановому підвісі

Для розгляду 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 із трьох твердих тіл. Тіло 1 – це внутрішнє кругове кільце діаметром d_b і масою m_b (рис. 5.5). Це тіло має два степені вільності, його положення повністю визначають кути ψ та θ а вектор миттєвої кутової швидкості обчислюємо за формулою

$$\vec{\omega} = \dot{\psi} \vec{j}_o + \dot{\theta} \vec{k}_1. \quad (5.13)$$

Проекції цієї кутової швидкості на осі $Ox_2y_2z_2$, які незмінно скріплені зі вказаним вище кільцем Карданового підвісу,

$$\omega_{x_2} = \dot{\psi} \sin \theta; \quad \omega_{y_2} = \dot{\psi} \cos \theta; \quad \omega_{z_2} = \dot{\theta}. \quad (5.14)$$

Оскільки осі системи координат $Ox_2y_2z_2$ є для кільця головними осями інерції, то вираз для обчислення кінетичної енергії цього кільця матиме вигляд

$$T_1 = \frac{1}{2} ((\omega_{x_2})^2 I_{x_2} + (\omega_{y_2})^2 I_{y_2} + (\omega_{z_2})^2 I_{z_2}). \quad (5.15)$$

Обчислимо осьові моменти інерції кільця:

$$\begin{aligned}I_{y_2} &= \iint ((x_2)^2 + (z_2)^2) dm = \left(\frac{d_b}{2}\right)^2 \iint dm = \frac{m_b d_b^2}{4}; \\ I_{x_2} &= \iint ((y_2)^2 + (z_2)^2) dm = \frac{1}{2} I_{y_2} = \frac{m_b d_b^2}{8}; \\ I_{z_2} &= \iint ((y_2)^2 + (x_2)^2) dm = \frac{1}{2} I_{y_2} = \frac{m_b d_b^2}{8},\end{aligned}\quad (5.16)$$

де для кільця координата $y_2 = 0$.

Підставимо вирази (5.14) і (5.16) у формулу (5.15) та 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, його положення у просторі цілком визначають кути ψ , θ , φ , а проєкції 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 , а маса m_3 . Це кільце має один степінь вільності, воно здійснює обертальний рух навколо нерухомої осі, його положення повністю визначає кут ψ . Кінетична енергія цього кільця

$$T_3 = \frac{1}{2} (\dot{\psi})^2 I_3 = \frac{m_3 d_3^2}{16} (\dot{\psi})^2. \quad (5.19)$$

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:

$$b_{11} = \frac{m_b d_b^2}{8} (1 + \cos^2 \theta) + \frac{m_3 d_3^2}{8} + I_x \sin^2 \theta + (\cos \theta \cos \varphi)^2 I_y + \cos^2 \theta \sin 2\varphi I_{yz} +$$

$$+ I_z (\cos \theta \sin \varphi)^2 - \sin 2\theta \cos \varphi I_{xy} + \sin 2\theta \sin \varphi I_{xz};$$

$$b_{12} = 0.5 \sin 2\varphi \cos \theta I_y - \cos \theta \cos 2\varphi I_{yz} - 0.5 I_z \cos \theta \sin 2\varphi -$$

$$- \sin \varphi \sin \theta I_{xy} - \cos \varphi \sin \theta I_{xz};$$

$$b_{13} = I_x \sin \theta - \cos \theta \cos \varphi I_{xy} + \cos \theta \sin \varphi I_{xz};$$

$$F_1 = -\frac{m_b d_b^2}{8} \dot{\psi} \dot{\theta} \sin 2\theta + I_x \dot{\theta} \cos \theta (\omega_x + \dot{\psi} \sin \theta) - (2\dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi (\dot{\theta} \sin \theta \cos \varphi + \dot{\varphi} \cos \theta \sin \varphi) +$$

$$+ \dot{\theta} (\dot{\varphi} \cos 2\varphi \cos \theta - 0.5 \dot{\theta} \sin 2\varphi \sin \theta)) I_y - I_z (\dot{\theta} (\dot{\varphi} \cos \theta \cos 2\varphi - 0.5 \dot{\theta} \sin 2\varphi \sin \theta) - 2\dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi$$

$$(\dot{\varphi} \cos \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi \sin \theta)) + (\dot{\theta} (\dot{\theta} (\sin \theta \cos 2\varphi + 2 \sin 2\varphi \cos \theta) + \dot{\psi} (2 \cos 2\varphi \cos^2 \theta -$$

$$- \sin 2\varphi \sin 2\theta)) I_{yz} - I_{xy} (\dot{\psi} (2\dot{\theta} \cos 2\theta \cos \varphi - \dot{\varphi} \sin \varphi \sin 2\theta) - \dot{\varphi} (\dot{\theta} \sin \theta \cos \varphi + \dot{\varphi} \cos \theta \sin \varphi) +$$

$$+ \dot{\theta} (\dot{\theta} \sin \varphi \cos \theta + \dot{\varphi} \sin \theta \cos \varphi)) - I_{xz} (-\dot{\psi} (2\dot{\theta} \cos 2\theta \sin \varphi + \dot{\varphi} \cos \varphi \sin 2\theta) + \dot{\varphi} (\dot{\theta} \sin \theta \sin \varphi -$$

$$- \dot{\varphi} \cos \theta \cos \varphi) + \dot{\theta} (\dot{\theta} \cos \varphi \cos \theta - \dot{\varphi} \sin \theta \sin \varphi)).$$

Частинні похідні за координатою θ

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} = \frac{m_b d_b^2}{8} \dot{\theta} + \omega_y \sin \varphi I_y + \omega_z \cos \varphi I_z - \omega_x \sin \varphi I_{xy} -$$

$$- \omega_x \cos \varphi I_{xz} - (\sin \varphi \omega_z + \cos \varphi \omega_y) I_{yz}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) = b_{21} \dot{\psi} + b_{22} \ddot{\theta} + b_{23} \ddot{\varphi} + F_2, \quad (5.21)$$

де позначено:

$$b_{21} = 0.5 \cos \theta \sin 2\varphi (I_y - I_z) - \sin \theta \sin \varphi I_{xy} - \sin \theta \cos \varphi I_{xz} - \cos \theta \cos 2\varphi I_{yz};$$

$$b_{22} = \frac{m_b d_b^2}{8} + \sin^2 \varphi I_y + \cos^2 \varphi I_z - \sin 2\varphi I_{yz};$$

$$b_{23} = -\sin \varphi I_{xy} - \cos \varphi I_{xz};$$

$$F_2 = \dot{\psi} ((\dot{\varphi} \cos \theta \cos 2\varphi - 0.5 \dot{\theta} \sin \theta \sin 2\varphi) (I_y - I_z) - (\dot{\varphi} \sin \theta \cos \varphi + \dot{\theta} \cos \theta \sin \varphi) I_{xy} -$$

$$- (\dot{\theta} \cos \theta \cos \varphi - \dot{\varphi} \sin \theta \sin \varphi) I_{xz} + (\dot{\theta} \sin \theta \cos 2\varphi + 2\dot{\varphi} \cos \theta \sin 2\varphi) I_{yz} +$$

$$+ \dot{\theta} \dot{\varphi} (\sin 2\varphi (I_y - I_z) - 2 \cos 2\varphi I_{yz}) + \dot{\varphi}^2 (\sin \varphi I_{xz} - \cos \varphi I_{xy}).$$

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 дають змогу дослідити зміни кутів обертання кілець карданового підвісу, на яких встановлено генератор реактивної тяги, графіки яких викладено нижче. Поки що знайдемо проєкції 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 проєкції сил ваги зовнішнього і внутрішнього кілець. Нехай положення центру мас компресора відносно рухомої системи відліку визначає радіус-вектор

$$O\vec{C} = \vec{\rho}_c = h(a\vec{i} + b\vec{j} + c\vec{k}), \tag{5.23}$$

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 проєкції 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 $M_{Ox} = h(bG_{2z} - cG_{2y})$; $M_{Oy} = h(cG_{2x} - aG_{2z})$; $M_{Oz} = h(aG_{2y} - bG_{2x})$.

Щоб визначити узагальнені сили Q_{qi} , які входять у праві частини рівнянь Лагранжа 2-го роду (5.12), будемо по черзі надавати кожній узагальненій координаті можливе переміщення δ_{qi} (мале переміщення, що дозволяється накладеними на механічну систему в'язями) й обчислювати 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 та обчислимо можливу роботу:

$$\delta A_\psi = M_{y0} \delta_\psi - R_{y0} \text{sign}(\delta_\psi) \mu \delta_\psi, \quad (5.26)$$

де M_{y0} – проєкція моменту \vec{M}_O на вісь Oy_0 ,

$$M_{y0} = M_{Ox} a_{21} + M_{Oy} a_{22} + M_{Oz} a_{23},$$

а R_{y0} – складова реакції, що перпендикулярна до осі Oy_0 , $R_{y0} = (m_3 + m_b + m_2) g \sin \alpha$.

Тоді за формулою (5.25) знаходимо силу обертання кільця на кут ψ :

$$Q_\psi = M_{Ox} a_{21} + M_{Oy} a_{22} + M_{Oz} a_{23} - (m_3 + m_b + m_2) g \mu \sin \alpha \text{sign}(\dot{\psi}), \quad (5.27)$$

де μ – коефіцієнт тертя кочення в опорах кілець карданового підвісу.

Тепер, як вказано вище, по черзі, надамо куту θ можливе переміщення δ_θ та обчислимо можливу роботу:

$$\delta A_\theta = M_{z1} \delta_\theta - R_{z1} \text{sign}(\delta_\theta) \mu \delta_\theta, \quad (5.28)$$

де аналогічно M_{z1} – проєкція моменту \vec{M}_O на вісь Oz_1 ,

$$M_{z_1} = M_{O_x} (a_{11} \sin \psi + a_{31} \cos \psi) + \\ + M_{O_y} (a_{12} \sin \psi + a_{32} \cos \psi) + M_{O_z} (a_{13} \sin \psi + a_{33} \cos \psi),$$

а R_{z_1} – складова реакції, що перпендикулярна до осі Oz_1 ,

$$R_{z_1} = (m_b + m_2) g \sqrt{\cos^2 \alpha + (\sin \alpha \cos \psi)^2}.$$

Тоді за формулою (5.25) знаходимо вирази моменту M_{z_1} та сили $Q_{\dot{\theta}}$

$$M_{z_1} = M_{O_x} (a_{11} \sin \psi + a_{31} \cos \psi) + M_{O_y} (a_{12} \sin \psi + a_{32} \cos \psi) + \\ + M_{O_z} (a_{13} \sin \psi + a_{33} \cos \psi); \\ Q_{\dot{\theta}} = M_{O_x} (a_{11} \sin \psi + a_{31} \cos \psi) + M_{O_y} (a_{12} \sin \psi + a_{32} \cos \psi) + \\ + M_{O_z} (a_{13} \sin \psi + a_{33} \cos \psi) - \mu \text{sign}(\dot{\theta}) (m_b + m_2) g \sqrt{\cos^2 \alpha + (\sin \alpha \cos \psi)^2}. \quad (5.29)$$

І нарешті, надамо куту φ можливе переміщення δ_{φ} та обчислимо можливу роботу

$$\delta A_{\varphi} = M_{O_x} \delta_{\varphi} - R_{\perp x} \text{sign}(\delta_{\varphi}) \mu \delta_{\varphi}, \quad (5.30)$$

де $R_{\perp x}$ – складова реакції, перпендикулярна до осі Ox :

$$R_{\perp x} = \sqrt{(m_2 g)^2 - G_{2x}^2} = m_2 g \sqrt{1 - (a_{11} \sin \alpha - a_{21} \cos \alpha)^2}.$$

Аналогічно за формулою (5.25) знаходимо значення сили обертання кільця на кут φ :

$$Q_{\dot{\varphi}} = M_{O_x} - \mu m_2 g \sqrt{1 - (a_{11} \sin \alpha - a_{21} \cos \alpha)^2} \text{sign}(\dot{\varphi}). \quad (5.31)$$

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, тому можемо записати їх таким чином:

$$b_{11} = \frac{m_b d_b^2}{8} (1 + \cos^2 \theta) + \frac{m_3 d_3^2}{8} + I_x \sin^2 \theta + (\cos \theta \cos \varphi)^2 I_y + I_z (\cos \theta \sin \varphi)^2; \\ b_{12} = 0.5 \sin 2\varphi \cos \theta I_y - 0.5 I_z \cos \theta \sin 2\varphi; \quad b_{13} = I_x \sin \theta; \\ b_{21} = 0.5 \cos \theta \sin 2\varphi (I_y - I_z); \quad b_{23} = 0; \\ b_{22} = \frac{m_b d_b^2}{8} + \sin^2 \varphi I_y + \cos^2 \varphi I_z; \quad (5.32)$$

$$b_{31} = I_x \sin \theta; \quad b_{32} = 0; \quad b_{33} = I_x;$$

$$F_1 = -\frac{m_b d_b^2}{8} \dot{\psi} \dot{\theta} \sin 2\theta + I_x \dot{\theta} \cos \theta (\omega_x + \dot{\psi} \sin \theta) - (2\dot{\psi} \cos \theta \cos \varphi (\dot{\theta} \sin \theta \cos \varphi + \dot{\phi} \cos \theta \sin \varphi) + \dot{\theta} (\dot{\phi} \cos 2\varphi \cos \theta - 0.5 \dot{\theta} \sin 2\varphi \sin \theta)) I_y - \\ - I_z (\dot{\theta} (\dot{\phi} \cos \theta \cos 2\varphi - 0.5 \dot{\theta} \sin 2\varphi \sin \theta) - 2\dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi (\dot{\phi} \cos \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi \sin \theta));$$

$$F_2 = \dot{\psi} ((\dot{\phi} \cos \theta \cos 2\varphi - 0.5 \dot{\theta} \sin \theta \sin 2\varphi) (I_y - I_z) + \dot{\theta} \dot{\phi} \sin 2\varphi (I_y - I_z));$$

$$F_3 = \dot{\psi} I_x \dot{\theta} \cos \theta,$$

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:

$$\begin{cases} \frac{dv_1}{dt} = c_{11} D_1 + c_{12} D_2 + c_{13} D_3; \\ \frac{dv_2}{dt} = c_{21} D_1 + c_{22} D_2 + c_{23} D_3; \\ \frac{dv_3}{dt} = c_{31} D_1 + c_{32} D_2 + c_{33} D_3; \end{cases} \quad \begin{cases} \frac{d\psi}{dt} = v_1; \\ \frac{d\theta}{dt} = v_2; \\ \frac{d\varphi}{dt} = v_3. \end{cases} \quad (5.33)$$

Тут позначено:

$$D_1 = Q_\psi - F_1 + \frac{\partial T}{\partial \psi}; \quad D_2 = Q_\theta - F_2 + \frac{\partial T}{\partial \theta};$$

$$D_3 = Q_\varphi - F_3 + \frac{\partial T}{\partial \varphi}; \quad \dot{\psi} = v_1; \quad \dot{\theta} = v_2; \quad \dot{\phi} = v_3;$$

$F_{1,2,3}$ – вираження окремих похідних по кутах повороту кілець підвісу, враховуючи моменти сил $Q_\psi, Q_\theta, Q_\varphi$.

Систему диференціальних рівнянь (5.33) розв’язано числовими методами, зокрема методом Рунге–Кутта четвертого порядку точності, за заданих початкових значень кутів Ейлера–Крилова (див. рис. 5.5) та їх похідних за часом. На основі такого розв’язку побудовано графіки зміни у часі кутів ψ, θ, γ обертання кілець карданового підвісу.

Результатами моделювання на рис. 5.6, а, б процесу повороту на кути ψ, θ кілець карданового підвісу показують наявність коливань унаслідок малого моменту сил тертя катання в опорах кілець. Цей ефект однозначно вказує на необхідність застосовувати демпфери для гасіння коливань. Гідравлічні демпфери, що здійснюють перетворення енергії коливань у сили рідинного тертя, давно застосовують у пневматичних приводах промислових роботів і випускають серійно як комплектуючі вироби і можуть бути застосовані для зменшення амплітуди коливань кілець підвісу.

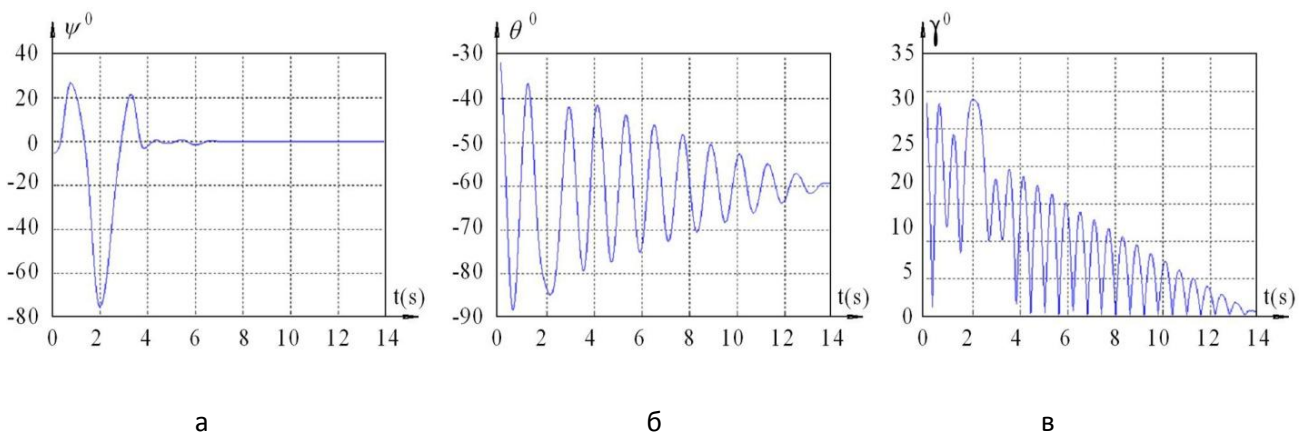


Рис. 5.6. Зміни кутів повороту ψ, θ, γ кілець карданового підвісу із генератором тяги

На рис. 5.6, в кут γ між вертикаллю й радіусом-вектором «центр підвісу → 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 подано 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 можна досягнути також збільшенням коефіцієнта тертя, замінивши опори кочення на опори ковзання, наслідком чого буде збільшення моменту сил тертя катання в опорах кілець.

Окрім того, якщо експлуатація мобільного РДО відбувається в цеховому приміщенні (стіна, стеля і відповідні перехідні положення у просторі), то, щоб сопла компресора займали вертикальне положення, достатньо підвісу із двома степенями вільності, тобто можна вважати, що відсутнє власне обертання компресора. У цьому разі в у наведених вище формулах слід покласти $\varphi = 0$; $\dot{\varphi} = 0$, бо тоді вони значно спрощуються.

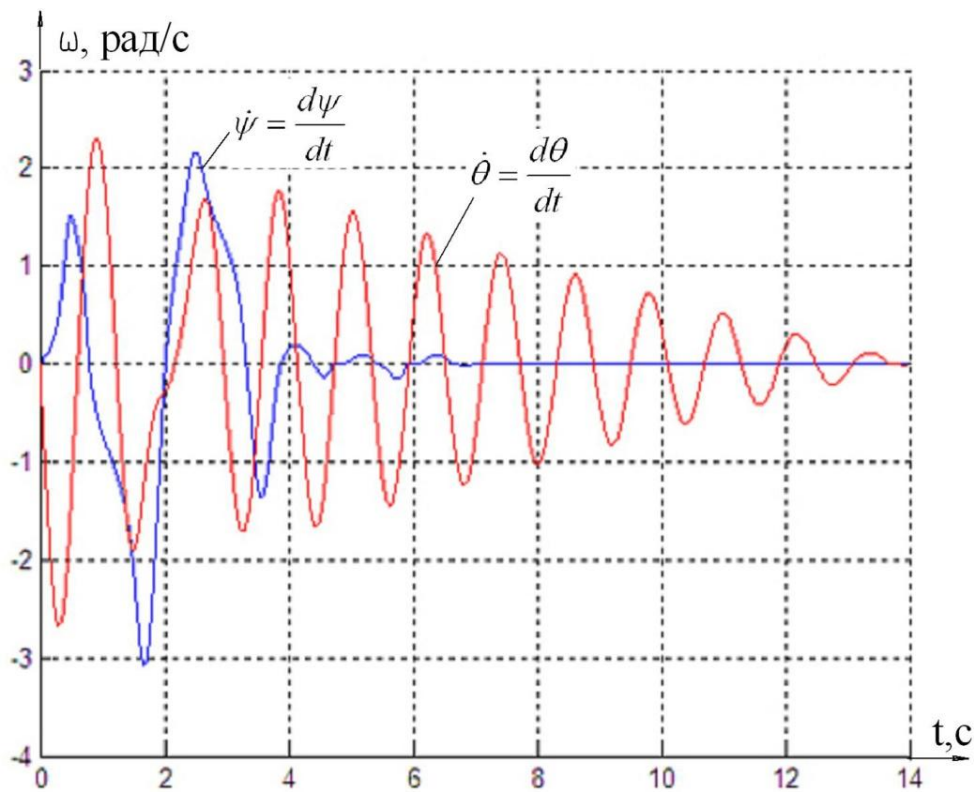


Рис. 5.7. Зміна у часі кутових швидкостей обертання кілець карданового підвісу із генератором тяги

Із 2 степенями вільності елементи матриці B (5.4) матимуть такий вигляд:

$$\begin{aligned}
 a_{11} &= \cos \theta \cos \psi; & a_{12} &= -\cos \psi \sin \theta; & a_{13} &= \sin \psi; \\
 a_{21} &= \sin \theta; & a_{22} &= \cos \theta; & a_{23} &= 0; \\
 a_{31} &= -\sin \psi \cos \theta; & a_{32} &= \sin \psi \sin \theta; & a_{33} &= \cos \psi.
 \end{aligned}
 \tag{5.34}$$

Тоді задача, на відміну від постановки (5.33), зводиться до розв'язку системи чотирьох (а не шести) лінійних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{dv_1}{dt} = c_{11}D_1 + c_{12}D_2; \\ \frac{dv_2}{dt} = c_{21}D_1 + c_{22}D_2; \\ \frac{d\psi}{dt} = v_1; \\ \frac{d\theta}{dt} = v_2, \end{cases} \quad (5.35)$$

$$\text{де } D_1 = Q_\psi - F_1 + \frac{\partial T}{\partial \psi}; \quad D_2 = Q_\theta - F_2 + \frac{\partial T}{\partial \theta}.$$

Аналогічно системі рівнянь (5.33) система диференціальних рівнянь (5.35) розв'язана числовими методами, зокрема методом Рунге–Кутта четвертого порядку точності за заданих початкових значень кутів Ейлера–Крилова.

Однак результатів дослідження кінематики та динаміки руху генератора тяги, встановленому на кардановому підвісі, недостатньо для синтезу мобільного РДО з генератором тяги. Для розрахунку параметрів РДО розроблено відповідну методику, яку викладено нижче.

5.5. Методика розрахунку параметрів генератора тяги

Методика розрахунку параметрів генератора тяги вкрай необхідна для визначення параметрів сопел генератора та величини реактивної пневматичної тяги, що протидіє гравітаційному навантаженню на мобільний РДО у технологічному просторі.

Для переважної більшості технічних систем найважливіше зрозуміти механізм адіабатного²³ плинугазу, тобто плинугазу без підведення теплоти ззовні й відведення її, тому розглядатимемо в основному лише адіабатний плинугазу із сопел генератора тяги. Оскільки довжина сопла й дифузора генератора тяги невеликі, а швидкість плинугазу в їх середовищі досить висока, то теплообмін між стінками каналу й середовищем за малого часу їх контакту настільки незначний, що в більшості випадків їм можна знехтувати і вважати процес витікання адіабатним. Відомо, що процес адіабатного витікання повітря можна описати системою рівнянь [146], які запишемо у диференціальній формі. Рівняння зміни кількості руху (імпульсу) за елементарний проміжок часу з нехтуванням силами тертя становить

$$\rho u du = -dP, \quad (5.36)$$

²³ **Адіабатний процес** (від *дав.-гр.* ἀδιάβατος «непрохідний») – термодинамічний процес у макроскопічній системі, за якого система не обмінюється теплотою з навколишнім простором.

де ρ – густина газу, кг/м³; u – змінна швидкість руху газу вздовж отвору (сопла), м/с; P – тиск газу, Н/м².

Запишемо рівняння балансу енергії, причому при адіабатному процесі немає обміну тепловим потоком із зовнішнім середовищем, ($dq=0$):

$$C_p dT + \mu u du = 0, \quad (5.37)$$

де C_p – теплоємність одного моля газу за постійного 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 – універсальна газова стала, $R = 8,32$ Дж/(град. моль).

З фізики відомо, що $R = C_p - C_v$, де C_v – теплоємність одного моля газу за постійного об'єму, Дж/моль. Отже, 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 отримане диференціальне рівняння:

$$\int_{u_1}^{u_2} u du = -\frac{k}{k-1} \int_{P_1/\rho_1}^{P_2/\rho_2} d\left(\frac{P}{\rho}\right), \quad \text{або} \quad \frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = -\frac{k}{k-1} \left(\frac{P_2}{\rho_2} - \frac{P_1}{\rho_1}\right), \quad (5.40)$$

де u_1, P_1, ρ_1 – швидкість, тиск та густина газу на вході в отвір відповідно; u_2, P_2, ρ_2 – швидкість, тиск та густина газу на виході з отвору сопел генератора тяги відповідно.

Із рівності (5.40) знаходимо швидкість u_2 (швидкість u_1 мала й 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) добуток $u du$:

$$\frac{k}{k-1} d\left(\frac{P}{\rho}\right) = \frac{dP}{\rho}, \quad \text{або} \quad \frac{k}{k-1} \frac{dP}{\rho} - \frac{k}{k-1} \frac{P d\rho}{\rho^2} = \frac{dP}{\rho}.$$

Після зведення подібних додатків і відокремлення змінних, отримаємо диференціальне рівняння

$$k \frac{d\rho}{\rho} = \frac{dP}{P}. \quad (5.42)$$

Інтегруємо диференціальне рівняння (5.42):

$$k \int_{\rho_1}^{\rho} \frac{d\rho}{\rho} = \int_{P_1}^P \frac{dP}{P} \Rightarrow k \ln\left(\frac{\rho}{\rho_1}\right) = \ln\left(\frac{P}{P_1}\right).$$

Після потенціювання отримаємо такий 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 перерізу сопла колектора генератора тяги, м².

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), отримаємо

$$d\rho = \frac{1}{k} \frac{\rho dP}{P} = -\frac{1}{k} \frac{\rho^2 u du}{P}. \quad (5.47)$$

Підставляємо (5.47) у (5.46), тоді з (5.46) можна отримати рівність

$$\frac{dF}{F} = \frac{du}{u} \left(\frac{\rho u^2}{kP} - 1 \right). \quad (5.48)$$

Загальновідомо, що швидкість a звуку в газі обчислюються за формулою

$$a = \sqrt{kP / \rho},$$

тоді рівність (5.48) можна подати у вигляді

$$\frac{dF}{F} = \frac{du}{u} \left(\frac{u^2}{a^2} - 1 \right). \quad (5.49)$$

Із рівності (5.49) видно: поки швидкість витікання газу $u < a$, для зростання швидкості ($du > 0$) необхідно, щоб сопло звужувалось ($dF < 0$). Швидкість газу u зростатиме доти, доки не досягне критичного значення $u_{кр}$, яке дорівнює швидкості звуку за таких параметрів 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) отримуємо 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 перерізу 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 вигляд для сили, що протидіє гравітаційній силі робота:

$$G_a = \frac{2k}{k-1} \frac{\rho_a}{\rho_1} P_1 F_2 \left(1 - b^{\frac{k-1}{k}}\right) + (P_1 - P_a) F_2 \quad \text{при } b = \frac{P_a}{P_1} \leq b_{кр};$$

$$G_a = \frac{2}{k+1} (b_{кр})^{\frac{1}{k}} P_1 F_2 + (P_1 - b_{кр} P_1) F_2 \quad \text{при } b = b_{кр}. \quad (5.56)$$

Таким чином, отримані аналітичні залежності для керування режимами функціонування генератора аеродинамічної тяги, а саме для визначення та регулювання

маси, швидкості стисненого газу та, власне, антигравітаційної сили, дають змогу здійснювати автоматизоване керування процесом протидії гравітаційному навантаженню мобільного РДО у просторі.

5.6. Аналіз результатів моделювання генератора тяги

На графіках (рис. 5.8) показано результати моделювання генератора тяги мобільного РДО у середовищі MATLAB для сопла з отвором діаметром $d_o = 0,003$ м. Зрозуміло, ці дані вимагають експериментальної апробації, що є наступним етапом досліджень (див. розд. 6). Однак навіть у теоретичній реалізації отримані залежності прийнятні для етапу технічного проєкту дослідного зразка мобільного робота з генератором реактивної тяги.

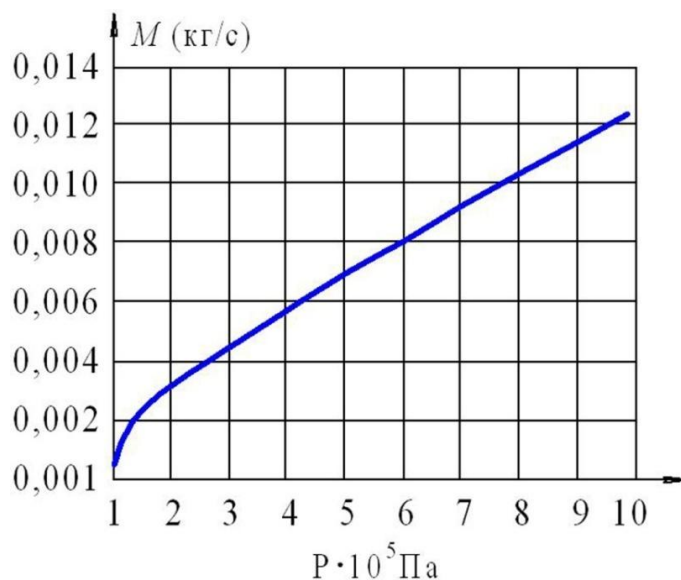


Рис. 5.8. Залежність маси витрат стисненого газу від тиску (на один отвір d_o)

Практично пропорційно зростанню тиску витікання газу (після $2 \cdot 10^5$ Па) росте маса його витрати, про що свідчить графік на рис. 5.8. Нагадаємо, що автоматичне керування витратою стисненого газу здійснюється регулюванням продуктивності компресора залежно від кута нахилу мобільного РДО до обрїю. Структурну схему блока керування витратою стисненого газу зображено на рис. 5.4.

Також надзвичайно суттєво, що графік на рис. 5.8 ілюструє цілком рентабельні витрати стисненого повітря для створення аеродинамічної піднімальної сили, а це доводить, що маса компресора, яка залежить від його продуктивності, може бути невеликою у межах 20...30 кг.

На графіках рис. 5.9 (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 залежно від кількості сопел та площин F_2 їх поперечного перерізу або діаметрів: $d = \sqrt{4F/\pi}$.

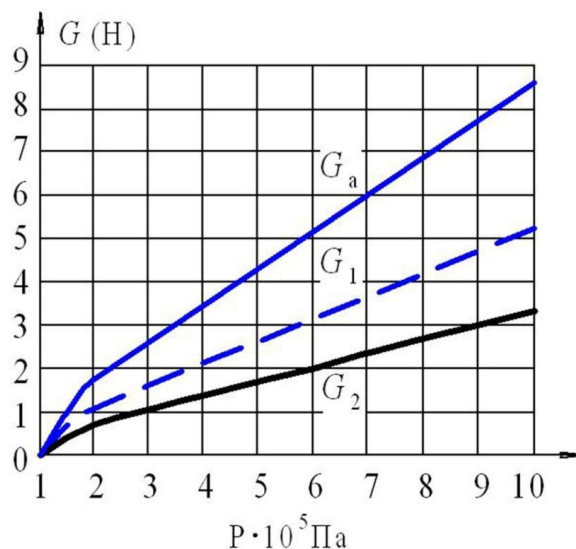


Рис. 5.9. Залежності величини сили реактивної тяги від тиску стікаючого газу: G_1 – сила від швидкості витікання газу; G_2 – сила від різниці тисків; G_a – сумарна сила (на один отвір d_0)

Якщо задати n отворів діаметром d , то витрата маси M_c стисненого повітря й величину сили реактивної тяги G можна обчислити за формулами

$$M_c = Mn \left(\frac{d}{d_0} \right)^2 ; \quad G = G_a n \left(\frac{d}{d_0} \right)^2, \quad (5.57)$$

де значення M і G_a обираємо з наведених графіків (рис. 5.8 та 5.9) залежно від тиску стікаючого газу для діаметра $d_0 = 0,003$ м.

Так, наприклад, нехай кількість сопел $n = 50$ 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 становитиме, Н

$$G = 5,2 \cdot 50 \cdot (0,004 / 0,003)^2 = 462,$$

цей приклад свідчить про можливість промислової експлуатації мобільного робота масою не більш 50 кг за умови регулювання сили реактивної тяги, як це описано вище (див. рис. 5.4). Слід урахувувати, що збільшення кількості сопел до сотень з одночасним зменшенням їх діаметра аж до десятих часток міліметра, а це можливо

завдяки застосуванню лазерної технології, сприяє стабілізації положення мобільного РДО унаслідок забезпечення ламінарного потоку в соплах і зниження турбулентності потоку повітря на виході сопел генератора пневматичної реактивної тяги.

5.7. Вплив сили ваги мобільного РДО на технологічне навантаження

Генератори тяги застосовують як засіб протидії гравітаційній силі, що реалізується за 3-м принципом синтезу мобільних РДО, – 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 у просторі.

Цей принцип, оснований на узгодженні технологічного навантаження та зусиль зчеплення робота з поверхнею переміщення, з одного боку, і сили реактивної пневматичної тяги, з другого, дозволяє здійснити диференційований підхід до регулювання аеродинамічної піднімальної сили робота залежно від його орієнтації у просторі, а точніше, регулювати силу втримання робота на поверхні переміщення (більш докладно про це у підрозд. 5.2) залежно від кутів Ейлера осей робота відносно обр'ю. Таке регулювання потрібне, щоб за критичних кутів нахилу робота пневматична реактивна тяга за величиною не перевищувала сили зчеплення захоплювачів робота з поверхнею переміщення – інакше кажучи, щоб робот не перетворився на літальний апарат, а генератор тяги долав негативний вплив сили гравітації, одночасно не перевищуючи сили зчеплення захоплювачів робота.

Це завдання вирішують розрахунками критичного кута нахилу робота до обр'ю, коли настає момент включення генератора пневматичної тяги. Як видно зі схеми на рис. 5.10, у разі експлуатації мобільного РДО у цеховому приміщенні кут α нахилу робота до обр'ю може змінюватись у 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 такі сили: mg – сила ваги робота; N – реакція технологічного навантаження; P – сила зчеплення захоплювачів 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 й антигравітаційної сили на величину технологічної реакції, яка узагальнює будь-яке технологічне навантаження від силової операції, що виконує мобільний РДО, розглянемо останній у квазістатичному

стані із силовим навантаженням, показаним на рис. 5.11. Як і раніше, 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 збігу лінії дії реактивної тяги R із силою ваги G робота.

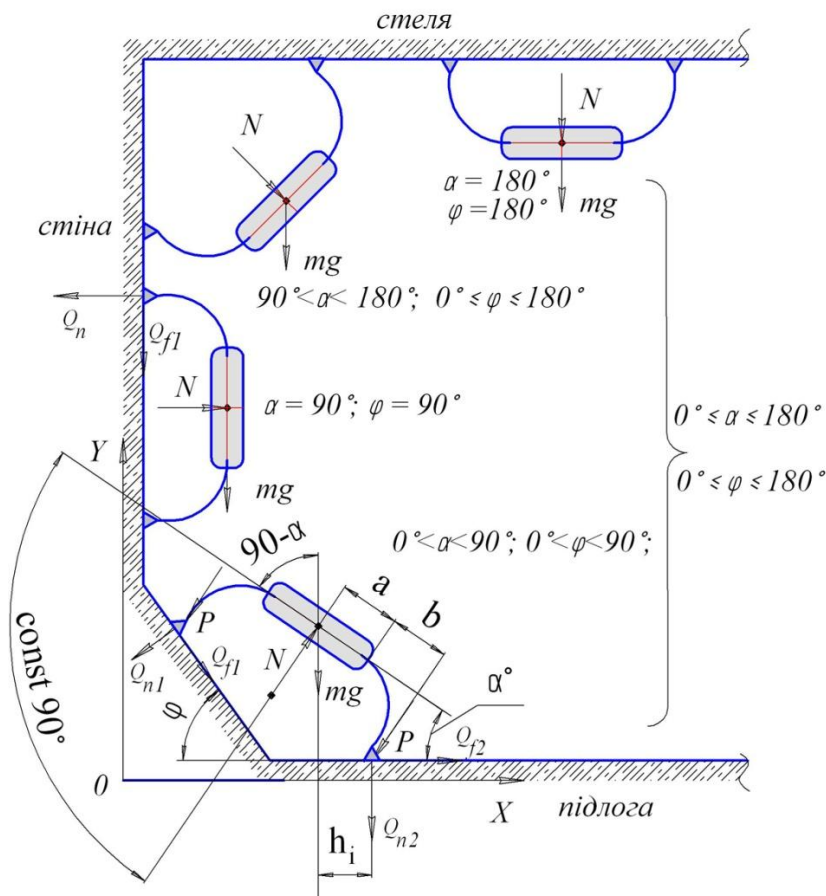


Рис. 5.10. Схема положень мобільного РДО у просторі цехового приміщення

Кільце 5 має осі b , на яких обертається внутрішнє кільце 6 на кут $0 \leq \gamma_b \leq 180^\circ$. У цьому кільці встановлено осі c , на яких обертається на кут $0 \leq \gamma_c \leq 180^\circ$ генератор тяги 7, який крізь сопла 8 нагнітає стиснене повітря у напрямку дії сили гравітації $G = mg$. Причому, якщо кільця карданового підвісу збігаються з центром ваги O_1 робота, то центр ваги O_2 генератора 7 зміщено на величину плеча h для створення обертового моменту $M_2 = m_2gh$ (де m_2 – маса генератора), щоб генератор тиску завжди повертався до збіжності його осі з напрямком дії сили гравітації $G = mg = (m_1 + m_2)g$, де m_1 – маса робота.

На рис. 5.12 сила N – це реакція сили технологічного навантаження будь-якої силової операції, а R – сила протидії гравітаційному навантаженню, що створює генератор реактивної тяги, яким оснащено мобільний РДО.

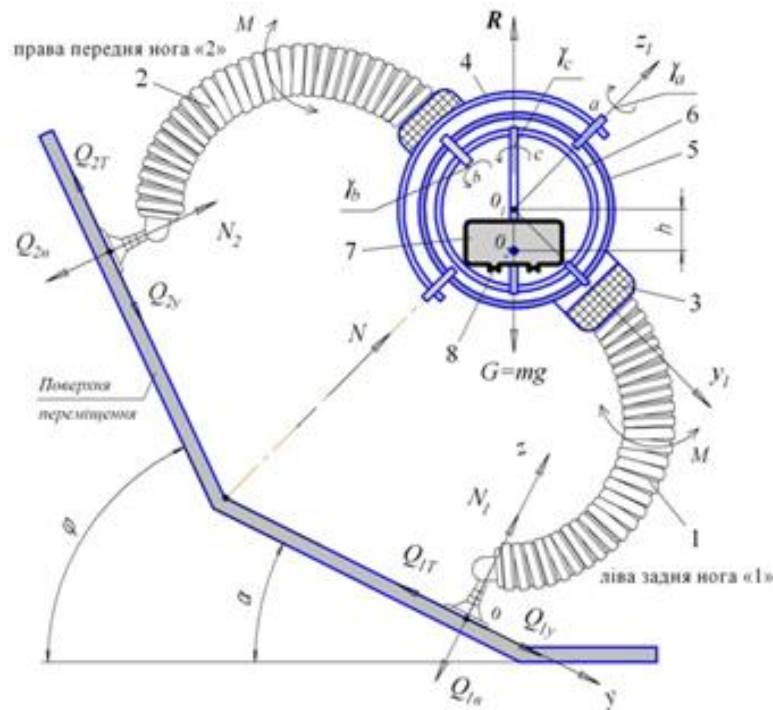


Рис. 5.11. Положення мобільного РДО на поверхнях довільної орієнтації

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 невідомі ані величина цих сил, ані їх напрямки, то кожну з них розкладемо на дві складові $Q_{1T}(Q_{1x}, Q_{1y})$, $Q_{2T}(Q_{2x}, Q_{2y})$, одна з яких паралельна до осі Ox , а друга перпендикулярна до цієї осі та лежить у відповідній площині.

Оберемо початок системи координат $Oxyz$ (рис. 5.11) у точці контакту ноги 1 із площиною переміщення, вісь Ox напрямимо паралельно до лінії перетину площин, вісь Oz перпендикулярна до першої опорної площини, вісь Oy перпендикулярна до двох попередніх осей.

Отже, координати точки опори передньої ноги відносно вибраної системи відліку визначаємо 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 становить

$$\beta = \sqrt{10 - \sqrt{100 - 120 \left(1 - \frac{\sin \beta_0 \sin 45^\circ}{\beta_0 \cos(45^\circ - \varphi_1)} \right)}}. \quad (5.60)$$

Тепер можна знайти координати центра ваги робота за такими виразами:

$$\begin{aligned} x_c &= R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ + b_1; \\ y_c &= a - R_0 \sin \beta_0 \sin 45^\circ \operatorname{tg}(45^\circ - \varphi_1); \\ z_c &= R(1 - \cos \beta). \end{aligned} \quad (5.61)$$

Вважаємо, що під час виконання 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. Під час виконання 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 й також паралельні до площини симетрії.

Оскільки слід знайти граничне (максимальне) значення технологічної реакції N , то припускаємо, що в одній із пар ніг (де менша нормальна реакція) сила тертя досягає граничного значення. У цьому випадку можна скласти три рівняння рівноваги, в які входять тільки три невідомі.

$$\begin{aligned}
\sum_{i=1}^n F_{iy} &= 0; \quad 2Q_{1y} + 2\mu N_2 - (G - G_1) \sin \alpha = 0; \\
\sum_{i=1}^n F_{iz} &= 0; \quad 2N_1 + 2N_2 - (G - G_1) \cos \alpha = 0; \\
\sum_{i=1}^n M_{ix} &= 0; \quad 2N_2 y_2 - (G - G_1) \cos \alpha y_c + (G - G_1) \sin \alpha z_c = 0,
\end{aligned} \tag{5.62}$$

де G – сила ваги; G_1 – антигравітаційна сила; α – кут нахилу площини переміщення робота до обрїю. З останнього рївняння знаходимо реакцію N_2 :

$$N_2 = b_{12} (G - G_1), \tag{5.63}$$

де $b_{12} = \frac{\cos \alpha y_c - \sin \alpha z_c}{\Delta_1}$; $\Delta_1 = 2 y_2$.

Із перших двох рївнянь (5.62) знаходимо силу тертя Q_{1y} і нормальну реакцію N_1 :

$$Q_{1y} = (G - G_1) \left(-\mu b_{12} + \frac{1}{2} \sin \alpha \right); \quad N_1 = (G - G_1) \left(-b_{12} + \frac{1}{2} \cos \alpha \right). \tag{5.64}$$

Нагадаємо, що кут α нахилу мобільного робота до обрїю технологїчного простору може змїнюватись у межах $0 \leq \alpha \leq 180^\circ$. Як видно із графіків на рис. 5.12, за певних характеристик робота (початкові умови див. у розд. 4: ваги, жорсткості педїпуляторів, потужності приводів і под.) обидві реакції N_1 та N_2 додатні до значення кута нахилу поверхні переміщення $\alpha \leq 54^\circ$ (на графіках позначено точками «а» і «б»). Інакше кажучи, за таких кутів нахилу робота до обрїю сила ваги сприяє збїльшенню технологїчного навантаження.

Це означає, що включення генератора реактивної тяги необхідне, якщо кут нахилу робота до обрїю $\alpha \geq 54^\circ$, попри те, що друга сила реакції N_2 , на відміну від першої N_1 , стає негативною тїльки коли $\alpha \geq 128^\circ$ (точка «с»). Тому для забезпечення надїйності утримання робота, щоб не допустити відриву навіть однієї з його нїг, слїд включати генератор тяги вже в разї нахилу робота до обрїю $\alpha \geq 54^\circ$.

Безумовно, значення критичного кута нахилу площї переміщення робота, тобто коли ноги робота починають проковзувати, буде змїнюватися за їнших масово-центрувальних харак-теристик робота, вказаних у розд. 4, але це не змїнює сутї автоматизованого керування генератором тяги РДО. Інакше кажучи, зі змїною характеристик робота потрібно лише ввести їх значення в отриманї вище аналітичнї залежностї. На рис. 5.13 згїдно з розробленою моделлю отримано графіки впливу сили ваги G робота та антигравітаційної сили G_1 , що розвиває генератор реактивної тяги, на нормальнї реакції у задній N_1 та передній N_2 ногах робота.

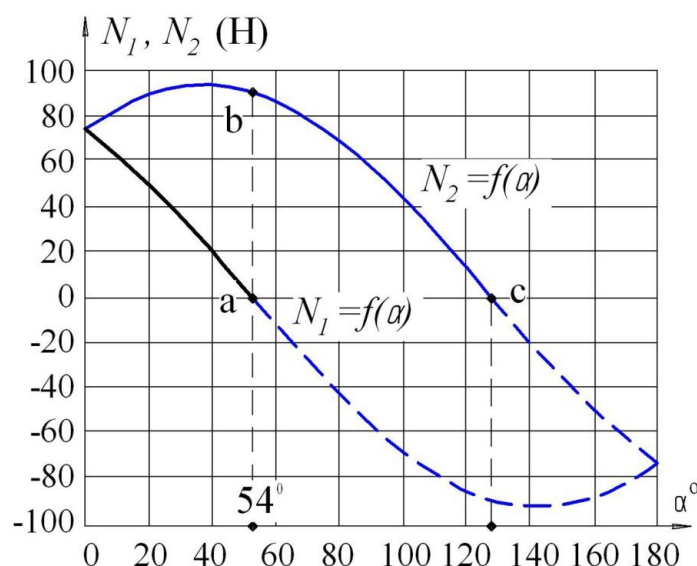


Рис. 5.12. Графіки залежності нормальних реакцій N_1, N_2 опор робота від кута α його нахилу до обр'їю

Графічні залежності (рис. 5.13) показують таке: на першій ділянці руху робота, коли кут нахилу площі переміщення $\alpha \leq 54^\circ$, а генератор тяги вимкнений, тобто його тяга дорівнює $G_1 = 0$, стрімко знижується сила нормальної реакції від опори N_2 (див. рис. 5.13), бо робот нахиляється відносно обр'їю, і стрімко зростає навантаження на іншу ногу робота, що має реакцію N_1 . На другій ділянці руху робота, коли для запобігання зриванню 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 у стані рівноваги сил навантаження. І нарешті, на третій ділянці, коли кут нахилу площі переміщення $\alpha \geq 128^\circ$, а значення сили реактивної тяги $G_1 = 1,5G$, реакції N_1, N_2 опор ногам робота знову зростають, тобто потрібне регулювання сили реактивної тяги, спрямоване на її зростання, з метою досягнення рівноваги стану робота.

Таким чином, запропонований 3-й принцип синтезу мобільних РДО – оснащення мобільного робота джерелом реактивної тяги нехімічного походження, а точніше, пневматичним генератором аеродинамічної піднімальної сили, встановленого на кардановому підвісі, – надає компенсацію або навіть сприяє повному подоланню гравітаційного навантаження, не допускаючи при цьому перетворення мобільного робота на літальний апарат, для забезпечення можливості виконання *контактних* силових технологічних операцій під час обслуговування різних промислових об'єктів.

Автоматизоване керування генератором реактивної тяги мобільного РДО, як свідчать наведені вище результати моделювання, спрямоване на створення реактивної тяги, яка не перевищує зусиль зчеплення мобільного робота з поверхнею пере-

міщення, за рахунок автоматичного регулювання сили зазначеної тяги залежно від кута нахилу робота до обр'ю технологічного простору, компенсує гравітаційне навантаження робота, забезпечуючи підвищення надійності його утримання на поверхні переміщення довільної орієнтації у просторі.

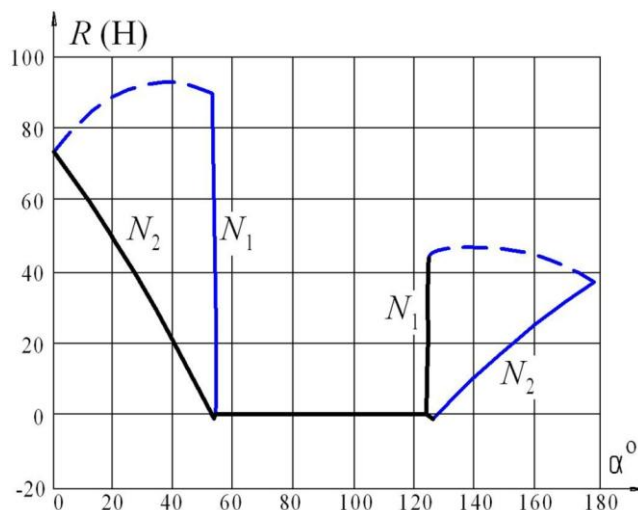


Рис. 5.13. Вплив сили ваги G та антигравітаційної сили G_1 на нормальні реакції у задній N_1 та передній N_2 ногах робота: на першій ділянці $G_1 = 0$, на другій – $G_1 = G$ і на третій ділянці $G_1 = 1,5G$

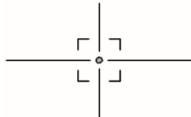
Таким чином, застосування аеродинамічної піднімальної сили мобільного РДО як засобу протидії гравітаційній силі та технологічному навантаженню дозволяє за допомогою автоматичного регулювання сили тяги залежно від кута нахилу робота до обр'ю зменшити зусилля зчеплення робота з поверхнею переміщення, а отже, і потужність приводів мобільного робота, що, у свою чергу, надає можливість підвищити надійність утримання робота на поверхні довільної орієнтації у просторі під час виконання різноманітних технологічних операцій. 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 РДО в технологічному просторі, надаючи можливість компенсації гравітаційного навантаження мобільного РДО.

Розглянутий підхід до синтезу мобільного РДО дозволяє за рахунок зменшення сумарної потужності приводів зчеплення пропорційно зменшити вагу робота, а звільнений енергетичний ресурс спрямувати на підвищення ефективності виконання як технологічних, так і транспортних операцій, виконуваних роботом у різних галузях промисловості. Застосування 3-го принципу синтезу мобільних роботів дозволяє

створювати різноманітні моделі принципово нового підкласу мобільних РДО на основі протидії гравітаційному навантаженню реактивною піднімальною силою як засобу підвищення надійності утримання роботів на поверхнях довільної орієнтації у технологічному просторі.

Контрольні запитання

1. Поясніть сутність 3-го принципу синтезу мобільних РДО.
2. Опишіть принцип технічної реалізації мобільного робота з генератором тяги.
3. Викладіть методику кінематичного аналізу підвісу генератора тяги мобільного РДО.
4. У чому полягає динамічний аналіз руху генератора тяги на кардановому підвісі?
5. Назвіть основні етапи методики розрахунку параметрів генератора тяги мобільного робота.
6. Поясніть вплив сили ваги мобільного РДО на технологічне навантаження.
7. Як впливає реактивна тяга на технологічне навантаження мобільного робота?



РОЗДІЛ 6

Експериментальні дослідження параметрів генератора тяги мобільного робота

Експериментальні дослідження, викладені у цьому розділі, є ілюстрацією апробації 3-го принципу синтезу мобільних РДО, а саме застосування реактивної піднімальної сили, як засобу протидії гравітаційному та технологічному навантаженню, що сприяє підвищенню надійності утримання мобільних РДО на поверхні переміщення довільної орієнтації під час виконання технологічних операцій. Класичним методом апробації вказаного принципу синтезу є постановка екстремального повнофакторного експерименту (ПФЕ), який дозволяє не тільки апробувати доцільність застосування пневматичної реактивної тяги для мобільних РДО, але й здійснити пошук оптимальних або, що коректніше, квазіоптимальних значень технологічних режимів (факторів), що визначають ефективність роботи пневматичного генератора тяги.

Спочатку сформулюємо завдання постановки ПФЕ, далі опишемо методику експерименту й виконаємо дисперсійний і регресійний види аналізу отриманих експериментальних даних, включаючи перевірку отриманої регресійної моделі на адекватність реальному процесу. Насамкінець дослідимо регресійну та аналітичну моделі генератора тяги для мобільних РДО у технологічному просторі.

6.1. Постановка завдання експериментальної оптимізації параметрів генератора тяги

Оптимізація параметрів будь-якої ТС, зокрема й такої, як мобільний РДО, передбачає наявність конкретного виду математичної моделі цільової функції, що пов'язує критерій оптимізації з керованими факторами досліджуваної ТС. Щодо генератора тяги мобільного РДО, то як такий критерій може бути взято реактивну піднімальну силу (реактивну тягу), спрямовану на компенсацію гравітаційного навантаження для підвищення надійності утримання мобільного РДО на поверхні довільної орієнтації. Однак через множину факторів, що впливають на величину реактивної тяги, отримати цільову функцію досить складно, що обумовлює застосування статистичних методів дослідження. Одним із 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 у підрозд. 5.6 та 5.7, дозволили здійснити апріорний аналіз впливу параметрів пневматичного генератора реактивної тяги на аеродинамічну піднімальну силу. Отримані у розд. 5 аналітичні залежності між реактивною тягою та параметрами генератора є основою керування процесом протидії гравітаційному навантаженню на мобільний РДО. Між тим 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 необхідне проведення повнофакторного експерименту, що передбачає отримання якщо не оптимальних, то, принаймні, квазіоптимальних значень параметрів і режимів функціонування генератора тяги для мобільного РДО.

Як відомо, під час проведення факторних експериментів функцією відгуку служить неповний квадратичний поліном, який для трьох факторів має вигляд [149, 151]:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^3 b_i x_i + \sum_{i,j}^3 b_{ij} x_i x_j + b_{1,2,3} x_1 x_2 x_3. \quad (6.1)$$

Кількість дослідів $N = n^k m$, де n – кількість рівнів варіювання факторів; k – кількість факторів; m – кількість повторних реалізацій кожного досліду, виконване з метою гарної відтворюваності результату досліду та зменшення дисперсій помилок вимірів. Таким чином, у нашому випадку треба провести $N = 2^3 8 = 64$ дослідів.

Крім того, для проведення факторних експериментів слід знати, до якого класу формул належить цільова функція. У роботі [150] зазначено, що переважну більшість процесів можна описати двома класами формул. До першого належать формули, в 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 зведені до першого за допомогою логарифмування як одного з методів лінеаризації функцій.

Нехай на етапі постановки завдання цільова функція у вигляді добутку окремих функцій незалежних факторів матиме вигляд

$$R = C_0 f_1 [F_i(d, n)] f_2(p_j) f_3(Q_k) \rightarrow \max \quad (6.2)$$

за обмежень

$$\frac{\pi d^2}{4} \leq F_i(d, n) \leq \left(\frac{\pi d^2}{4} n \right);$$

$$p_{\min} < p_j \leq p_{\max};$$

$$m_{\min} \leq Q_k \leq (m_{\max} + N),$$
(6.3)

де R – 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, обумовлена діаметром d отворів витікання газу та їх кількістю n ; Q – навантаження на мобільний робот масою m ; N – технологічне навантаження на робот під час виконання якої-небудь силової технологічної операції.

Перше з обмежень змінних функції (6.2) вказує, що сопел для витікання газу може бути від одного до декількох, а площу їх поперечного перерізу, має бути достатньою для створення реактивної піднімальної сили. Друге обмеження регламентує, що міжнародний стандарт для сучасних пневматичних систем передбачає їхню роботу в діапазоні тисків $p_i = (1 \dots 10) \cdot 10^5$ Па. Третє обмеження визначає необхідний і припустимий діапазони 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) має гіпотетичний характер, тому спочатку необхідно визначити, хоча б у першому наближенні, вид передбачуваної емпіричної формули, що відображає факторні залежності.

Таким чином, завдання ПФЕ зводиться до такого:

1. Для розроблення плану ПФЕ на основі результатів попередньої серії дослідів визначити, до якого типу функцій можуть бути віднесені факторні залежності керування режимами роботи генератора тяги мобільного РДО.

2. Застосувавши регресійний аналіз статистичних даних ПФЕ, отримати конкретний вид експериментальної моделі функції відгуку та пов'язати критерій оптимізації (реактивну тягу) з параметрами керування аеродинамічною піднімальною силою мобільного РДО.

3. Визначити, щонайменше, квазістатичні значення параметрів генератора тяги, що визначають максимум цільової функції, або, за термінологією ПФЕ, функції відгуку у факторному просторі.

Найбільш прийнятним науковим інструментом розв'язку вказаної задачі є проведення екстремального ПФЕ, що належить до класу активних експериментів. Цей

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, ураховувати їхню взаємодію.

6.2. Методика експериментальних досліджень, обладнання та техніка вимірювань

Відповідно до поставленого завдання експериментальні дослідження керування процесом створення пневматичної реактивної тяги мобільного РДО виконано за такою методикою:

- визначення виду функції відгуку за допомогою аналізу попередньої серії дослідів керування режимами генератора тяги;
- проведення ПФЕ з варіюванням 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 та статистична перевірка адекватності отриманої моделі реальному процесу керування генератором тяги;
- визначення напряму пошуку області оптимуму на основі порівняльного аналізу аналітичного та емпіричного моделювання керування процесом створення пневматичної аеродинамічної піднімальної сили мобільного РДО;
- чисельний аналіз функції відгуку та визначення координат умовного екстремуму цільової функції.

Для проведення досліджень був створений експериментальний стенд, принципову схему якого показано на рис. 6.1, а загальний вигляд – на рис. 6.2. Стенд оснащений джерелом 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, контрольований манометром 6. Стиснене повітря, проходячи через множину сопел 9, створює реактивну тягу, у результаті чого генератор тяги 5 переміщується по напрямних поступальної кінематичної пари 7, установлені на нерухомій основі 8. Силу створюваної реактивної тяги виміре цифровий динамометр 10.

Створення зовнішнього силового навантаження на генератор тяги 5 здійснювалося безштоковим пневматичним циліндром 11, установленим на кронштейні 12. Стиснене повітря в силовий циліндр подавалося за допомогою електромагнітного

пневматичного розподільника 13 керованим контролером 14. На рис. 6.2 показано загальний вигляд експериментального стенда із пневматичним генератором тяги для мобільного РДО: джерело надлишкового тиску в камері генератора тяги 1 – безолійний поршневий компресор 2 моделі Gentilin CS 240/24 (Італія), що створює тиск до 8 бар, із продуктивністю подавання стисненого повітря 150 л/хв. Контроль тиску здійснювався манометром 3, а величина тиску задавалася регулятором тиску 4 у діапазоні 2...8 бар.

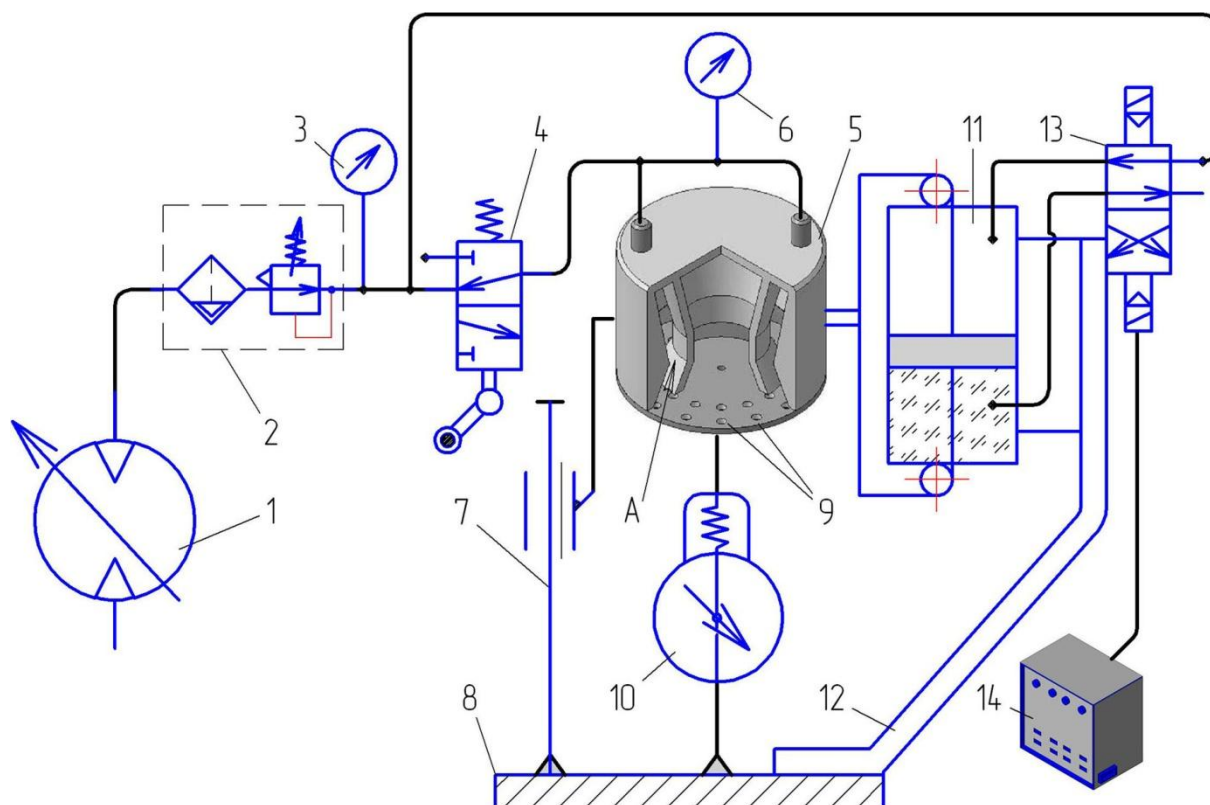


Рис. 6.1. Принципова схема експериментального стенда

Зовнішнє навантаження на генератор тяги створювалося безштоковим пневматичним циліндром 5 моделі DNT-40-400-PPV, з'єднаним з аналоговим датчиком переміщення 6 і керованим контролером позиціонування 7 моделі SPC200 виробництва компанії FESTO з модулем інтерфейсу моделі SPC200-SCU-AIF і панеллю керування 8 моделі SPC200-MMI-1.

Силу пневматичної тяги вимірювали цифровим динамометром 9 моделі Weiheng WH-A08 із зусиллям до 50 кг, що має похибку вимірювання ± 5 г при зусиллі 0...10 кг та ± 10 г у діапазоні зусиль 10...45 кг.

Процес створення реактивної піднімальної сили генератором тяги відбувався з варіюванням таких факторів (незалежних змінних): F – ефективної площі сопел за допомогою зміни кількості n отворів сопел діаметром d з регулюванням тиску p

у генераторі тяги й силовим навантаженням Q на екстремальних рівнях згідно з матрицею планування експерименту, як це показано у табл. 6.1 та 6.3.



Рис. 6.2. Експериментальний стенд генератора тяги

У процесі експерименту від компресора (рис. 6.2) стиснене повітря подавалось у генератор тяги 1 (рис. 6.3), встановлений на кільцях 2 карданового підвісу, через штуцери 3. У результаті в камері «А» створювалась зона підвищеного тиску. Стиснене повітря, стікаючи через сопла 4 мембран 5, утворювало реактивну тягу. Оскільки умови проведення ПФЕ 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.

Експериментальні дослідження провели у два етапи.

На першому етапі виконано серію попередніх дослідів для визначення в першому наближенні придатності найбільше часто використовуваних емпіричних залежностей.

На другому етапі поставлено повнофакторний екстремальний (з регулюванням факторів на двох рівнях: *max* і *min*) експеримент для отримання регресійної моделі пневматичного генератора тяги мобільного РДО.

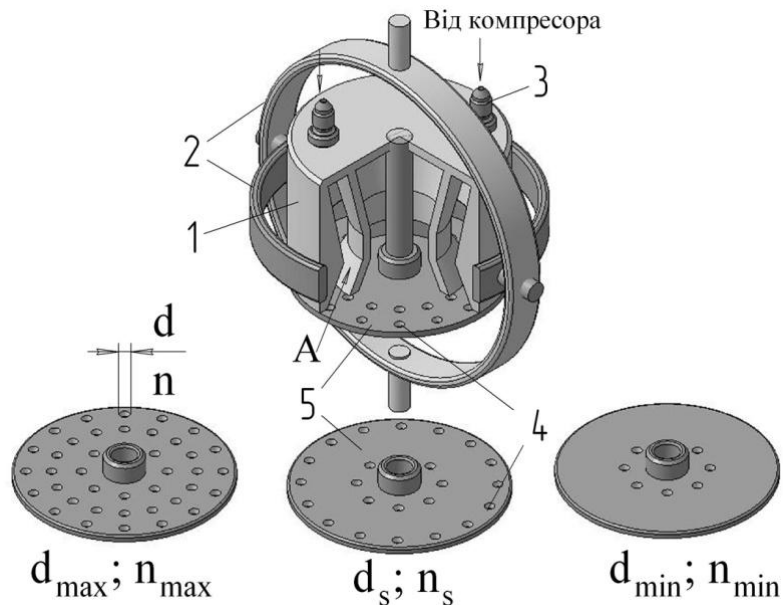


Рис. 6.3. Пневматичний генератор тяги зі змінними мембранами

6.3. Визначення виду факторних залежностей генератора тяги

Щоб визначити орієнтовний вигляд факторної залежності, використовуємо методику, запропоновану в монографії [148]. У табл. 6.1 зазначено інтервали варіювання факторів (незалежних змінних) F , p , Q з урахуванням обмежень (6.3), а також емпіричні значення функцій $R(F)$, $R(p)$, $R(Q)$, отримані в результаті попередніх дослідів.

У табл. 6.2 виконано порівняння придатності емпіричних залежностей, що найбільше часто трапляються, у такий спосіб. Для факторів F , p , Q і функцій \bar{R} обчислено й наведена середньоарифметичні $\frac{x_1 + x_8}{2}$, середньгеометричні $\sqrt{x_1 x_8}$ та середньгармонічні значення $\frac{2x_1 x_8}{x_1 + x_8}$.

Якщо значень \bar{R} немає в ряді наведених даних табл. 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 і для функції \tilde{R}_{Tj} від фактора $\bar{p}_j = \bar{x}_j$, а також для значень функції R_{Tk} від фактора $\bar{p}_k = \bar{x}_k$.

Таблиця 6.1

Варіювання факторів реактивної тяги

Змінна величина	Дослід							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$F_i = n(\pi d^2/4) \cdot 10^{-3}, m^2$ $n_i \rightarrow Var = 10...80; \text{ при } d = 0,003, m$	0,71	1,4	2,1	2,8	3,5	4,2	4,9	5,7
	10	20	30	40	50	60	70	80
$R_i(F), H; n = Var$ за $p^{\max} = const$ $Q_{\min} = 50 \leq R = const$	69	138	207	276	345	414	483	552
	19	88	157	226	295	364	433	502
$p_j \cdot 10^5, \text{ Па}$	1	2	3	4	5	6	7	8
$R_j(p), H; F^{\max} = const; n^{\max} = 80$ $Q = R - 50 = const$	0	144	216	280	344	416	480	544
	-50	94	166	230	294	355	430	494
$Q_k = m(\kappa z) \cdot 9,8M / c^2, H$	50	100	150	200	250	300	350	400
$R_k(Q) H; \text{ за } F = const$ $p = const$	-50	44	66	80	94	116	130	144

Щоб перевірити придатність кожної емпіричної формули з наведених у табл. 6.2, порівнюємо значення розбіжностей $|\tilde{R}_T - \bar{R}|$ та оцінюємо їх так: «+1» – мінімальна різниця, підходить щонайкраще; «0» – різниця $|\tilde{R}_T - \bar{R}|$ невелика, підходить мало; «-1» – велика розбіжність значень $|\tilde{R}_T - \bar{R}|$, не підходить.

Із табл. 6.2 стає очевидно, що для залежності $R = f(F)$ якнайкраще підходить лінійна залежність $y = cx + b$, на яку вказує мінімальна різниця значень $|\tilde{R}_T - \bar{R}| = 0$. Для залежності $R = f(p)$ мінімальна різниця значень $|\tilde{R}_T - \bar{R}| = 2,88$, тобто краще інших підходить вигляд формули $y = c \ln x + b$, а для залежності $R = f(Q)$ краще за інші формули підходить вираз $y = \frac{1}{cx + b}$.

Визначення факторних залежностей

Типи залежностей, значення факторів F, p, Q та функцій \bar{R}, \tilde{R}_T						Вибір емпіричної формули		
№ з/п	Тип	$\bar{F}_i = \bar{x}_i$ $\bar{p}_j = \bar{x}_j$ $\bar{Q}_k = \bar{x}_k$	$R_i = y_i$ $R_j = y_j$ $R_k = y_k$	$\bar{R}_{i,j,k}$	$\tilde{R}_{T_{i,z,k}}$	$ R_T - \bar{R} $	Вид формули	Індекс
I	$\frac{x_1 + x_8}{2}$	45		260,5	260,5	0	$y = cx + b$	+1
		4,5	$\frac{y_1 + y_8}{2}$	222	198	24		-1
		225		47	55	8		-1
II	$\sqrt{x_1 x_8}$	28,28		97,7	145,13	47,43	$y = cx^b$	-1
		2,83	$\sqrt{y_1 y_8}$	157,16	153,76	3,4		0
		141,42		84,85	91,59	6,74		-1
III	$\frac{x_1 + x_8}{2}$	45		97,7	122,5	24,8	$y = cb^x$	-1
		4,5	$\sqrt{y_1 y_8}$	157,16	130	27,16		-1
		225		84,85	87	2,15		0
IV	$\frac{2x_1 x_8}{x_1 + x_8}$	17,78		260,5	279,7	19,2	$y = c + \frac{b}{x}$	-1
		1,78	$\frac{y_1 + y_8}{2}$	222	214,6	7,4		-1
		153,19		47	64,6	17,6		-1
V	$\frac{x_1 + x_8}{2}$	45		36,61	53,5	16,89	$y = \frac{1}{cx + b}$	-1
		4,5	$\frac{2y_1 y_8}{y_1 + y_8}$	111,26	130	18,74		-1
		225		74,22	73	1,22		+1
VI	$\frac{2x_1 x_8}{x_1 + x_8}$	17,78		36,61	72,69	36,08	$y = \frac{x}{cx + b}$	-1
		1,78	$\frac{2y_1 y_8}{y_1 + y_8}$	111,26	150,16	38,9		-1
		153,19		74,22	66,89	7,33		-1
VII	$\sqrt{x_1 x_8}$	28,29		260,5	235,29	25,21	$y = c \ln x + b$	-1
		2,83	$\frac{y_1 + y_8}{2}$	222	219,12	2,88		+1
		141,42		47	61,95	14,95		-1

Аналіз факторних залежностей дозволив конкретизувати вигляд передбачуваної емпіричної залежності (6.2) і записати її у формі добутків функцій:

$$y = C_0(cx_i + b)(c \ln x_j + b) \left(\frac{1}{cx_k + b} \right) \rightarrow \max, \quad (6.5)$$

Враховуючи прийнятих раніше позначень факторів у виразі (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 сопел як функція від їх 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 орієнтовним і виконаний тільки з метою уточнення завдання наступних досліджень, сутність яких зводиться до визначення числових значень параметрів цільової функції. Більше того, функція (6.6) нелінійна, оскільки містить логарифмічну та гіперболічну складові (окрім першої лінійної).

Зрозуміло, що її можна звести до лінійного вигляду за допомогою розкладання в ряд Тейлора, однак у цьому випадку різко зростає кількість параметрів, що підлягають визначенню, а згідно з методичними вказівками [149] під час проведення ПФЕ не рекомендується збільшувати параметри цільової функції. З

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 сопел генератора пневматичної тяги. Така корекція проведення ПФЕ виправдана ще й тим, що цей фактор безпосередньо впливає на ефективну площу поперечного перерізу сопел, крім їх кількості в генераторі, а отже і на величину реактивної тяги досліджуваного генератора.

Враховуючи описану корекцію, запишемо гіпотетичну функцію (6.2) у такому вигляді:

$$R = C_0 f_1(n) f_2(p_j) f_3(d_k) \rightarrow \max \quad (6.7)$$

за обмежень

$$\begin{aligned} \frac{\pi d^2}{4} n_{\min} \leq F_i(d, n) \leq \left(\frac{\pi d^2}{4} n_{\max} \right); \\ p_{\min} < p_j \leq p_{\max}; \\ d_{\min} \leq d_k \leq d_{\max}, \end{aligned} \quad (6.8)$$

де R – 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 отворів витікання газу і їх кількістю n ; p_j – тиск у соплах генератора тяги, бар.

Відповідно до прийнятих обмежень (6.8) під час проведення ПФЕ фактори цільової функції варіювалися в 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 сопел; p_j – тиск у соплах діаметром d_k .

Усього було проведено $N = n^k m = 2^3 8 = 64$ дослідів, де n – кількість рівнів варіювання факторів (*max*, *min*); k – кількість факторів; m – кількість повторних реалізацій кожного дослідів, виконуваного з метою гарної відтворюваності результату дослідів та зменшення дисперсій помилок вимірювань.

Під час проведення факторних експериментів використовують кодовані значення змінних, що значно полегшує й обчислення постійних коефіцієнтів, і дослідження отримуваної згодом регресійної моделі функції відгуку. Тому облишимо систему координат змінних n , p , d у натуральному вимірі (6.9) й застосовуватимемо безрозмірну систему координат x_1, x_2, x_3 .

Використовуючи формулу [149, с. 117], перетворимо незалежні змінні на безрозмірні змінні:

$$x_i = \frac{2(\ln \tilde{x}_i - \ln \tilde{x}_{i \max})}{\ln \tilde{x}_{i \max} - \ln \tilde{x}_{i \min}} + 1, \quad (6.10)$$

де \tilde{x}_i – натуральний вимір змінних. 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 та збігаються з початком системи координат.

Результати кодування верхнього та нижнього рівнів варіювання факторів зведено в табл. 6.3.

Із табл. 6.3 знаходимо вирази для безрозмірних змінних:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= \frac{2(\ln \tilde{x}_1 - 4,38)}{4,38 - 2,3} + 1 = 0,95 \ln \tilde{x}_1 - 3,19; \\
 x_2 &= \frac{2(\ln \tilde{x}_2 - 2,08)}{2,08 - 0,69} + 1 = 1,44 \ln \tilde{x}_2 - 1,99; \\
 x_3 &= \frac{2(\ln \tilde{x}_3 + 5,40)}{-5,40 + 6,91} + 1 = 1,32 \ln \tilde{x}_3 + 8,15.
 \end{aligned}
 \tag{6.11}$$

Таблиця 6.3

Рівні зміни факторів

Рівні факторів	<i>n</i>		<i>p</i> , bar		<i>d</i> , м	
	\tilde{x}_1	$\ln \tilde{x}_1$	\tilde{x}_2	$\ln \tilde{x}_2$	\tilde{x}_3	$\ln \tilde{x}_3$
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

Модель ПФЕ типу $n^k = 2^3$ подають 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 наведено результати експериментальних досліджень впливу параметрів пневматичного генератора на величину реактивної тяги *R*. У верхній частині таблиці наведено матрицю плануванні ПФЕ, відповідно до якої виконувалося варіювання кожного із факторів: *n* – кількості отворів сопел, *p* – тиску в соплах діаметром *d* на двох екстремальних рівнях +1 (*max*) та -1 (*min*). У нижній частині табл. 6.4 стовпці відображають отримане значення реактивної тяги, що відповідає рівням варіювання факторів, а рядки містять результати відтворення кожного дослід. У стовпці \overline{R}_i наведено усереднені значення реактивної тяги, а у 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 дослід; *m* – кількість досліджених точок у плані; \overline{y}_i – середній відгук за кількістю повторних дослідів у відповідній точці матриці плану ПФЕ.

Матриця планування ПФЕ та результати експерименту

Номер точок 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	+	+	+	-	
Номер точок плану	Параметри оптимізації (для реалізації дослідів $m \rightarrow R_1 \dots R_8$); $\bar{y}_i = \ln \bar{R}_i$											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
										$\sum_1^n (y_i - \bar{y}_i)^2$	0,0004	

Якщо $i = 0$ обчислюють коефіцієнт b_0 . Під час варіювання кожного фактора на двох рівнях (+1 та -1) обчислення зводяться до приписування стовпцю y_i знаків (+, -) стовпця відповідного фактора та алгебраїчному додаванню отриманих значень. Наступне ділення отриманого результату на кількість досліджених точок ($n = 8$) у плані дає шуканий коефіцієнт:

$$\begin{aligned} b_0 &= 4,22; \quad b_1 = 1,04; \quad b_2 = 0,67; \quad b_3 = 0,75; \\ b_{12} &= 0,005; \quad b_{13} = 0; \quad b_{23} = -0,0025; \\ b_{123} &= -0,0025. \end{aligned}$$

Обчисливши, таким чином, значення коефіцієнтів і підставивши їх у рівняння (6.12), отримуємо 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 рівняння (6.14) як регресійну модель функції відгуку, його згідно з методикою ПФЕ слід піддати статистичній. перевірці

6.4. Статистичний аналіз результатів експерименту

Згідно з вимогами регресійного аналізу слід перевірити однорідність дисперсій експериментальних даних за табл. 6.4.

Оскільки теоретичні значення дисперсій невідомі, то їх однорідність перевіряємо на підставі статистичних оцінок отриманого емпіричного матеріалу, для чого визначаємо дисперсію i -го дослідження за формулою [149, с. 120]

$$S_i^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{k=1}^m (y_{ik} - \bar{y}_i)^2, \quad i=\overline{1, n}; \quad k=\overline{1, m}, \quad (6.15)$$

а результати розрахунків зводимо в табл. 6.5, де в останньому стовпці наведено порядкові дисперсії з визначенням максимального їх значення та сума всіх дисперсій.

Однорідність дисперсій перевіряємо за критерієм Кохрена як відношення максимальної порядкової дисперсії до суми всіх дисперсій:

$$G = \frac{S_{\max}^2}{\sum_{i=1}^n S_i^2} = \frac{0,0039}{0,0147} = 0,2653. \quad (6.16)$$

Розрахунки дисперсії відтворення дослідів

<i>n</i>	<i>m</i>								$\sum_{k=1}^m (y_{ik} - \bar{y}_i)^2$	S_i^2
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII		
	$(y_{ik} - \bar{y}_i)^2$									
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 $S_{m,n}^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i^2 = 0,0018$									$\sum_{i=1}^n S_i^2 = 0,0147$	

Взявши рівень значимості (зазвичай $q = 0,05$) і визначивши числа степенів вільності: $f_1 = m - 1 = 7$; $f_2 = n = 8$, за таблицею [4] додатка знаходимо критичне відношення $G_{кр} = 0,4137$ і порівнюємо його з розрахунковим:

$$G = 0,2653 < G_{кр} = 0,4137.$$

Результат цього порівняння дозволяє прийняти гіпотезу про однорідність дисперсій, що, у свою чергу, дає змогу використовувати емпіричний матеріал табл. 6.3 для отримання апроксимуючої моделі функції відгуку.

Значимість коефіцієнтів рівняння регресії (6.14) перевіримо за допомогою t -критерію Стюдента. Для цього знаходимо дисперсію помилки визначення коефіцієнтів:

$$S_{b_i}^2 = \frac{1}{mn} S_{mn}^2 = \frac{0,0018}{64} = 0,000028125, \quad S_{b_i} = 0,0053. \quad (6.17)$$

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:

$$t_i = \frac{|b_i|}{S_{b_i}}; \quad t_0=796; \quad t_1=196; \quad t_2=126; \quad t_3=143; \quad t_{12}=0,94; \quad t_{23}=0,47; \quad t_{123}=0,047,$$

де індекси критеріїв відповідають індексам коефіцієнтів рівняння регресії (6.14).

Щоб знайти критичне значення $t_{кр}$, за табл. П2 додатка [151] визначимо кількість степенів вільності $f^* = n(m - 1) = 56$ та, взявши 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 із табличним $t_{кр} = 2$, доходимо висновку, що треба виключити з рівняння (6.14) коефіцієнти парної взаємодії факторів x_{12} , x_{23} і потрібної взаємодії x_{123} як статистично незначущі. Немає потреби перераховувати інші коефіцієнтів, тому що в ортого-нальному плануванні ПФЕ усі коефіцієнти незалежні.

Враховуючи викладене, рівняння (6.14) перепишемо у такому вигляді:

$$y = 4,22 + 1,04x_1 + 0,67x_2 + 0,75x_3. \quad (6.18)$$

Перед тим, як проаналізувати отриману регресійну модель цільової функції (6.7) у вигляді рівняння (6.18), слід перевірити адекватність моделі даним експерименту за допомогою оцінювання відхилень значень y (табл. 6.4), обчислених за

рівнянням (6.18), від експериментально встановлених і усереднених за кількістю паралельних дослідів у точках факторного простору \bar{y} .

Згідно із вказівками [149, с. 121], підставимо у формулу (6.18) значення +1 та -1 відповідно до матриці планування ПФЕ, потім знайдемо розрахункові значення y та занесемо їх у табл. 6.4.

Щоб перевірити адекватність моделі, використаємо критерій Фішера:

$$S_a^2 = \frac{m}{n-k} \sum_{i=1}^8 (\bar{y}_i - y_i)^2 = 0,0008, \quad (6.19)$$

де y_i – значення функції відгуку, обумовлене рівнянням (6.18) для кожного дослідів; $k = 4$ – кількість членів апроксимуючого полінома у вигляді зазначеного рівняння.

Тоді розрахункове значення F -критерію (дисперсійне відношення) становитиме

$$F = \frac{S_a^2}{S_{m,n}^2} = 0,0008 / 0,0018 = 0,444.$$

Кількість степенів вільності $f_1 = n - k = 4$; $f_2 = n(m - 1) = 56$.

За табл. 48 додатка [149] для рівня значущості $q = 0,05$ визначаємо критичне значення параметра $F_{кр} = 2,56$.

Згідно з методикою ПФЕ, якщо співвідношенні $F < F_{кр}$, модель визнають адекватною реальному процесу. Результат порівняння $F = 0,571 < F_{кр} = 2,56$ дозволяє констатувати адекватність рівняння регресії (6.18) реальному процесу витікання газу в генераторі тяги залежно від кількості n сопел, діаметрів d отворів їх поперечного перерізу та тиску p у генераторі тяги.

Щоб оцінити внесок коефіцієнтів регресії у рівняння моделі, використовуємо множинний коефіцієнт кореляції, результат розрахунків якого за даними табл. 6.6

$$K = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - y_i)^2}{\sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \bar{y})^2}} = 0,99998. \quad (6.20)$$

Коефіцієнт кореляції може змінюватися в межах $0 \leq K \leq 1$, де рівність нижній межі свідчить про відсутність будь-якого впливу, внесеного коефіцієнтом регресії, і навпаки, рівність верхній межі вказує на те, що рівняння регресії повністю описує результати експерименту.

У нашому випадку, з урахуванням даних табл. 6.6, коефіцієнт кореляції $K = 0,9998$, отже рівняння регресії (6.18) фактично повністю описує результати експерименту.

Розрахунок коефіцієнта кореляції

Номер 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	$\bar{y} = 4,218$	$\sum (\bar{y}_i - \bar{y})^2 = 16,78; \sum (\bar{y}_i - y)^2 = 0,0004$	

6.5. Дослідження регресійної моделі функції відгуку

Рівняння (6.18) у кодованих змінних встановлює статистичну залежність між параметром оптимізації та факторами, тобто змінними кількості сопел, діаметром їх поперечного перерізу та тиском у них.

Аналізуючи величину та знак кожного коефіцієнта регресії (6.18), можна отримати достовірну (тому що адекватність моделі перевірена за критерієм Фішера, див. формулу (6.19)) інформацію про вплив факторів на параметр оптимізації та виробити стратегію пошуку екстремуму цільової функції. У рівнянні (6.18) коефіцієнти при змінних x_1 , x_2 позитивні, отже, збільшення кількості сопел у генераторі тяги й тиску в соплах викликає зростання аеродинамічної піднімальної сили генератора тяги. Такий самий ефект спостерігається і в разі збільшення діаметра, точніше площі поперечного перерізу їх сопел. Однак домінуючий вплив, судячи зі значення коефіцієнта, виявляє кількість сопел і, меншою мірою, тиск у них порівняно зі збільшенням внутрішнього діаметра сопел генератора тяги. Інші коефіцієнти за парного x_{12} , x_{23} , а також потрійної x_{123} взаємодії факторів були виключені як статистично незначущі згідно із критерієм Стьюдента (див. вираз (6.17)).

Зазначимо, що вплив ефектів взаємодії проявляється тільки на комбінаціях факторів і не поширюється на аналіз впливу кожного фактора окремо. Автономний вплив факторів, як указано вище, визначається величиною та знаком коефіцієнтів при них. Отримані дані вказують напрям пошуку оптимуму, але ще не дозволяють визначити оптимальні або, принаймні, квазіоптимальні параметри генератора тяги.

Щоб знайти координати екстремуму, перевіримо можливість його існування у заданій обмеженнями (6.8) області факторного простору. Із цією метою підставимо кодовані значення змінних (6.11) у рівняння (6.18) і потенціюючи, отримаємо шуканий вираз цільової функції (6.7) у натуральному вираженні:

$$R = e^{5.68} (n)^{0.988} (p)^{0.965} (d)^{0.99}, \quad (6.21)$$

де $e = 2,72$ – постійний коефіцієнт, основа натуральних логарифмів.

Умова існування екстремуму цільової функції (6.21) у деякій точці факторного простору з координатами (n_0, p_0, d_0) має вигляд

$$\frac{\partial R}{\partial n}(n_0) = \frac{\partial R}{\partial p}(p_0) = \frac{\partial R}{\partial d}(d_0) = 0. \quad (6.22)$$

У геометричній інтерпретації умова (6.22) має визначати рівність кутів нахилу дотичних до кривої функціональної залежності в однойменних точках $k_n(n_0, R)$ та $k_d(d_0, R)$ за $p_i = p_0$. Однак, як видно із графіків на рис. 6.4 та 6.5, відзначені кути не рівні.

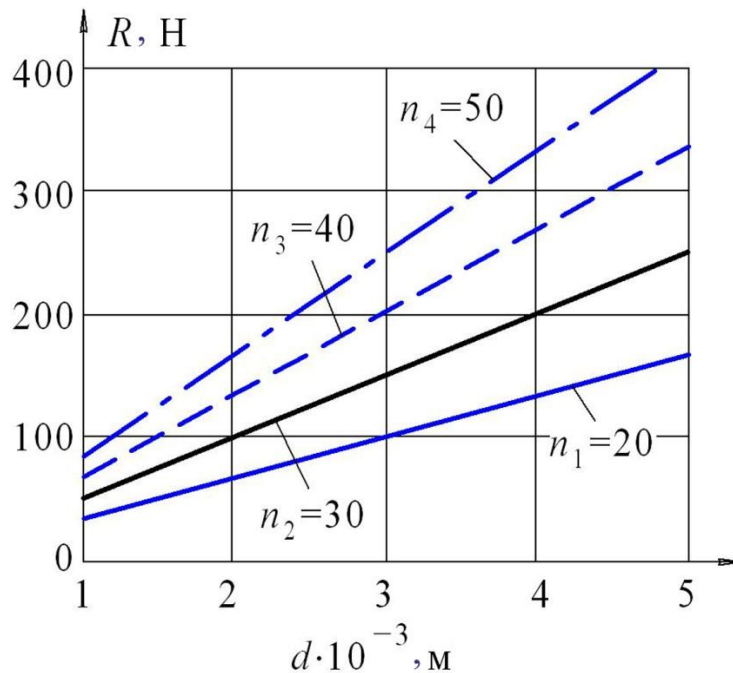


Рис. 6.4. Залежність сили тяги R від діаметрів d отворів і кількості n сопел за сталого тиску ($p = 6$ бар)

Отже, умова (6.22) для значень факторів усередині області варіювання не виконується. У цьому випадку завдання оптимізації можна вирішувати аналітично як завдання на умовний екстремум цільової функції за допомогою відшукування екстремальних значень параметра оптимізації на межах факторного простору.

У цьому разі нас цікавить максимальне значення сили реактивної тяги R у заданих межах (6.9) варіювання трьох незалежних факторів: кількості сопел n , надлишкового тиску p у них і діаметрів d поперечного перерізу сопел.

Тому знайдемо частинні похідні за кожною незалежною змінною (6.21):

$$\begin{aligned}\frac{\partial R}{\partial n} &= 0.988e^{5.68}(n)^{-0.012}(p)^{0.965}(d)^{0.99}; \\ \frac{\partial R}{\partial p} &= 0.965e^{5.68}(n)^{0.988}(p)^{-0.035}(d)^{0.99}; \\ \frac{\partial R}{\partial d} &= 0.99e^{5.68}(n)^{0.988}(p)^{0.965}(d)^{-0.01}.\end{aligned}\tag{6.22}$$

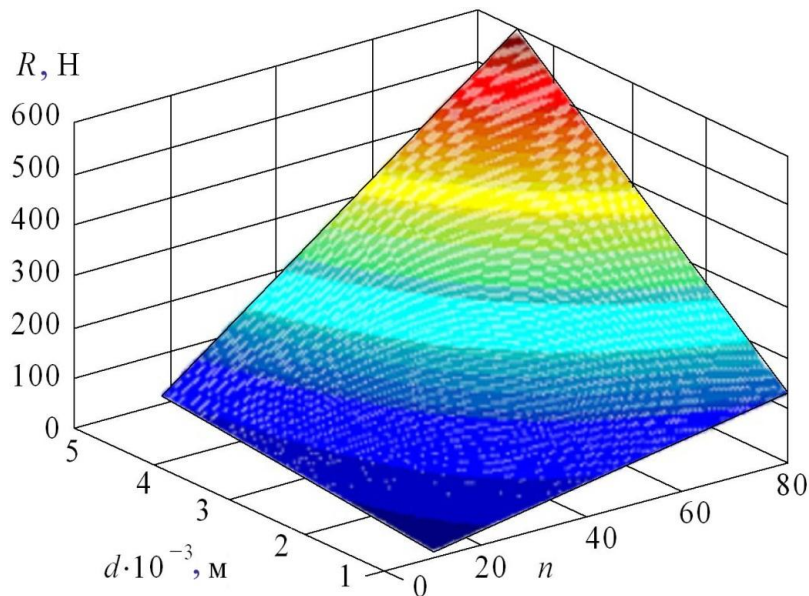


Рис. 6.5. Залежність сили тяги R від кількості n сопел і діаметрів d отворів за сталого тиску ($p = 6$ бар)

Із формул (6.22) видно, що частинні похідні набувають додатних значень за усіх значень змінних, заданих виразами (6.9). Звідси випливає, що функція R (реактивної тяги) зростає зі зростанням кожної змінної і досягає максимального значення на межах факторного простору, тобто за максимальних значень змінних:

$$R_{\max} = e^{5.68}(n_{\max})^{0.988}(p_{\max})^{0.965}(d_{\max})^{0.99}.\tag{6.23}$$

Таким чином, у результаті експерименту встановлено, що керування силою реактивної тяги R може бути здійснене за лінійною залежністю від трьох незалежних факторів: кількості сопел n , надлишкового тиску p у них і діаметрів d поперечного перерізу сопел.

6.6. Вплив параметрів генератора тяги на величину реактивної піднімальної сили мобільного робота

Отримане у результаті експериментальних досліджень рівняння регресії (6.18), з урахуванням перевірки його адекватності реальному процесу за критерієм Фішера та значення коефіцієнта кореляції (6.20), дозволяє із досить високим ступенем ймовірності судити про внесок змінних факторів n , p та d у керування силою реактивної тяги R за коефіцієнтами регресії. Між тим рівняння (6.18) презентовано у безрозмірних змінних за формулами (6.11), що властиве проведенню ПФЕ. Для керування реальним процесом переважно використовують його модель (6.21) у натуральному вираженні змінних факторів, тому аналіз впливу чисельних характеристик незалежних факторів на параметр оптимізації, тобто сили реактивної тяги, виконаємо на підставі аналітичного виразу (6.20) у натуральному вимірі [154].

На рис. 6.6 подано графіки залежності реактивної сили тяги R від екстремальних значень незалежних факторів: кількості сопел n_{\min}^{\max} та їх діаметрів d_{\min}^{\max} зі зміною тиску в соплах у діапазоні експерименту $p = 2 \dots 8$ бар. Згідно з матрицею планування ПФЕ, відображеною в табл. 6.4, екстремальні значення факторів становили: кількість сопел $n_{\min}^{\max} = n_{10}^{80}$, а їх діаметри $d_{\min}^{\max} = d_{1 \cdot 10^{-3}}^{4,5 \cdot 10^{-3}}$ м. На рис. 6.6 також показано залежності реактивної тяги R від середніх значень факторів, які згідно із табл. 6.3 як основний рівень варіювання факторів становили: сопел $n_s = 45$, а їх діаметрів $d_s = 2,75 \cdot 10^{-3}$ м.

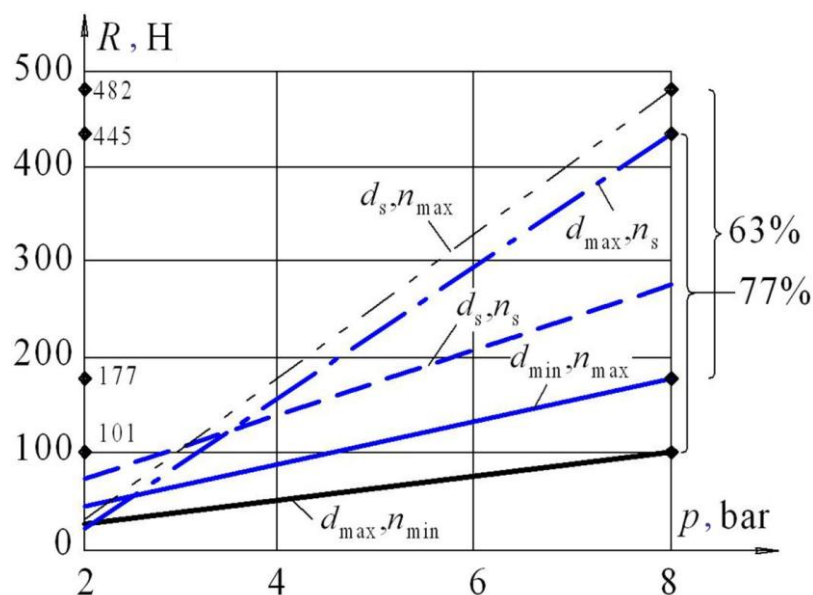


Рис. 6.6. Залежність сили тяги R від екстремальних значень (min, max) кількості n сопел і діаметрів d отворів у діапазоні тиску ($p = 2 \dots 8$ бар)

Зображені на рис. 6.6 графіки підтверджують домінуючий вплив коефіцієнта регресії у рівнянні (6.18) за кількості n сопел генератора тяги. Так, очевидно, що у соплах з максимальним діаметром отворів $d_{\max} = 4,5 \cdot 10^{-3}$ м за максимального тиску $p_{\max} = 8$ бар при переході від мінімальної їх кількості $n_{\min} = 10$ до середніх значень $n_s = 45$ приріст сили реактивної тяги становить 77 %.

Натомість якщо мінімальний діаметр отворів сопел $d_{\min} = 1 \cdot 10^{-3}$ м збільшується до середніх значень $d_s = 2,75 \cdot 10^{-3}$ м за максимального значення кількості сопел $n_{\max} = 80$, приріст реактивної тяги зменшується до 63 %. Зазначимо, що з урахуванням лінійної залежності реактивної тяги від змінних факторів, а саме від кількості сопел, їх діаметрів і тиску в них, зазначена пропорція буде прийнятна й для інших значень тиску в соплах.

Тепер обчислимо абсолютні помилки теоретичних розрахунків та експериментальних даних за екстремальних значень незалежних факторів, заданих, як зазначено вище, промислово доцільними обмеженнями (6.9).

Отримані значення абсолютних похибок у табл. 6.7 обчислення реактивної тяги мобільного РДО за аналітичною залежністю (6.23) відносно експериментальних даних, що відображенні у табл. 6.4, підтверджують доцільність і правомірність керування режимами процесу створення аеродинамічної сили генератора тяги як засобу протидії гравітаційному навантаженню мобільного РДО у технологічному просторі під час виконання різноманітних виробничих завдань. Окрім того, застосування протидії гравітаційному навантаженню мобільного РДО дозволяє збільшувати технологічне навантаження, про що свідчать експериментальні данні серії попередніх дослідів (див. табл. 6.1), під час проведення яких як третій фактор ПФЕ було застосоване додаткове навантаження.

Статистична перевірка регресійної моделі (6.18) – однорідності дисперсій результатів вимірювань за критерієм Кохрена (6.16), значимості коефіцієнтів регресії за критерієм Стьюдента (6.17), а також перевірка адекватності моделі емпіричної залежності реактивної тяги від режимів роботи пневматичного генератора тяги реальному процесу за критерієм Фішера (6.19) за задовільного значення коефіцієнта кореляції $K = 0,9998$, дозволяє застосовувати аналітичну модель (6.23) для автоматизованого керування технологічними режимами генератора тяги для мобільних РДО.

Отже, експериментальні дослідження дають підстави стверджувати, що використання 3-го принципу синтезу мобільних РДО, а саме використання реактивної тяги для компенсації й протидії гравітаційному та технологічному навантаженню, є доцільним.

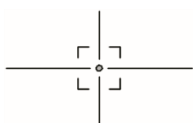
Таблиця 6.7

Порівняння розрахункових даних і результатів експерименту

Номер 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

Контрольні запитання

1. У чому полягає завдання експериментальної оптимізації параметрів генератора тяги?
2. Опишіть методику експериментальних досліджень, обладнання та техніку вимірювань реактивної тяги мобільного робота.
3. Яким чином визначають вид факторних залежностей генератора тяги?
4. У чому полягає статистичний аналіз результатів експерименту?
5. Визначіть вплив параметрів генератора тяги на величину реактивної піднімальної сили мобільного робота.



РОЗДІЛ 7

Методичне забезпечення параметричного синтезу мобільних роботів

Згідно з постановкою завдання методичного забезпечення параметричного синтезу як складової процесу проектування мобільних роботів (див. підрозд. 1.7) опишемо 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].

Оскільки бракує методологічного забезпечення синтезу мобільних РДО щодо синтезу їх різноманітних підсистем (див. підрозд. 1.2), це перешкоджає створенню промислових зразків мобільних РДО.

Запропоноване методичне забезпечення синтезу мобільних РДО є основою для машинного параметричного синтезу підсистем роботів. У складних випадках необхідне машинне моделювання. Саме такий підхід було застосовано у розд. 3, 4 і 5 для розроблення динамічних моделей РДО на основі трьох принципів керування синтезом мобільних РДО. Таке моделювання дає змогу найбільше повно досліджувати вплив різних факторів як складових інформаційного забезпечення синтезу мобільних РДО.

Між тим моделювання на обчислювальних машинах потребує створення відповідних розрахункових методик. Попри розвиток і поширення машинних методів синтезу, теорія повинна мати власні методики, які доповнювали б моделювання й стали б теоретичною базою для отримання необхідних розв'язків, якщо не оптимальних, то принаймні квазіоптимальних, що більш притаманні інженерним системам.

Запропоновані інженерні методики щодо варіацій технологічних режимів функціонування мобільних РДО дозволяють здійснювати синтез таких роботів, спрямований на визначення їх характеристик згідно з ТЗ.

Інженерний розрахунок параметрів, що є об'єктом інформаційно-технологічного забезпечення структурно-параметричного синтезу мобільних РДО, складається із двох етапів:

- 1) розрахунок параметрів підсистеми зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення довільної орієнтації;
- 2) 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 захоплювачів робота, як це показано в табл. 1.1 та 1.2. Так, для обслуговування об'єктів з пласкою поверхнею (наприклад, стіни, дахи чи вікна хмарочосів) краще застосовувати вакуумні захоплювачі, для обслуговування поверхонь із криволінійною топологією (дерев, стовпів високовольтних ЛЕП і под.) перевагу слід віддавати механічним захоплювачам, а для обслуговуванні феромагнітних поверхонь (приміром, промислових трубопроводів газотранспортних мереж) обороти слід електромагнітні захоплювальні пристрої для утримання мобільного робота на поверхні довільної орієнтації.

7.1.1. Розрахунок параметрів вакуумних захоплювачів для мобільних роботів

Незалежно від обраного типу автономного генератора вакууму, наприклад вакуумного насоса чи компресора з ежекційною системою, головним параметром вакуумного захоплювача є сила Q зчеплення вакуумного присоса з поверхнею переміщення мобільного робота, яку обчислюємо за формулою

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} K_s (p_a K_a - p_v) K \quad (7.1)$$

за промислово доцільних обмежень

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

де d – діаметр зони вакуумування під присосом, м; $\pi d^2/4$ – площа, обмежена внутрішнім контуром присоса, м²; K_s – коефіцієнт зменшення площі присоса унаслідок деформації ущільнення; $p_a = 101 \times 10^3$ – атмосферний тиск, Па; p_v – глибина вакууму всередині камери присоса, Па; K_a – коефіцієнт, яким враховують зміни атмосферного тиску, $K_a = 0,9$; K – коефіцієнт, яким враховують приплив повітря в місці контакту ущільнення камери (присоса) з поверхнею переміщення робота.

Функція (7.1) досягає екстремальних значень на границі області зміни параметрів, тобто сила зчеплення Q зростає зі зростанням відповідних змінних, а також у разі зменшення глибини вакууму всередині камери присоса. Отже, максимальне і мінімальне значення функції (7.1)

$$\begin{aligned}
Q_{\max} &= \frac{\pi d_{\max}^2}{4} K_S^{\max} (p_a K_a^{\max} - p_v^{\min}) K_{\max}; \\
Q_{\min} &= \frac{\pi d_{\min}^2}{4} K_S^{\min} (p_a K_a^{\min} - p_v^{\max}) K_{\min}; \\
Q_{\min} &\leq Q \leq Q_{\max}.
\end{aligned}
\tag{7.2}$$

Максимально можлива зсувна сила F_T зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення $F_T = \mu Q_{\max}$, де μ – коефіцієнт зчеплення (коефіцієнт тертя ковзання) присоса з поверхнею переміщення.

Від зсувної сили F_T залежить максимальна загальна маса m робота, тому що проєкція сили ваги робота на поверхню переміщення, що перебуває під кутом α до обрію, має бути менша за силу зчеплення:

$$F_T > \frac{1}{2} mg \cos(\alpha) \Rightarrow m < \frac{2\sqrt{2}\mu Q_{\max}}{g}.
\tag{7.3}$$

У разі виконання умови (7.3) вакуумні захоплювачі забезпечують надійне утримання мобільного РДО на поверхні переміщення довільної орієнтації у просторі, зв'язно, у статичному стані. Якщо треба врахувати сили інерції від динамічних навантажень, слід використовувати динамічну модель робота, описану у підрозд. 3.2.

7.1.2. Розрахунок параметрів механічних захоплювачів для мобільних РДО

Механічні захоплювачі для мобільного РДО можуть мати різноманітні конструктивні виконання, але головними їх параметрами є зусилля зчеплення та сила приводу захоплювачів, формули для розрахунку котрих наведено у табл. 7.1 та 7.2.

У разі застосування інших варіантів кінематичних схем пристроїв захоплення можна використовувати формули для розрахунку, наведені в [156]. Окрім того, має виконуватись умова контакту захоплювачів мобільного робота без пошкоджень поверхонь, якими рухається мобільний робот: $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$, де σ_{\max} , $[\sigma]$ – максимальна контактна напруга та припустиме її значення для матеріалу поверхонь переміщення робота відповідно.

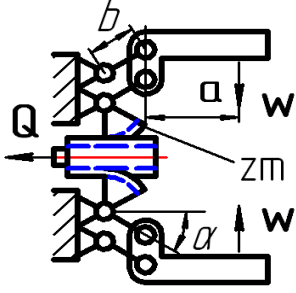
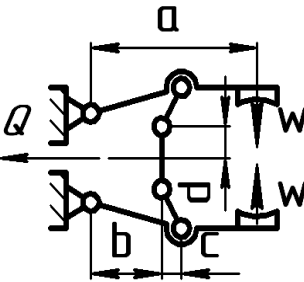
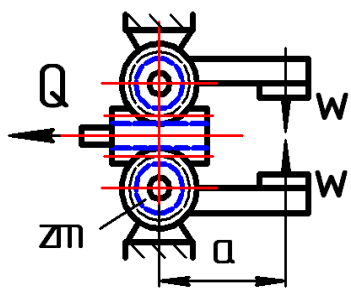
Формули розрахунку максимальних контактних напруг залежно від виду контакту захоплювача з поверхнею переміщення наведено в табл. 7.3.

Розрахунок зусилля зчеплення механічних захоплювачів для мобільних РДО

Варіант	Схема захоплювача 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		$N_i = \frac{mg}{2\mu}; W_i = N_i;$ $i = 1, 2;$ $\varepsilon_a = 0,5\delta_D; \varepsilon_b = 0;$ $\varepsilon_c = \delta_c$ $W_i = N_i; i = 1, 2;$

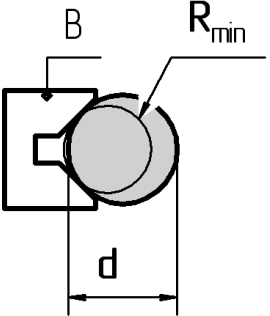
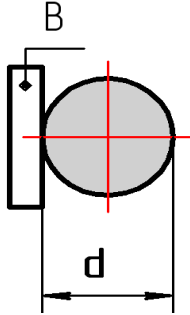
*Позначення: N_i, R_i – зусилля нормальних реакцій від зусилля W_i зчеплення й сили тяжіння робота, Н; m – маса робота, кг; g – прискорення вільного падіння ($g = 9,8 \frac{м}{с^2}$); γ – кут призми; μ – коефіцієнт тертя між захоплювачем та поверхнею переміщення робота; a, b, c – допустиме проковзування ноги робота з механічним захоплювачем; D – діаметр поверхні, що охоплюється захоплювачем робота.

Розрахунок сил привода механічних захоплювачів для мобільних РДО

Варіант	Кінематична схема захоплювального пристрою	Формула для розрахунку зусилля привода*
1	<p>Зубчасто-рейковий пласкопаралельний захоплювач</p> 	$Q = \frac{4W(a + b \cos \alpha)}{mz\eta} K$ <p>$a = 100 \text{ мм}; b = 70 \text{ мм}; \eta = 0,8;$</p>
2	<p>Шарнірно-важільний захоплювач</p> 	$Q = \frac{2Wac}{d(b + c)\eta} K$ <p>$a = 140 \text{ мм}; b = 60 \text{ мм};$ $c = 25 \text{ мм}; d = 40 \text{ мм}; \eta = 0,9;$</p>
3	<p>Зубчасто-рейковий захоплювач</p> 	$Q = \frac{4Wa}{mz\eta} K$ <p>$a = 100 \text{ мм}; \eta = 0,8;$</p>

*Позначення: Q – зусилля привода захоплювача, Н; W – зусилля затиску, Н; m – модуль зубчастої передачі, $m = 1 \dots 2,5$ мм; z – кількість зубців зубчастого колеса, $z = 20 \dots 40$; η – коефіцієнт корисної дії відповідного механізму захоплювача; α – середній кут нахилу важеля, $\alpha = 45^\circ$; K – коефіцієнт запасу, що враховує втрати від тертя та вплив сил інерції під час руху захоплювача, $K = 1,5$.

Розрахунок контактних напруг*

Форма поверхонь контакту захоплювача	Формула для розрахунку контактних напруг
	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{N_{\max} E}{B} \left(\frac{2}{d} + \frac{1}{R} \right)};$
	$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{N_{\max} E}{bd}};$

*Позначення: N_{\max} – максимальна сила в місцях дотику захоплювача з поверхнею переміщення робота, Н; E – модуль пружності матеріалу поверхні переміщення, Н/мм²; B – ширина контакту захоплювача із поверхнею переміщення; d – діаметр поверхні, що охоплюється захоплювачем робота; R – мінімальній радіус контакту; $[\sigma]$ – допустима напруга у місці контакту захоплювача, що визначається матеріалом поверхні переміщення робота [157].

7.1.3. Розрахунок параметрів електромагнітних захоплювачів для мобільних роботів

Електромагнітні захоплювачі як підсистеми зчеплення мобільних РДО з поверхнею переміщення використовують, коли мобільні роботи мають рухатися по феромагнітних поверхнях. Перевагами таких захоплювачів є простота конструкції та нескладність виготовлення. Конструкцію електромагніту такого захоплювача 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 котушка обмотана ізоляційною прокладкою 1, а по торцях 7 залита смолою або полімером з наступним поліруванням торця 7, який і є робочою поверхнею захоплювача. Сердечник виготовлено із магнітних м'яких сплавів або набрано у вигляді пакета пластин

з електротехнічної сталі. Виводи 6 котушки приєднано до електромережі мобільного робота.

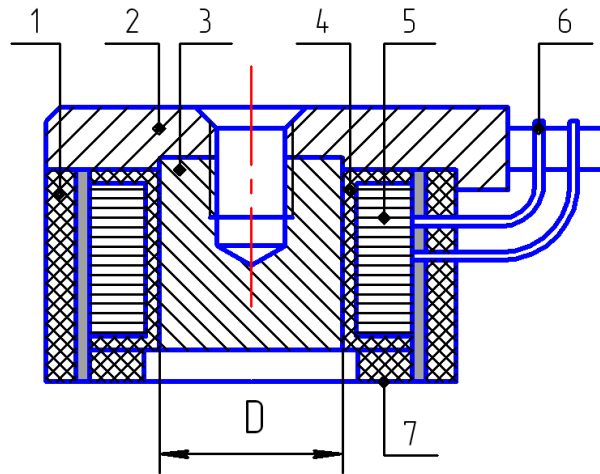


Рис. 7.1. Конструкція електромагнітного захоплювального пристрою

Умова утримання захоплювачами мобільного робота має такий 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 захоплювачів на роботі.

Розрахункову піднімальну силу P електромагніту визначають за формулою Максвелла, окрім інших параметрів магніту, вона насамперед залежить від значення площі поперечного перерізу сердечника магнітопроводу S_m , см^2 , та магнітної індукції B , Вб/см^2 , що, у свою чергу, визначається кількістю ампер-витків $I\omega$ (де I – сила електричного струму, ампер, ω – кількість витків котушки електромагніту).

Щоб визначити головні параметри електромагніту, побудуємо методику їх розрахунку таким чином. Спочатку задамо повторно-короткочасний режим роботи електромагніту, який визначають коефіцієнтом K_n перевантаження за електричним струмом,

$$K_n = \sqrt{\frac{t_u}{t_e}}, \quad (7.4)$$

де $t_u = t_e + t_n$ – час циклу роботи захоплювача, що охоплює час t_e увімкненого стану та час t_n пауз у роботі електромагніту. Для робітів, що мають вантажопідйомність у межах 10...25 кг, можна взяти $t_u = 10 \dots 15$ с, а $t_e = 0,8t_u$ й $t_n = 0,2t_u$.

Далі знайдемо узагальнений коефіцієнт C_1 , що враховує не тільки обчислений вище режим роботи (7.4), а й спосіб намотування котушки та її здатність до тепловіддачі:

$$C_1 = \frac{2 \times 10^3 K_n (1+n)}{C^2 \xi^2 \tau^2 m^2 n (1+2n+\alpha) K_t t}, \quad (7.5)$$

де n, m – коефіцієнти, що враховують розміри намотування котушки по діаметру електромагніту, причому $n = 0,5 \dots 0,8$; $m = \lambda n$ ($\gamma = 3 \dots 4$ за $n = 0,5$ або $\gamma = 2 \dots 2,5$ за $n = 0,8$); $C = 0,75 \dots 0,85$ – 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 враховують вплив способу намотки котушки на її тепловіддачу ($\alpha = 0,9$ – для безкаркасної котушки; $\alpha = 1,7$ – для котушки, намотаної на трубу; $\alpha = 2,7$ – для котушки, намотаної на сердечник із пакета пластин); K_t – коефіцієнт тепловіддачі, який визначають з урахуванням допустимого перевищення температури ($t = 20 \dots 30$ °C): $K_t = 9,3 \times 10^{-4} (1 + 0,0059t)$.

Спочатку визначаємо мінімальне значення діаметра сердечника D , см, магнітопроводу, припустивши, що $P = Kmg$:

$$D = \sqrt[5]{\frac{P \delta^2 C_1}{2 K_n \varepsilon^2}}, \quad (7.6)$$

де $\delta = 0,05 \dots 0,1$ – допустимий зазор між торцем магніту та поверхнею переміщення робота, см; $\varepsilon = 1 + \frac{1,04}{\xi}$ – коефіцієнт, яким враховують випинання магнітного потоку.

Тепер знайдемо кількість ампер-витків:

$$I \omega = 2 \rho \sqrt{\frac{10^4 \beta m^2 n (1+2n+\alpha) K_t D^3}{\rho (1+n)}}, \quad (7.7)$$

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, потрібне 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 $\mu = 1,25 \times 10^{-6}$ Гн/м – коефіцієнт магнітної проникності повітря.

За значенням магнітної індукції обчислюємо площу поперечного перерізу сердечника магнітного провода:

$$S_m = \frac{P\mu}{5,1B^2}. \quad (7.9)$$

Кількість витків котушки електромагніту знаходять за формулою

$$\omega = \frac{U}{\rho} \sqrt{\frac{10^3 \beta n}{(1+2n+\alpha) K_t t K_n (1+n) D}}, \quad (7.10)$$

де $U = 24...36 B$ – напруга на котушці електромагніту.

Площу поперечного перерізу дроту котушки обчислюють за формулою

$$S = \frac{2,82 K_n (1+n) \rho D^2 \sqrt{D/C_1}}{UC\xi\tau}. \quad (7.11)$$

Тоді діаметр дроту для намотки котушки становитиме $d = 2\sqrt{S/\pi}$. Отримане значення треба заокруглити до найближчого стандартного діаметра дроту котушки за відповідним каталогом.

Виконавши розрахунки параметрів обраної підсистеми зчеплення, можна переходити до другого етапу – розрахунків параметрів трансмісії і привода мобільних РДО залежно від їх типу.

7.2. Інженерні методики розрахунку параметрів мобільних РДО з модулями накопичування та перетворення енергії

Мобільні РДО, створені за 1-м принципом їх синтезу, тобто накопичення потенціальної енергії і перетворення її на кінетичну енергію руху роботів, можуть мати дві реалізації: із пружинними та з газовими модулями накопичення та перетворення енергії. Обидва запропоновані варіанти синтезу педіпуляторів мобільних роботів мають об'єктивні переваги й недоліки. Так, використання пружинного накопичувача енергії сприяє підвищенню вантажопідйомності робота, але внаслідок природного нагромадження залишкових напруг пружин знижується ресурс роботи педіпуляторів. І навпаки, застосування газового накопичувача не менш ніж на порядок збільшує ресурс роботи, але це рішення прийнятне для роботів невеликої вантажопідйомності.

Керуючись промисловою доцільністю, перший різновид мобільних РДО, тобто із пружинними модулями накопичення та перетворення енергії, слід використовувати при виконанні роботами силових технологічних операцій, а другий – із газовими накопичувачами енергії – більш придатний для виконання операцій моніторингу, відеоспостереження та контролю стану промислових об'єктів.

Отже, розглянемо, відповідно, дві інженерні методики синтезу вказаних мобільних РДО.

7.2.1. Методика розрахунку параметрів мобільних РДО із пружинним накопичувачем енергії

Згідно з розрахунковою схемою (див. рис. 3.2) корпус робота рухається поступально і його переміщення можна знайти 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 визначають 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, яку вираховують за методикою (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 з 1-м принципом синтезу (див. поз. 5 на рис. 2.4), тому має виконуватись нерівність

$$F_T > J_{\max} \Rightarrow \mu Q_{\max} > P_{\min} + j R_2 (1 - \cos 45^\circ), \quad (7.14)$$

де J_{\max} та j – сила пружності та жорсткість пружного елемента відповідно; 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 з умовою (7.14) знаходимо за формулою

$$j < \frac{\mu Q_{\max} - P_{\min}}{R_2 (1 - \cos 45^\circ)}. \quad (7.15)$$

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 за $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$ ноги робота накопичують потенціальну енергію унаслідок стискання пружного елемента а на другій ділянці за $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ робот рухається за рахунок перетворення накопиченої енергії на кінетичну енергію руху внаслідок розтискування пружних елементів, але вже при виключених двигунах привода.

Отже, під час переміщення робота на першому кроці $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$ силу f опору рухові від пружного елемента (бо ще працює привід, на відміну від кроку $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$) обраховують 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 та 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 елемента накопичення енергії становить

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

де β_o – крайнє значення кута β_1 , за якого ще діє момент M_1 привода педіпуляторів робота.

На другому етапі руху робота, коли його ноги (педіпулятори) повертаються в межах кута $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$, рушійна сила F_2 діє на механічну систему з боку пружного елемента за вимкненого привода, 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, слід 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 із кутовою швидкістю $\dot{\beta}_1$. Кінетичну енергію опорної ноги мобільного робота обчислюють за формулою

$$T_2 = \frac{m_1 R_2^2}{6} (\dot{\beta}_1)^2. \quad (7.21)$$

Повна кінетична енергія T мобільного робота

$$T = T_k + 2T_1 + 2T_2 = \frac{R_2^2}{2} \left(\frac{(2m_1 + m)(\dot{\beta}_1)^2}{2 \cos^4(45^\circ - \beta_1)} + \frac{m_1 \dot{\beta}_1 \dot{\beta}_2 \sqrt{2} \cos(45^\circ - \beta_2)}{\cos^2(45^\circ - \beta_1)} + \frac{2m_1}{3} ((\dot{\beta}_2)^2 + (\dot{\beta}_1)^2) \right). \quad (7.22)$$

Таким чином, розрахувавши параметри трансмісії робота за аналітичними залежностями (7.12) – (7.22), можна здійснювати параметричний синтез мобільного РДО із пружинним накопичувачем енергії на етапі технічного проєкту.

7.2.2. Методика розрахунку параметрів мобільних РДО з газовим накопичувачем енергії

Принциповою відмінністю мобільних РДО з газовим накопичувачем потенціальної енергії та перетворенням її на кінетичну енергію руху робота є те, що як пружний елемент використовують газ (стиснене повітря), який міститься у герметичній циліндричній камері завдовжки L_o діаметром D поперечного перерізу (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. Якщо цей процес накопичення та перетворення енергії відбувається за постійної температури, то згідно із законом Бойля–Маріотта справджується рівність $p_o V_o = pV$, де $p_o = p_{\min}$ – тиск у камері за максимального її об'єму $V_o = \frac{\pi D^2}{4} L_o$; p – тиск у камері за довільного положення поршня; $V = \frac{\pi D^2}{4} (L_o - x)$; x – поточне переміщення поршня. Зі схеми на 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 (педипулятора) 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 за довільного положення поршня газового накопичувача енергії становитиме

$$p = p_o \frac{L_o}{L_o - x}. \quad (7.25)$$

Необхідну довжину L_o газової камери визначають мінімальним тиском p_o і максимальним тиском p_{\max} (за $x = x_{\max}$), 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 за нормальних умов.

Слід враховувати, що сила зчеплення Q обраного захоплювача (див. підрозд. 7.1) із поверхнею переміщення мобільного робота впливає на допустиме значення діаметра газової камери, тому має 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

$$D < \sqrt{\frac{4\mu Q_{\max}}{\pi(p_{\max} - p_a)}}. \quad (7.29)$$

Під час переміщення робота на першому етапі $0 \leq \beta_1 \leq 45^\circ$, коли накопичується потенціальна енергія однією ногою, сила опору f рухові від пружного елемента (див. схему на рис. 3.2) становить:

$$\begin{aligned} f &= J \sin(45^\circ - \beta_1) = \\ &= \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o \cos(45^\circ - \beta_1)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \right) \sin(45^\circ - \beta_1). \end{aligned} \quad (7.30)$$

Максимальне значення потенціальної енергії в одній газовій камері

$$U_{\max} = \frac{\pi D^2}{4} (p_o L_o \ln \frac{L_o}{L_o - x_{\max}} - p_a x_{\max}). \quad (7.31)$$

Різниця між силою тертя μQ та рушійною силою не повинна перевищувати сили зчеплення робота з поверхнею переміщення:

$$W = \mu Q - \sqrt{(F_1 / 2 - J \sin(45^\circ - \beta_1) - (m + 4m_1)g / 2)^2 + (J \cos(45^\circ - \beta_1))^2} \geq 0, \quad (7.32)$$

де $F_1 = 2M_1 i / nz$ – сила від рушійного моменту M_1 ; i, n, z – передатне число, модуль і кількість зубів ведучої ланки трансмісії, що з'єднує двигун із педіпулятором робота, відповідно.

Пружна сила J стисненого повітря у формулі (7.32):

$$J = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{L_o \cos(45^\circ - \beta_1)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta_1) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \right). \quad (7.33)$$

Для практичного застосування формули (7.32), якщо маса робота до 50 кг, із міркувань промислової доцільності рекомендуються такі обмеження:

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

$$0.025 \leq D \leq 0.050 \text{ м}; \quad 120 \cdot 10^3 \leq p \leq 400 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Виконуючи розрахунки, слід дотримуватись умов, що визначаються нерівностями для маси m робота та маси m_1 педіпулятора:

$$F_1 L_1 \geq (m + 3m_1) g L, \quad (7.34)$$

або, враховуючи максимальне значення потенціальної енергії,

$$F_1 L_1 \geq (m + 3m_1) g \frac{L}{2} + 2U_{\max}. \quad (7.35)$$

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 на 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 (газі).

Крім того, залежно від значення діаметра D поршня газової камери (див. рис. 3.2) достатньо виконання однієї з умов, а інша буде виконана автоматично. Так, наприклад, умови

$$D < \sqrt{\frac{(m + 3m_1) g L}{\pi (p_o L_o \ln \frac{L_o}{L_o - x_{\max}} - p_a x_{\max})}} \quad (7.36)$$

досить, щоб виконувалась умова (7.34), а за D більшого досить виконання нерівності (7.35).

Максимальне значення сили руху робота залежно від значень діаметра D газової камери накопичувача енергії та кута β_o повороту ноги робота становить

$$F_1^{\max} = 2\sqrt{(\mu Q_{\max})^2 - (J_o \cos(45^\circ - \beta_o))^2} + (m + 4m_1)g + 2J_o \sin(45^\circ - \beta_o), \quad (7.37)$$

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

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

На другому етапі переміщення робота, коли він рухається під дією кінетичної енергії стисненого газу, рушійну силу F_2 , яка діє на механічну систему від пружного середовища (газу) за *вимкненого* приводу та повороту ніг робота в межах $45^\circ \leq \beta_1 \leq 90^\circ$ (див. рис. 3.2), обчислюють 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 становитиме

$$F_2^{\max} = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_o \frac{0,5L_o \cos(2\beta^*)}{(L_o - R_1) \cos(45^\circ - \beta^*) + R_1 \cos 45^\circ} - p_a \sin(45^\circ - \beta^*) \right). \quad (7.39)$$

Отже, викладена інженерна методика параметричного синтезу за залежностями (7.23) – (7.39) дозволяє здійснювати технічне проєктування 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, щонайменше на порядок підвищує ресурс мобільного робота, оскільки газові модулі перетворення енергії не можуть накопичувати напруг втомі унаслідок динамічних навантажень на крокуючу трансмісію робота.

7.2.3. Автоматизований модуль розрахунку параметрів газового накопичувача енергії мобільного робота

Опишемо модуль САЕ²⁴ системи, за допомогою якого обчислюють характеристики параметрів газового накопичувача. Використання САЕ допомагає підвищити ефективність автоматизованого керування параметрами мобільних РДО з газовими модулями накопичення енергії.

Для розроблення модуля було обрано Visual Studio Windows Forms та мову С#, зручний графічний дизайнер для швидкого розроблення інтерфейсу та ємнісі біблі-

²⁴ САЕ (англ. *Computer-aided engineering*) – загальна назва програм і програмних пакетів для розв'язання інженерних задач: розрахунків, аналізу та симуляції фізичних процесів.

отеки вже реалізованих необхідних функцій – у результаті було розроблено програму, яку наведено в дод. П та Ф. Автоматизований модуль відгукується 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.

Щоб розрахувати параметри газового накопичувача енергії, після заповнення усіх полів натискають піктограму «Розрахувати», при цьому програма перевіряє коректність введення даних – поля з незадовільними і не внесеними (порожні комітки) даними підсвічуються червоним. Якщо курсор навести на підсвічене поле, з'являється деталізована підказка, як ці дані треба вводити (рис. 7.2).

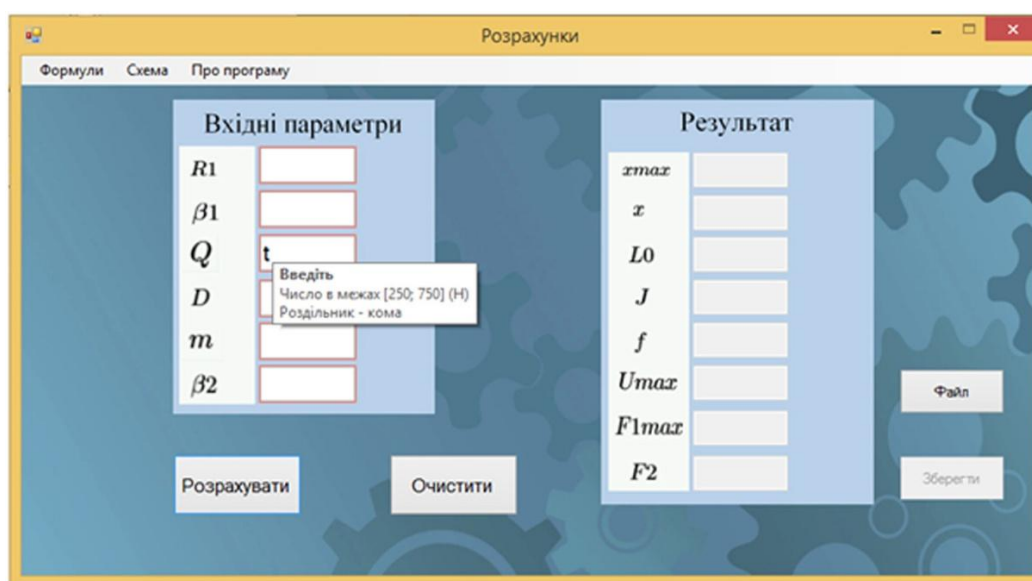


Рис. 7.2. Відображення підказки у разі некоректного введення параметрів

Під час редагування неправильних даних червоне підсвічування зникає і 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 можна зберегти у файл розширення *.txt для швидкого завантаження, коли це буде потрібно. Після натискання «Зберегти» відображається вікно запису файлу.

Окрім того, автоматизований модуль містить діалогове вікно «Методика розрахунку» (рис. 7.4), що надає можливість корегувати аналітичні залежності газового накопичувача енергії.

Вікно «Методика розрахунку» призначене для надання користувачу основної інформації про фізичні формули, за якими розраховуються шукані значення. На полі відображаються назви усіх шуканих величин, їх одиниці вимірювання, діапазони

можливих значень, позначення та формульне вираження. Піктограма «Повернутись» відображає головне вікно, закриваючи поточне.

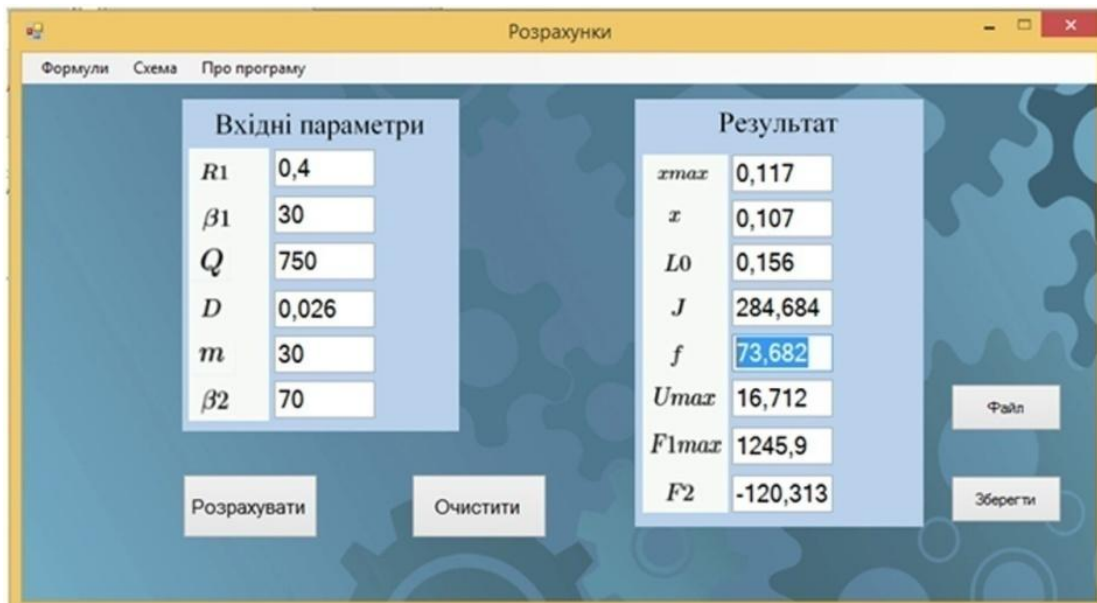


Рис. 7.3. Діалогове вікно «Виведення результатів»

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.

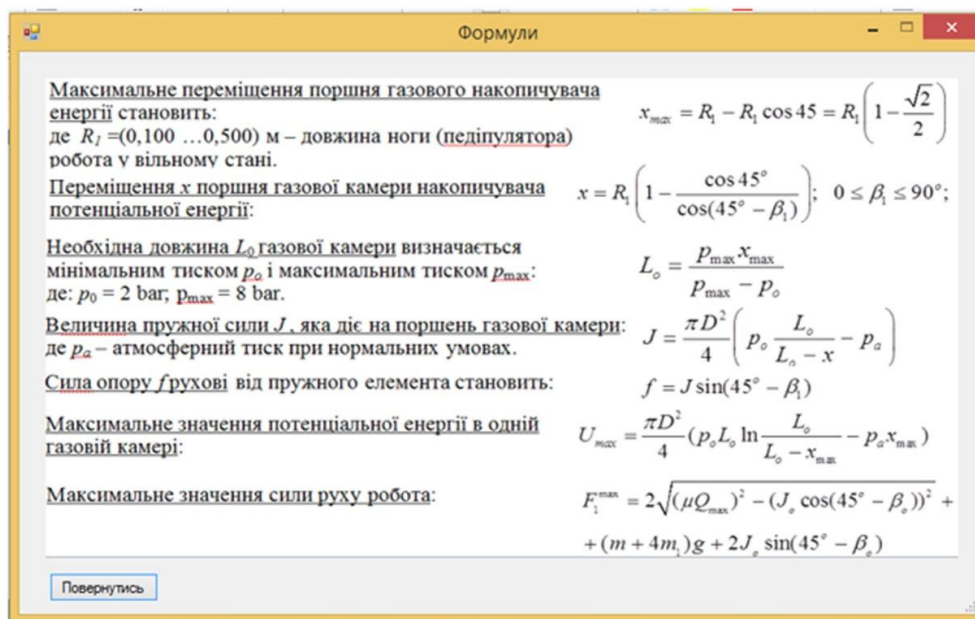


Рис. 7.4. Діалогове вікно «Методика розрахунку»

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.

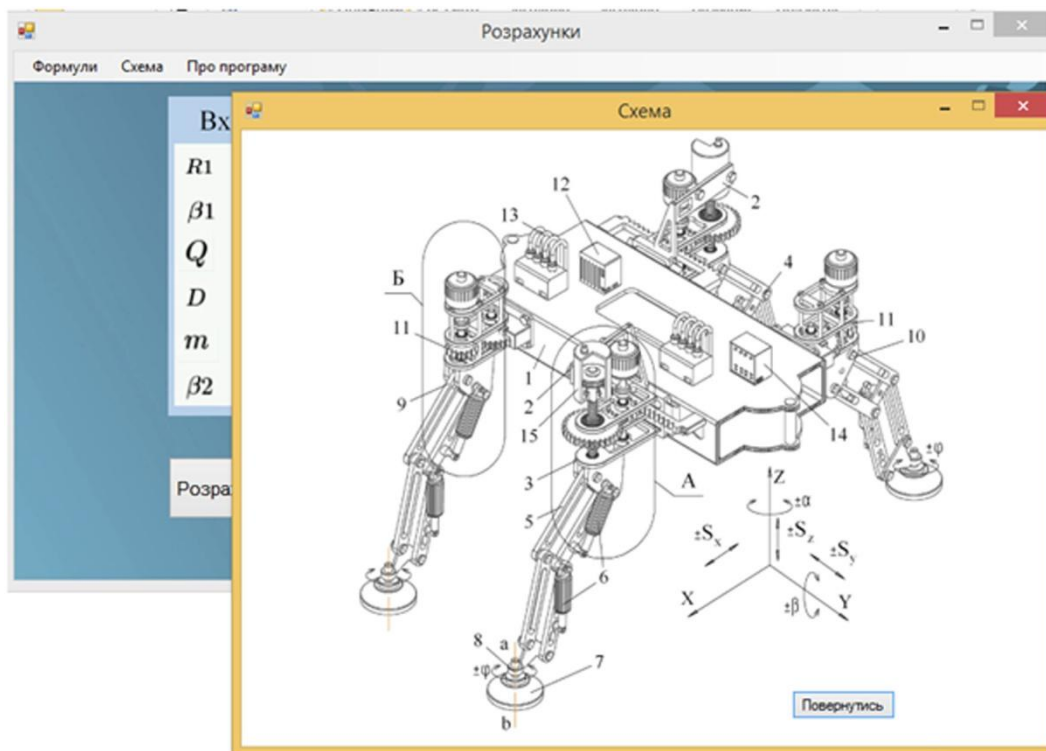


Рис. 7.5. Діалогове вікно вибору схеми технічних розв'язків мобільних РДО

7.3. Інженерні методи розрахунку параметрів мобільних РДО з інтегрованими приводами переміщення та орієнтації

Інтеграція приводів мобільних РДО дозволяє зменшувати їх кількість і, відповідно, знижувати гравітаційне навантаження на мобільний робот довільної орієнтації. Водночас досягається можливість функціонування мобільного РДО в різноманітних системах координат залежно від об'єкта обслуговування.

7.3.1. Параметричний синтез педіпуляторів мобільного робота з інтегрованими приводами

Для автоматизованого керування роботом у просторі насамперед слід визначити координати положення кожного педіпулятора мобільного робота. Вважаємо, що є чотири трубопроводи кожного педіпулятора робота, два з яких розміщені у вер-

тикальній 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). Унаслідок 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 моменти вигину:

$$M_1 = \frac{\pi d^2}{4} (p_1 - p_2) e; \quad M_2 = \frac{\pi d^2}{4} (p_3 - p_4) e, \quad (7.41)$$

де e – ексцентриситет розміщення 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

$$M = |\vec{M}| = \sqrt{(\vec{M}_1)^2 + (\vec{M}_2)^2} = \frac{\pi d^2}{4} e \sqrt{(p_1 - p_2)^2 + (p_3 - p_4)^2}, \quad (7.43)$$

а його напрямок 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

$$\frac{M_1}{M} y - \frac{M_2}{M} z = 0,$$

після підстановки виразів для моментів отримаємо залежність координат

$$z = \frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4} y. \quad (7.46)$$

Звідси отримуємо ще одну формулу для кута вигину β ноги:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4}. \quad (7.47)$$

Остаточно отримуємо вираз для обчислення кута β вигину педіпулятора залежно від різниці тисків у гофрованих трубопроводах обох площин:

$$\begin{aligned} \beta &= \operatorname{arctg} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4} \right); & p_3 > p_4 \\ \beta &= \pi + \operatorname{arctg} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_3 - p_4} \right); & p_3 < p_4 \end{aligned} \quad (7.48)$$

Якщо $p_1 > p_2$, педіпулятор згинається випуклістю вгору, а якщо $p_1 < p_2$, він згинається випуклістю вниз. Якщо задано площину, в якій повинен згинатися педіпулятор, тобто відомий кут β , то можна підібрати один із тисків (наприклад, p_3), який забезпечить виконання цієї умови. Із формули (4.13) знаходимо

$$p_3 = p_4 + \frac{p_1 - p_2}{\operatorname{tg} \beta}. \quad (7.49)$$

Якщо, наприклад, педіпулятор завдовжки L згинається по дузі кола радіусом R у заданій площині (відомий кут β), то шукані рівняння осі педіпулятора у нерухомій системі координат матиме вигляд

$$\begin{cases} x = R \sin \varphi; \\ y = (R \cos \varphi - R) \cos \beta; \\ z = (R \cos \varphi - R) \sin \beta \end{cases} \quad 0 \leq \varphi \leq \frac{L}{R}. \quad (7.50)$$

Залежності (7.50) надають можливість керувати положенням мобільного РДО у технологічному просторі за різних значень 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 з розрахунковою схемою на рис. 4.34, якщо у камері є тиск 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 – радіуси зовнішньої та внутрішньої оболонок камери відповідно; α – центральний кут сектора оболонок.

Ця 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:

$$N_1 = \frac{1}{2} p\alpha(OC - R_2)(R_1 + R_2); \quad N_2 = F \frac{R_1 - OC}{R_1 - R_2} = \frac{1}{2} p\alpha(R_1 - OC)(R_1 + R_2), \quad (7.52)$$

де OC – відстань від центра ваги оболонок до центра 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:

$$\Delta t_1 = \frac{r_1 \alpha_1 p k_1}{E} \left(\frac{1}{J_1} \left(\frac{\alpha_1 r_1}{\beta_1} \right)^2 \left(\frac{1}{2} + \cos^2 \left(\frac{\beta_1}{2} \right) - \frac{3 \sin \beta_1}{2 \beta_1} \right) + \frac{1}{2 h_1 R_1 \alpha} \left(1 + \frac{\sin \beta_1}{\beta_1} \right) \right), \quad (7.54)$$

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:

$$\varphi = \frac{dL_1 - dL_2}{R_1 - R_2} \frac{180}{\pi}; \quad (7.57)$$

$$R_{cp} = \frac{L_1 + L_2 + dL_1 + dL_2}{2\varphi} = \frac{(R_1 - R_2)(L_1 + L_2 + dL_1 + dL_2)}{2(dL_1 - dL_2)}.$$

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. Такий модуль являє собою різновид САЕ системи.

Інтерфейс програми складається із трьох вікон: «Вхідні дані», «Результати», «Графіки». У вкладці «Вхідні дані» надається вісім полів для введення користувачем параметрів (рис. 7.6).

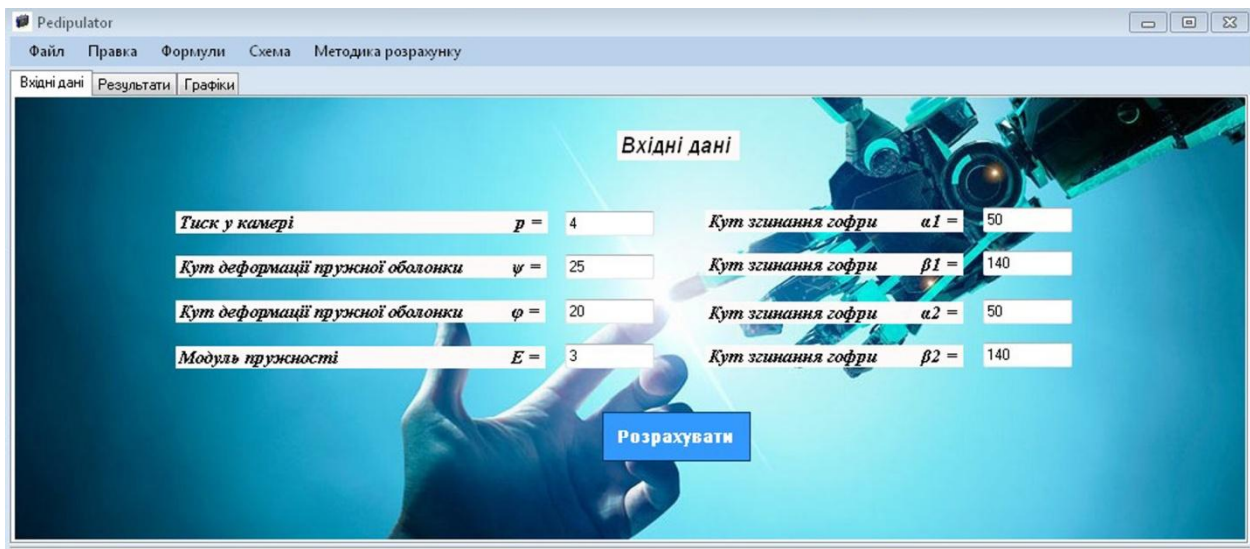


Рис. 7.6. Загальний інтерфейс програми автоматизованого модуля САЕ

Для інформативності напроти кожного поля з лівого боку прикріплено назви полів та величини. Під час введення даних користувач може редагувати дані, якщо раптом якісь дані він ввів неправильно. Як уведено всі параметри, слід активувати піктограму «Розрахувати», після чого буде виконане обчислення вихідних параметрів на основі введених даних. Якщо під час ведення було допущено помилку (введено не ті символи, перебільшено інтервали введення, символи не введено), то висвітиться значок у вигляді червоного кола зі знаком оклику всередині, реалізований за допомогою класу Error Provider, що належить простору іменам System Windows Forms.. Лише після введення правильних даних цей значок зникне.

У 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).

Щоб програма могла обраховувати параметри, дані мають бути типу Double, тому було реалізовано перетворення типів даних: під час введення програма конвертує дані типу String у тип Double, а після обчислення для виведення вихідних даних програма конвертує дані типу Double у тип String.

У вкладці «Формули» (рис. 7.8) користувач може детально продивитися кожен формулу та методику її розрахунку.

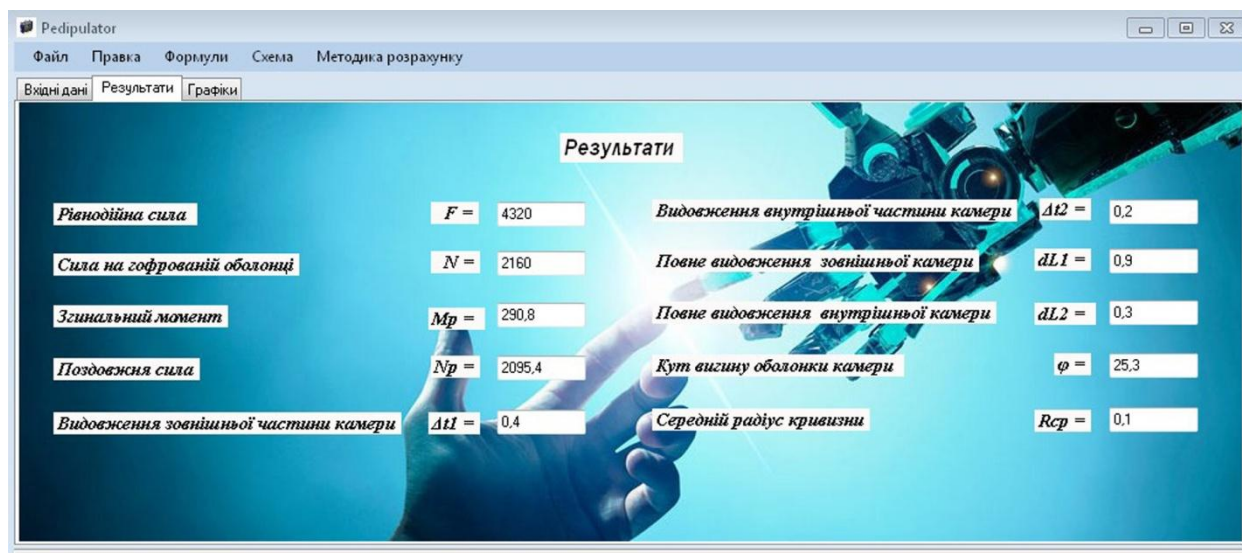


Рис. 7.7. Діалогове вікно «Результати» розрахунку параметрів

У вкладках «Схема» та «Методика розрахунку» продемонстровано схему гофрованої камери педіпулятора робота (рис. 7.9) та алгоритм розрахунку параметрів, на основі якого ґрунтується програма автоматизованого модуля САЕ.

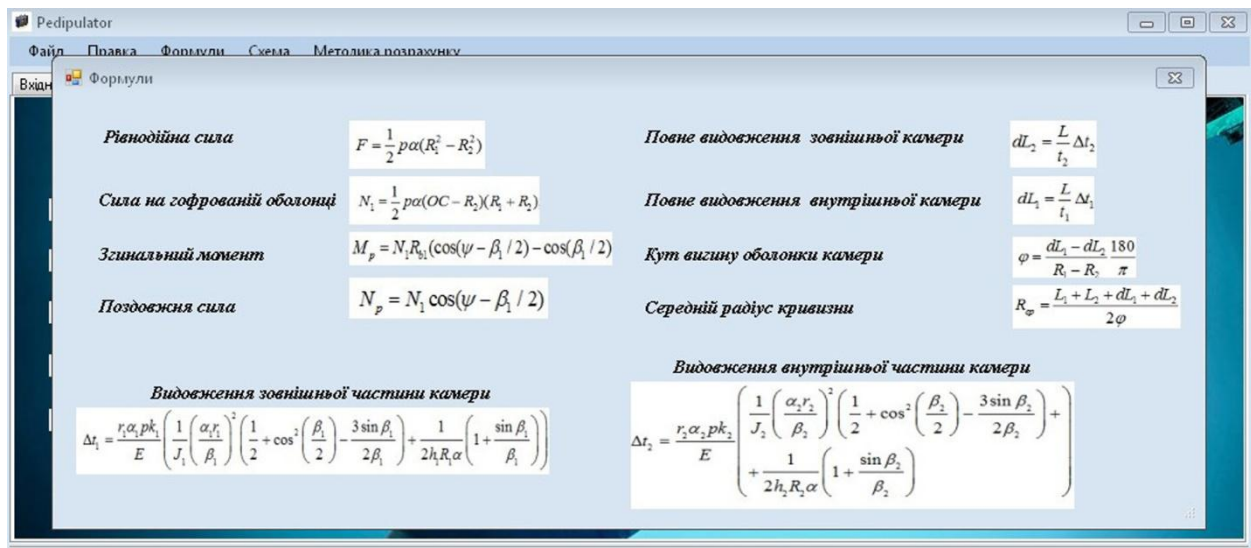


Рис. 7.8. Діалогове вікно методики розрахунку параметрів антропоморфного педіпулятора

У вікні (рис. 7.9) можна вводити різноманітні схеми технічних розв'язків антропоморфних крокуючих пристроїв мобільних РДО.

На відміну від автоматизованого модуля САЕ (див. підрозд. 7.2.3), описуваний модуль дозволяє здійснювати симуляцію функціонування антропоморфного пристрою мобільного РДО з виведенням графоаналітичних залежностей його параметрів (див. рис. 7.10, а також аналітичні залежності (7.55), (7.56) та (7.57)).

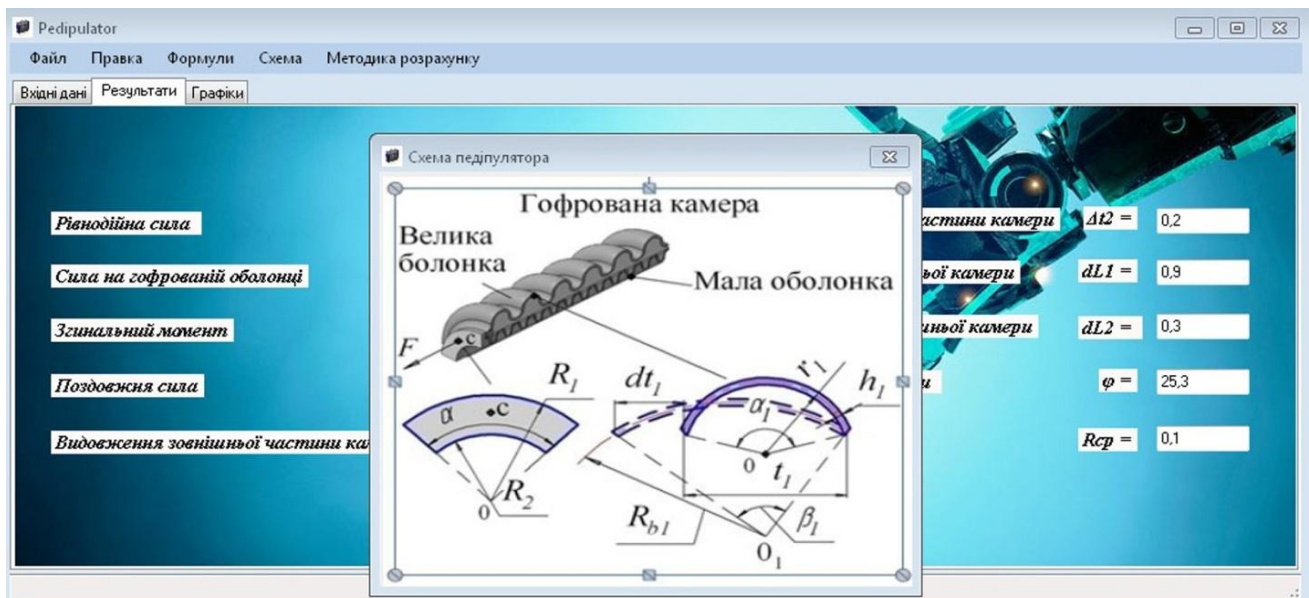


Рис. 7.9. Вікно інтерфейсу «Розрахункова схема»

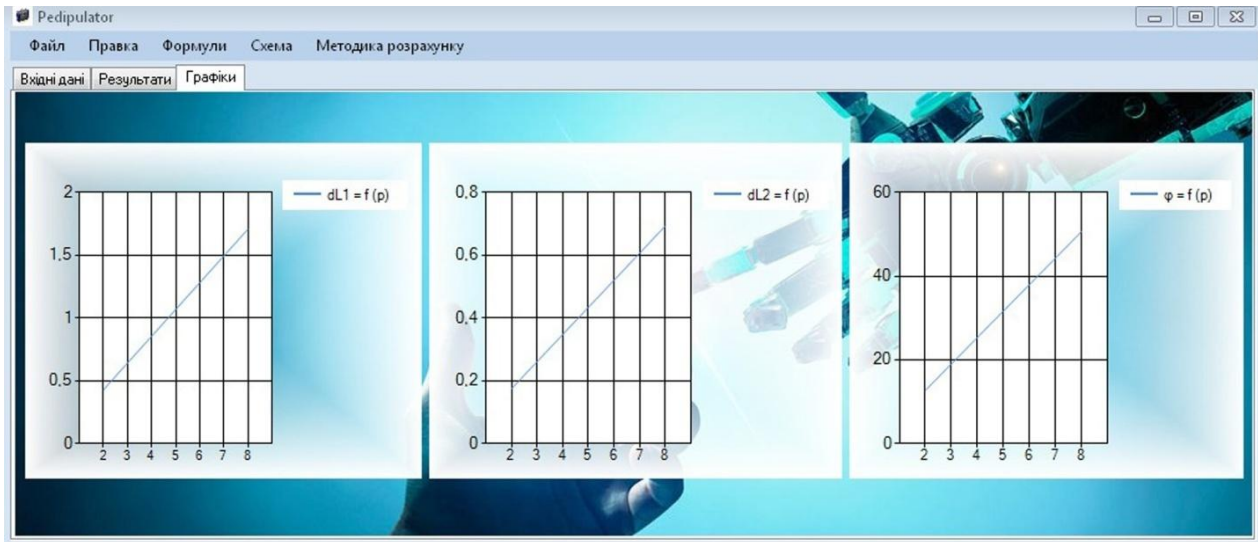


Рис. 7.10. Симуляція функціонування антропоморфного РДО

Таким чином, 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

Автоматизоване керування генератором реактивної тяги мобільного РДО спрямоване на створення реактивної тяги, яка, не перевищує зусилля зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення за рахунок автоматичного регулювання сили зазначеної тяги залежно від кута нахилу робота до обрису технологічного простору. Застосування генератора реактивної тяги забезпечує підвищення надійності утримання мобільного робота на поверхні переміщення довільної орієнтації у просторі.

Наведемо 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 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 в отвір відповідно; u_2 , P_2 , ρ_2 – швидкість, тиск та густина газу на виході з отвору сопел генератора тяги відповідно;

$k = C_p / C_v$ (для повітря $k = 1,4$), де C_p – теплоємність одного моля газу за постійного тиску, Дж/моль; C_v – теплоємність одного моля газу за постійного об'єму, Дж/моль.

Щоб швидкість зростала ($u > 0$), сопло має звужуватись ($F < 0$, де F – площа перерізу отвору сопла на виході). Швидкість газу u зростатиме доти, доки не досягне критичного значення $u_{кр}$, яке дорівнює швидкості звуку за певних параметрів газу:

$$u_{кр} = \sqrt{k \frac{P_2}{\rho_2}} = \sqrt{k \frac{P_1}{\rho_1} b^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (7.59)$$

де $b = P_2 / P_1$.

Критичну швидкість газу з урахуванням тиску на вході сопел обчислюємо 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 перерізу сопла на виході газу, м².

Визначивши масу 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 наведених вище співвідношень формула (7.62) для сили, що протидіє гравітаційній силі робота, матиме такий вигляд:

$$G_a = \frac{2k}{k-1} \frac{\rho_a}{\rho_1} P_1 F_2 \left(1 - b^{\frac{k-1}{k}} \right) + (P_1 - P_a) F_2 \quad \text{при } b = \frac{P_a}{P_1} \leq b_{кр}; \quad (7.63)$$

$$G_a = \frac{2}{k+1} (b_{кр})^{\frac{1}{k}} P_1 F_2 + (P_1 - b_{кр} P_1) F_2 \quad \text{при } b = b_{кр}.$$

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

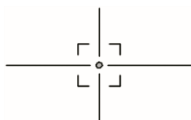
$$M_c = M n \left(\frac{d}{d_o} \right)^2; \quad G = G_a n \left(\frac{d}{d_o} \right)^2, \quad (7.64)$$

де значення M та G_a обираємо із графіків на рис. 5.8 та 5.9 залежно від тиску газу, що стікає. Слід пам'ятати, що збільшення кількості сопел до сотень з одночасним зменшенням їх діаметра сприяє стабілізації положення мобільного РДО унаслідок забезпечення ламінарного потоку в соплах і зниження турбулентності потоку стисненого повітря на виході сопел генератора пневматичної реактивної тяги.

Таким чином, наведені в розд. 7.1 – 7.4 інженерні методики розрахунку параметрів п'яти типів мобільних РДО, оснований на 3 основоположних принципах керування синтезом мобільних РДО (нагромадження потенціальної енергії та перетворення її в кінетичну енергію руху мобільного робота (1); інтеграція приводів поздовжнього й вертикального переміщення, а також приводів зміни орієнтації у просторі мобільних роботів (2) та застосування реактивної піднімальної сили (на основі генераторів тяги) як засобу протидії гравітаційному навантаженню (3)), надають можливість здійснювати параметричний синтез вказаних роботів, спрямований на визначення їх параметрів згідно з ТЗ та залежно від виробничих вимог до експлуатації мобільних РДО у просторі.

Контрольні запитання

1. У чому полягає сутність методичного забезпечення параметричного синтезу мобільних роботів?
2. Наведіть методику розрахунку параметрів підсистеми зчеплення мобільних роботів з поверхнею переміщення.
3. Назвіть основні параметри розрахунку параметрів вакуумних захоплювачів для мобільних роботів.
4. Наведіть методику розрахунку параметрів механічних захоплювачів для мобільних роботів.
5. Назвіть основні чинники, що визначають силу електромагнітних захоплювачів.
6. Наведіть методику розрахунку параметрів пружинних накопичувачів енергії.
7. Наведіть методику розрахунку параметрів газових модулів накопичування та перетворення енергії руху мобільних роботів.
8. У чому полягає параметричний синтез педіпуляторів мобільного робота з інтегрованими приводами?
9. Назвіть основні об'єкти параметричного синтезу антропоморфного мобільного робота.
10. Викладіть методику розрахунку параметрів генератора реактивної тяги для мобільного робота.



СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Персиков В. К. Аналіз проблем створення технологічних роботів вертикального переміщення / В. К. Персиков, М. М. Поліщук // 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 / В. С. Дышенко. – 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 / І. І. Павленко. – Кіровоград : КНТУ, 2007. – 420 с.
5. Полищук М. Н. Проектирование технологического оснащения и наладка промышленных роботов / М. Н. Полищук, Ю. В. Тышкевич. – Київ : Дорадо–Друк, 2014. – С. 7 – 24.
6. Кузнецов Ю. Н. Области перспективного применения роботов произвольной ориентации в пространстве / Ю. Н. Кузнецов, М. Н. Полищук // Вісн. Херсонського Нац. технічного ун-ту. – 2018. – № 4 (67). – С. 63 – 69.
7. Raju D. D. Developments in wall climbing robots: a review / D. D. Raju, S. B. Jaju // International journal of engineering research and general science. – 2014. – № 2. – Р. 35.
8. Градецкий В. Г. Управляемое движение мобильных роботов по произвольно ориентированным в пространстве поверхностям / В. Г. Градецкий, В. Б. Вешников, С. В. Калиниченко, Л. Н. Кравчук. – М. : Наука, 2001. – 360 с.
9. Черноуцько Ф. Л. Мобильные роботы: проблемы управления и оптимизации движений / Ф. Л. Черноуцько, Н. Н. Болотник, В. Г. Градецкий // XII Всерос. совещание по проблемам управления : тр. ВСПУ 2014 (Москва 16–17 июня 2014). – 2014. – С. 67 – 78.
10. Saunders A. The RiSE Climbing Robot: Body and Leg Design / A. Saunders, D. I. Goldmanb, R. J. Fullb and M. Buehlera // Boston Dynamics, Unmanned Systems Technology VIII. Proc. of SPIE. – 2005. – Vol. 6230. – 13 p.
11. Tin Lun Lam, Yangsheng Xu. Tree Climbing Robot: Design, Kinematics and Motion Planning / Tin Lun Lam, Yangsheng Xu. – Springer Heidelberg, New York, 2012. – 178 p.

12. Patent US 9492928 МПК В25J 15/00. Interconnected phalanges for robotic gripping; заяв. 05.11.2014; опубл. 05.05.2016. – Р. 6.
13. Захват крокуючого робота вертикального переміщення: пат. 119109 Україна: МПК В25J 15/08; № а201710873; заяв. 07.11.2017; опубл. 25.04.2019. Бюл. № 8, 2017. – 4 с.
14. Чашухин В. Г. Исследование параметров движения робота со скользящим уплотнением / В. Г. Чашухин // Вестн. Нижегородского ун-та 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. – Р. 3.
16. Patent US 9738337 Int. Cl. B62D 57/024. Climbing robot vehicle / заяв. 28.01.2015; опубл. 22.08.2017. – Р. 4.
17. Поліщук М. М. Модернізація вакуумного захвату мобільного крокуючого робота. NTUU «Igor Sikorsky KPI» / М. М. Поліщук // Mechanics and Advanced Technologies. – 2017. – № 2 (80). – Р. 59 – 64.
18. Патент UA 117979 МПК В65Н 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. – Р. 12.
20. Транспортное устройство. Патент РФ на полезную модель 101683 МКИ В62D 57/04. заяв. 29.09.2010; опубл. 27.01.2011. Бюл. № 3. – С. 2.
21. Menon Carlo.. Gecko Inspired Surface Climbing Robots / Carlo Menon, Michael Murphy and Metin Sitti // International Conference on Robotics and Biomimetics (August 22 – 26). – Shenyang, China, – 2004. – Р. 6.
22. Manuel F. Tenreiro Machado. New Technologies for Climbing Robots Adhesion to Surfaces / F. Manuel, J. A. Silva ; Department of Electrical Engineering, Institute of Engineering of Porto, Rua Dr. Ant_onio Bernardino de Almeida, 4200-072 Porto. – Portugal, 2007. – Р. 7.
23. Manuel F., Silva and J. A. Tenreiro Machado. A Survey of Technologies and Applications for Climbing Robots Locomotion and Adhesion / F. Manuel, Silva and J. A. Tenreiro Machado // 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: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.03 / М. Ю. Рачков ; Ин-т проблем механики. – М., 1997. – 34 с.
26. Feng-yu Xu. Climbing model and obstacle-climbing performance of a cable inspection robot for a cable-stayed bridge / Feng-yu Xu, Xing-song Wang, Lei Wang // Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering. – 2011. – Vol. 35. – No. 2. – P. 269 – 289.
27. Калиниченко С. В. Выбор рациональных конструктивных параметров для проектирования пневмомеханических приводов мобильных роботов: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / С. В. Калиниченко. – М., 2003. – 170 с.
28. Краснослободцев В. Я., Скворцов В. Ю. Адаптивные пневмовакуумные захваты и опоры роботов / В. Я. Краснослободцев, В. Ю. Скворцов. – Санкт-Петербургский. техн. ун-т. – СПб. – 1996. – 100 с.
29. Дышенко В. С. Исследование динамики мобильного робота для перемещения по вертикальным поверхностям: автореф. дис. канд. техн. наук: 01.02.06 / В. С. Дышенко. – Курск, 2006. – 17 с.
30. Черепанов А. А. Динамика вибрационного мобильного робота для движения по вертикальным ферромагнитным поверхностям: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / А. А. Черепанов. – Курск, 2011. – 140 с.
31. Zhang H., Zhang J., Liu R., Zong G. Mechanical Design and Dynamics of an Autonomous Climbing Robot for Elliptic Half-shell Cleaning / H. Zhang, J. Zhang, R. Liu, G. Zong // 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 / А. К. Ковальчук // Естественные и технические науки. – 2014. – № 5. – С. 88 – 90.
33. Mei Y. Energy-Efficient Motion Planning for Mobile Robots . School of Electrical and Computer Engineering / Y. Mei, Y. Lu, Y. Hu, C. Lee // Purdue University. – 2005. – P. 6.
34. Simon Ruffieux. Modelisation and Simulation of Climbing Robots / Simon Ruffieux, Auke Ijspeert, Carlo Menon // Simon Frazer University. – 2008. – 21 p.
35. Jonathan E. Clark. Toward a Dynamic Vertical Climbing Robot / Jonathan E. Clark, Daniel I. Goldman, Tao S. Chen, Robert J. Full, and Daniel E. Koditschek. – September 2006.
36. Yaru Xu. Concise method to the dynamic modeling of climbing robot / Yaru Xu and Rong Liu // Advances in Mechanical Engineering. – 2017. – Vol. 9 (2). – P. 1 – 10.

37. Polishchuk Mikhail. Mobile climbing robot with elastic energy accumulators / Mikhail Polishchuk, Volodymyr Oliinyk // *Mechanics and Advanced Technologies*. – 2018. – № 1 (82). – P. 116 – 122.
38. Provancher W. R. Towards penetration-based clawed climbing / W. R. Provancher, J. E. Clark, B. Geisler, M. R. Cutkosky // In: *7th International Conference on Climbing and Walking Robots (September 22 – 24)*. – 2004. – Madrid, Spain.
39. Auke Ijspeert. Modelisation and Simulation of Climbing Robots / Ijspeert Auke, Menon Carlo // *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. – P. 2.
41. Patent US 10232897 Int. Cl. B25J 11/00. Walking robot. Filed: Oct. 16, 2015; Date of Patent: March 19, 2019. – P. 4.
42. Patent US 9738337 Int. Cl. B62D 57/024. Climbing robot vehicle. Filed: 28.01.2015; Date of Patent: 22.08.2017. – P. 3.
43. Patent US 9428231 Int. Cl. B62D 55/00. Climbing vehicle with suspension mechanism. Filed: 12.02.2014; Date of Patent: 30.08.2016. – P. 6.
44. Транспортное устройство: Патент РФ 101683: МПК B62D 57/04; заяв. 29.09.2010; опубл.: 27.01.2011. Бюл. № 3. – С. 4.
45. Zwicky F. *Discovery, Invention, Research Through the Morphological Approach* / F. Zwicky. – New-York : Macmillan Co., 1969. – 265 p.
46. Джонс Дж. К. *Методы проектирования* / Дж. К. Джонс. – М. : Мир, 1986. – 826 с.
47. Дитрих Я. *Проектирование и конструирование* / Я. Дитрих. – М.: Мир, 1981. – 456 с.
48. Одрин В. М. *Морфологический метод исследования систем* / В. М. Одрин // *Автоматизация проектирования в машиностроении*. – 1978. – Вып. 11. – С. 28 – 33.
49. Одрин В. М. *Морфологический анализ систем* / В. М. Одрин, С. С. Картавов. – Киев : Наук. думка, 1977. – 148 с.
50. Кузнецов Ю. М. *Теорія розв'язання творчих задач : навч. посіб.* / Ю. М. Кузнецов. – Київ : ТОВ «ЗМОК», ПП «ГНОЗИС», 2003. – 294 с.
51. Капустян В. М. *Конструктору о конструировании атомной техники* / В. М. Капустян, Ю. А. Махотенко. – М. : Атомиздат, 1981. – 112 с.
52. *Морфологический анализ и синтез* [Электрон. ресурс]. – URL : <https://studfiles.net/preview/5615691/> (дата звернення: 10.09.2018).

53. Многокритериальные задачи принятия решений [Электрон. ресурс]. – URL : <https://studfiles.net/preview/3271206/> (дата звернення: 26.07.2019).
54. Лотов А. В. Многокритериальные задачи принятия решений : учеб. пособие / А. В. Лотов, И. И. Поспелова. – М. : МГУ им. М. В. Ломоносова, 2018. – 198 с.
55. Поліщук М. М. Вибір методу оптимізації критеріїв багаторівневої складної агрегатованої системи / М. М. Поліщук, Ю. О. Науменко // Адаптивні системи автоматичного управління. – 2010. – № 16. – С. 84 – 88.
56. Bracken J. Mathematical programs with optimization problems in the constraints / J. Bracken and J. M. McGill. – Oper. Res. 21. – 1973. – P. 37. – 44.
57. Bracken J. A method for solving mathematical programs with nonlinear programs in the constraints / J. Bracken and J. M. McGill. – Oper. Res. 22. – 1974. – P. 1097 – 1101.
58. Yoshimura M. Hierarchical Multiobjective Optimization Methods for Deeper Understanding of Design Solutions and Breakthrough for Optimum Design Solutions / M. Yoshimura, K. Sasaki, K. Izui and S. Nishiwaki // 6th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization (30 May – 03 June). – 2005. – Rio de Janeiro, Brazil. – P. 82 – 87.
59. Дегтярев Ю. И. Методы оптимизации : учеб. пособие для вузов / Ю. И. Дегтярев. – М. : Сов. Радио, 1980. – 272 с.
60. Справочник по оптимизационным задачам в АСУ / Авт. кол. : В. А. Бункин, Д. Колев, Б. Я. Курицкий и др. – Л. : Машиностроение, 1984. – 212 с.
61. Multilevel mathematical programming // IE675 University at Buffalo (April 3). – 2003. – 17 p.
62. Dempe S. Annotated Bibliography on Bilevel Programming and Mathematical Programs with Equilibrium Constraints / S. Dempe // TU Bergakademie Freiberg, D-09. – 2005. – Germany. – 51 p.
63. Colson B. Bilevel programming: A survey [Electron. resource] / B. Colson, P. Marcotte and G. Savard // A Quarterly Journal of Operations Research Springer-Verlag, – 2005. – 22 p. – DOI : 10.1007/s10288-005-0071-0.
64. Кирилович В. А. Автоматизований синтез роботизованих механоскладальних технологій : дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.08 – технологія машинобудування / В. А. Кирилович. – Київ : 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 / В. А. Кирилович // 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. – Київ, 2015. – 421 с.

67. Ямпольський Л. С. Нейротехнології та нейросистеми : монографія / Л. С. Ямпольський. – Київ : Дорадо-Друк, 2015. – 508 с.

68. Козляков В. В. Поиск новых технических решений в машиностроении на ранних этапах проектирования / В. В. Козляков, Д. Л. Раков // Анализ и синтез машин ; ИнМаш им. А. А. Благонравова РАН. – 2008. – С. 2 – 11.

69. Одрин В. М. Метод морфологического анализа технических систем / В. М. Одрин. – М. : ВНИИПИ, 1989. – 312 с.

70. Кузнецов Ю. Н. Морфологический синтез станков и их механизмов : монография / Ю. Н. Кузнецов, Ж. А. Хамуйела Герра, Т. О. Хамуйела. – Киев : ООО «ГНОЗИС», 2012. – 416 с.

71. Кононюк А. Е. Обобщенная теория моделирования. Начала. К. 1. Ч. 1. / А. Е. Кононюк // Освіта України. – 2012. – 602 с.

72. Гилл Ф. Практическая оптимизация / Ф. Гилл, У. Мюррей, М. Райт ; пер. с англ. – М. : Мир, 1985. – 302 с.

73. Поліщук М. М. Вибір методу оптимізації критеріїв багаторівневої складної агрегатованої системи / М. М. Поліщук, Ю. О. Науменко // Адаптивні системи автоматичного управління. – 2010. – № 16 (36). – С. 84 – 88.

74. Акимов С. В. Введение в морфологические методы исследования и моделирование знаний предметной области [Электрон. ресурс] / С. В. Акимов. – URL : <http://www.structuralist.narod.ru/about/about.htm> (дата звернення: 06.02.2019).

75. Zwicky F. Discovery, Invention, Research through the Morphological Approach / F. Zwicky. – New York : McMillan, 1969. – 212 p.

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

77. US Patent Hatchery LLC. Search US PATENT database [Electron. resource]. – URL : <http://us-patent.info/patent-search/> (дата звернення: 08.02.2019).

78. German Patent and Trade Mark Office. Centre of intellectual property protection [Electron. resource]. – URL : <https://www.dpma.de/english/patents/index.html> (дата звернення: 06.02.2019).

79. Федеральный институт промышленной собственности. Открытые реестры [Electron. resource]. – URL : http://www1.fips.ru/wps/wcm/connect/content_ru/ru/about/ (дата звернення: 10.01.2019).
80. Український інститут інтелектуальної власності [Електрон. ресурс]. – 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. – P. 2.
82. Транспортное средство и способ его передвижения: патент RU 2369514 Россия: МПК В62D57/032. № 2008101305/11; заяв. 09.01.2008; опубл. 10.10.2009. – С. 2.
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. – P. 4.
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. – P. 3.
85. Спосіб переміщення педипуляторів крокуючого робота та пристрій для його здійснення: Патент UA 111021 Україна: МПК В62D57/032. № а201411741; заявл. 30.10.2014; опубл. 10.03.2016, Бюл. № 5. – С. 2.
86. Крокуючий мобільний робот: Патент UA 117065 Україна: МПК В62D 57/032. № а201701440; заявл. 16.02.2017; опубл. 11.06.2018. Бюл. № 11. – 4 с.
87. Транспортное средство для перемещения по поверхностям произвольной пространственной ориентации: патент RU 2053911 Россия: МПК В62D57/032. № 5049217/11; заявл. 23.06.1992; опубл. 10.02.1996. – 6 с.
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. – P. 3.
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. – P. 4.
90. Мобильный шагающий робот: патент RU 2057046 Россия: МПК В 62D 57/032. № 5034754/11; заяв. 09.03.1992; опубл. 27.03.1996. – 6 с.
91. Шагающая опора: патент RU 2086450 Россия: МПК В62D57/032. № 94024222/11; заявл. 29.06.1994; опубл. 10.08.1997. – 5 с.
92. Транспортное средство для передвижения в разного рода грунтах «червяк»: Патент RU 2260542 Россия: № 2003134920/11; заявл. 03.12.2003; опубл. 20.09.2005. – 4 с.
93. Climber robot: Patent US 5551525 Int. Cl. B62D 57/032. Appl. No. 293498; Filed: Aug. 19, 1994; Date of Patent: Sep. 03, 1996. – P. 7.

94. Захват крокуючого робота: Патент UA 117979 Україна: МПК В65Н 5/08. № u201702363; заявл. 14.03.2017; опубл. 10.07.2017, Бюл. № 13. – 6 с.
95. Транспортное устройство для движения по вертикальным металлическим поверхностям: Патент РФ [101683](#) Россия: МКИ В62D 57/04. № 2010140051/11; заявл. 29.09.2010; опубл. 27.01.2011. Бюл. № 3. – 4 с.
96. Роботизированная система Gekko швейцарской фирмы Serbot AG [Electron. resource]. – URL : <https://www.designworldonline.com/cleaning-solar-panels-with-a-robotic-gecko/> (дата звернення: 09.02.2020).
97. Granosik G. The Omni Tread Serpentine Robot for Industrial Inspection and Surveillance / G. Granosik, M. G. Hansen, J. Borenstein // International Journal on Industrial Robots, Special Issue on Mobile Robots (March 18th). – 2005. – vol. IR32-2. – P. 139 – 148.
98. Одрин В. М. Морфологический синтез систем: морфологические методы поиска / В. М. Одрин ; препринт 86-5. – Киев : Ин-т кибернетики им. В. М. Глушкова АН УССР, 1986. – 210 с.
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. – 4 с.
100. Настасенко В. А. Морфологический анализ – метод синтеза тысяч изобретений / В. А. Настасенко. – 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. ... д-ра техн. наук: спец. 05.03.01 – Процеси механічної обробки, верстати та інструменти / В. А. Настасенко ; НТУ «Харківський політехнічний інститут». – Харків, 2019. – 39 с.
102. Поліщук М. М. Принципи синтезу мобільних роботів / М. М. Поліщук // Вчені записки Таврійського нац. ун-ту імені В. І. Вернадського. Технічні науки. – 2018. – Т. 29 (68). – № 5. – С. 1 – 8.
103. Полищук М. Н. Педипулятор робота вертикального перемещення с возможностью рекуперации энергии движения / М. Н. Полищук // 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 / Л. С. Ямпольский, М. М. Поліщук, В. К. Персиков; № а 2014 11741; заявл. 30.10.2014; опубл. 10.03.2016. Бюл. 5. – 4 с.

105. Кузнєцов Ю. М. Мобільний робот із гідравлічними педіпуляторами / Ю. М. Кузнєцов, М. М. Поліщук // Промислова гідравліка і пневматика: пр. ХІХ Між-нар. наук.-техн. конф. АС ПГП (Львів, 25 – 28 вересня 2018 р.). – Львів, 2018. – С. 61 – 62.
106. Polishchuk M. Mobile climbing robot with elastic energy accumulators / M. Polishchuk, V. Oliinyk // *Mechanics and Advanced Technologies*. – 2018. – № 1 (82). – P. 116 – 122.
107. Захват крокуючого робота: пат. 117979 Україна: МПК В65Н 5/08 / М. М. Поліщук, М. М. Ткач, В. П. Пасько. № u201702363; заявл. 14.03.2017; опубл. 10.07.2017. Бюл. № 13. – 4 с.
108. Поліщук М. М. Модернізація вакуумного захвату мобільного крокуючого робота / М. М. Поліщук // *Mechanics and Advanced Technologies*. – 2017. – № 2. – С. 59 – 64.
109. Крокуючий мобільний робот Кузнєцова – Поліщука : заявка на видачу патенту на винахід № a201807976 Україна: МПК В62D57/032; заявл. 18.07.2018. – 16 с.
110. Kuznetsov Y. Mobile climbing robots with energy accumulators / Y. Kuznetsov, M. Polishchuk // *Journal of the Technical University of Gabrovo*. – 2018. – Vol. 57. – P. 53 – 57.
111. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975. – 640 с.
112. Polishchuk M. N. 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* / M. N. Polishchuk, V. V. Oliinyk. – Vol. 938. – P. 96 – 104. – Springer Cham.
113. Поліщук М. М. Конструювання багаторівневої складної агрегатованої системи (САС) / М. М. Поліщук, М. С. Пушкін // *Адаптивні системи автоматичного управління*. – 2008. – № 13. – С. 69 – 76.
114. Поліщук М. М. Моделювання роботизованого процесу складання / М. М. Поліщук, Д. І. Красота, О. А. Шкурченко // *Адаптивні системи автоматичного управління*. – 2011. – № 19. – С. 102 – 108.
115. Поліщук М. М. Оптимізація параметрів крокуючого робота / М. М. Поліщук // *Адаптивні системи автоматичного управління*. – 2017. – № 2 (31). – С. 62 – 71.

116. Поліщук М. М. Оптимізація параметрів мобільного робота з газовим накопичувачем енергії / М. М. Поліщук // Вчені записки Таврійського нац. ун-ту імені В. І. Вернадського. Технічні науки. – 2018. – Т. 29 (68). – № 6. – С. 15 – 21.
117. Поліщук М. М. Мобільний робот з пневматичним акумулятором енергії / М. М. Поліщук // Вчені записки Таврійського нац. ун-ту імені В. І. Вернадського. Технічні науки. – 2019. – Т. 30 (69). – № 4. – С. 1 – 6.
118. Polishchuk M. Walking Mobile Robot of Arbitrary Orientation / M. Polishchuk, M. Orashnianskyi, N. Suyazov // 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.
120. Полищук М. Н. Инновационные подходы к синтезу мобильных роботов / М. Н. Полищук // Инновационные подходы в современной науке. – 2018. – № 14. – С. 65 – 71.
121. Полищук М. Н. Мобильный шагающий робот / М. Н. Полищук // Технические науки: проблемы и решения. – 2018. – № 6. – С. 50 – 54.
122. Кузнецов Ю. М. Мобільний робот із гідравлічними педипуляторами / Ю. М. Кузнецов, М. М. Поліщук // Промислова гідравліка і пневматика: пр. ХІХ Між-нар. наук.-техн. конф. (Львів, 25–28 вер. 2018 р.). – Львів, 2018. – С. 61 – 62.
123. Полищук М. Н. Мобильный робот с педипуляторами произвольной ориентации / М. Н. Полищук // Актуальные научные исследования в современном мире. – 2019. – Вып. 5 (49). – Ч. 1. – С. 21 – 29.
124. Полищук М. Н. Шагающий робот с гибкими педипуляторами / М. Н. Полищук // The development of technical sciences: problems and solutions: Conference Proceedings (April 27 – 28). – 2018. – Brno: Baltija Publishing. – С. 42 – 45.
125. Полищук М. Н. Проектирование технологического оснащения и наладка промышленных роботов / М. Н. Полищук, Ю. В. Тышкевич ; под общ. ред. проф. Л. С. Ямпольского. – 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](#). – 4 с.
127. Патент RU 2570597 МПК В25J 15/12. Захват; заяв. 09.06.2014; опубл. 10.12.2015. Бюл. № 34. – 6 с.
128. Патент US 9492928 МПК В25J 15/00. Interconnected phalanges for robotic gripping; заяв. 05.11.2014; опубл. 05.05.2016. – P. 12.

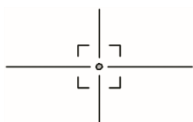
129. Справочник по промышленной робототехнике: в 2-х т. / пер. с англ.: Handbook of industrial robotics // Shimon Y. Nof. John Wiley & Sons, New York. – М. : Машиностроение, 1989. – Р. 121.
130. Козырев Ю. Г. Захватные устройства и инструменты промышленных роботов / Ю. Г. Козырев. – М. : КНОРУС, 2016. – 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. – Р. 11.
132. Патент RU 2251480 МПК В25J 5/00. Шагающий робот; заявл. 16.11.2001; опубл. 10.05.2005. Бюл. № 13.– 6 с.
133. Патент UA 75991 МПК В25J 11/00. Крокующий рушій малогабаритного робота; заявл. 04.06.2004; опубл. 15.06.2006, Бюл. № 6. – 4 с.
134. Патент UA 87719 МПК В25J 11/00. Мобільний крокующий робот; заявл. 02.07.2007; опубл. 10.08.2009. Бюл. № 15. 2009 р. – 5 с.
135. The World's Most Dynamic Humanoid. Boston Dynamics Electron. resource]. – 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 В62D 57/024. № а 2019 01310; заявл. 11.02.2019; опубл. 10.07.2019. Бюл. № 13. – 4 с.
137. Поліщук М. М. Мобільний робот для обслуговування паркових та лісних деревних масивів / М. М. Поліщук // Екологічні науки : наук.-практ. журн. – 2019. – № 26. – С. 132 – 137.
138. Кузнецов Ю. М. Мобільні роботи для плодоовочевих господарств / Ю. М. Кузнецов, М. М. Поліщук // Техніка та енергетика : наук. журн. – 2019. – Т. 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. – 9 p.
140. Polishchuk M. Anthropomorphic gripping device for an industrial robot: design and calculation of parameters [Electron. resource] / M. Polishchuk // Springer Nature Applied Sciences. – 2019. No 1:503. – URL : <https://doi.org/10.1007/s42452-019-0535-z>
141. Polishchuk M. N. Principles of designing mobile robots / M. N. Polishchuk // Norwegian Journal of development of the International Science. – 2018. – № 22. – Р. 31 – 37.
142. Поліщук М. М. Інноваційні принципи синтезу мобільних роботів / М. М. Поліщук // Актуальные научные исследования в современном мире. – 2019. – Вып. 6 (50). – Ч. 2. – С. 130 – 142.

143. Антигравітаційний мобільний робот Поліщука: пат. 120410 Україна: № а201805661. МПК В62D57/024; Поліщук М. М.; заявник і патентовласник Поліщук М. М.; заявл. 22.05.2018; опубл. 25.11.2019. Бюл. № 22. – Київ : Укрпатент, 2018. – 4 с.
144. Полищук М. Н. Теоретическое обоснование функционирования антигравитационного мобильного робота / М. Н. Полищук // Вчені записки Таврійського нац. ун-ту імені В. І. Вернадського. Технічні науки. – 2019. – Т. 30 (69). – № 3. – С. 1 – 9.
145. Поліщук М. М. Мобільний робот з генератором аеродинамічної піднімальної сили / М. М. Поліщук // Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси (ІРТК-2019) : XII Міжнар. наук.-практ. конф. (21 – 22 трав. 2019). – Київ, 2019. – С. 28 – 33.
146. Истечение газов и паров через сопловые каналы [Электрон. ресурс]. – URL : http://ispu.ru/files/u2/book2/TD2_19-06/4.html (дата обращения: 31.07.2018).
147. Повх И. Л. Техническая гидромеханика / И. Л. Повх. – 2-е изд. – Ленинград : Машиностроение, 1976. – 505 с.
148. Демидович Б. П. Численные методы анализа / Б. П. Демидович, И. А. Марон, Э. З. Шувалова. – М. : Наука, 1967. – С. 102 – 103.
149. Пляскин И. И. Оптимизация технических решений в машиностроении / И. И. Пляскин. – М. : Машиностроение, 1982. – 176 с.
150. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк. – М. : Изд-во «Мир», 1972. – 381 с.
151. Барабашук И. Б. Планирование эксперимента в технике / И. Б. Барабашук, Б. П. Креденцер, В. И. Мирошниченко. – Киев : Техника, 1984. – 198 с.
152. Некоторые нелинейные модели, сводящиеся к линейным [Электрон. ресурс]. – URL : <https://studopedia.org/2-94230.html> (дата обращения: 25.05.2019).
153. Корн Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1984. – 831 с.
154. Polishchuk M. Experimental Studies on the Reactive Thrust of the Mobile Robot of Arbitrary Orientation [Electron. resource] / M. Polishchuk, M. Tkach, I. Parkhomey, J. Voiko, O. Eromenko // Indonesian Journal of Electrical Engineering and Informatics. ISSN 2089-3272. – 2020. – Vol. 8. – No 2. – DOI : [10.11591/ijeei.v8i2.1681](https://doi.org/10.11591/ijeei.v8i2.1681)
155. Методы синтеза систем автоматического управления [Электрон. ресурс]. – URL : <http://www.tehnoinforma.ru/teorijasistempravlenija/67.html> (дата звернення: 11.09.2019).

156. Полищук М. Н. Проектирование технологического оснащения и наладка промышленных роботов / М. Н. Полищук, Ю. В. Тышкевич ; под общ. ред. проф. Л. С. Ямпольского. – Київ : Дорадо–Друк, 2014. – С. 11 – 15.

157. Анурьев А. И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 1 / . И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 1979. – 728 с.

158. Polishchuk M. M. Optimization of mobile robot parameters for surfaces of arbitrary γ orientation / М. М. Polishchuk // Вчені записки Таврійського нац. ун-ту ім. В. І. Вернадського. Технічні науки. – 2020. – Т. 31 (70). – № 1. – С. 1 – 5.



ГЛОСАРІЙ

(скорочення)

АЛ – Автоматична лінія: комплекс послідовно розміщеного за технологічним маршрутом автоматичного основного та допоміжного обладнання, об'єднаного єдиною транспортною системою.

АМ – Автоматичний маніпулятор: пристрій, призначений для імітації рушійних та (чи) робочих функцій руки людини і керований оператором (різновид біотехнічних маніпуляторів) або який діє автоматично.

АТС – Автоматизована транспортна система, що може включати транспортери, конвеєри, робокари та інше транспортне обладнання, об'єднане єдиною системою автоматичного керування.

ГВМ – Гнучкий виробничий модуль: одиниця технологічного обладнання, що має автономне програмне керування та автоматично здійснює задані технологічні операції; здатний працювати автономно, у складі гнучкого виробничого осередку або гнучкої виробничої системи.

ГВС – Гнучка виробнича система: керований засобами обчислювальної техніки комплекс технологічного обладнання, що автоматично адаптується до змін у програмі виробництва. До складу ГВС входять ГВМ та (чи) гнучкі виробничі осередки (ГВО), автоматизована система технологічної підготовки виробництва (АСТПВ) та система інформаційного та програмного забезпечення функціонування.

МР – Мобільний робот: автономна автоматична машина із системою дистанційного керування і/або із системою навігації, що програмується та використовується у технологічному процесі для обробки та (чи) транспортування об'єктів виробництва та (чи) технологічного оснащення.

ПР – Промисловий робот: автоматична машина, що програмується та використовується у виробничому процесі для виконання рушійних функцій, аналогічних функціям людини, під час переміщення предметів виробництва та (чи) технологічного оснащення.

РДО – Роботи довільної орієнтації: модифікація мобільних роботів, оснащених засобами пересування та втримання їх на поверхні довільної орієнтації щодо обр'єму заданого технологічного простору.

РТК – Робото-технологічний комплекс: сукупність промислових роботів, основного технологічного виробничого обладнання, пристроїв накопичування, орієнтації, транспортування та завантаження об'єктів виробництва.

РТС – Робототехнічна система: сукупність інформаційно-сенсорних, механічних виконавчих і керуючих пристроїв, що функціонують разом з метою виконання заданого технологічного процесу або операції; реалізується у вигляді комплексу технологічного та транспортного обладнання разом із промисловими роботами, що виконують основні або допоміжні технологічні операції в умовах автоматизованого виробництва.

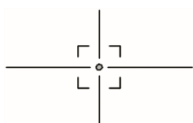
ЧПК – Числове програмне керування (з англ. computer numerical control, CNC): галузь техніки, пов'язана із застосуванням цифрових обчислювальних пристроїв для керування виробничими процесами; призначене для виконання функцій комп'ютеризованої системи керування приводами технологічного встаткування.

САПР – Система автоматизованого проектування, що реалізує інформаційну технологію виконання функцій проектування; являє собою організаційно-технічну систему, призначену для автоматизації процесу проектування, що складається із персоналу й комплексу технічних і програмних засобів.

CAD (Computer aided design) – системні комплекси для проектування, за допомогою яких автоматизують завдання на різних стадіях виготовлення промислової продукції.

CAM (Computer aided manufacturing) – автоматизована система або модуль, призначений для підготовки керуючих програм для верстатів із числовим програмним керуванням. Під терміном розуміють як сам процес комп'ютеризованої підготовки виробництва, так і програмно-обчислювальні комплекси, використовувані інженерами-технологами.

CAE (Computer aided engineering) – загальна назва для програм і програмних пакетів, призначених для розв'язання інженерних завдань: розрахунків, аналізу та симуляції фізичних процесів. Розрахункова частина пакетів найчастіше основана на чисельних методах розв'язання диференціальних рівнянь (зокрема метод кінцевих елементів, метод кінцевих обсягів, метод кінцевих різниць та ін.).



ДОДАТКИ

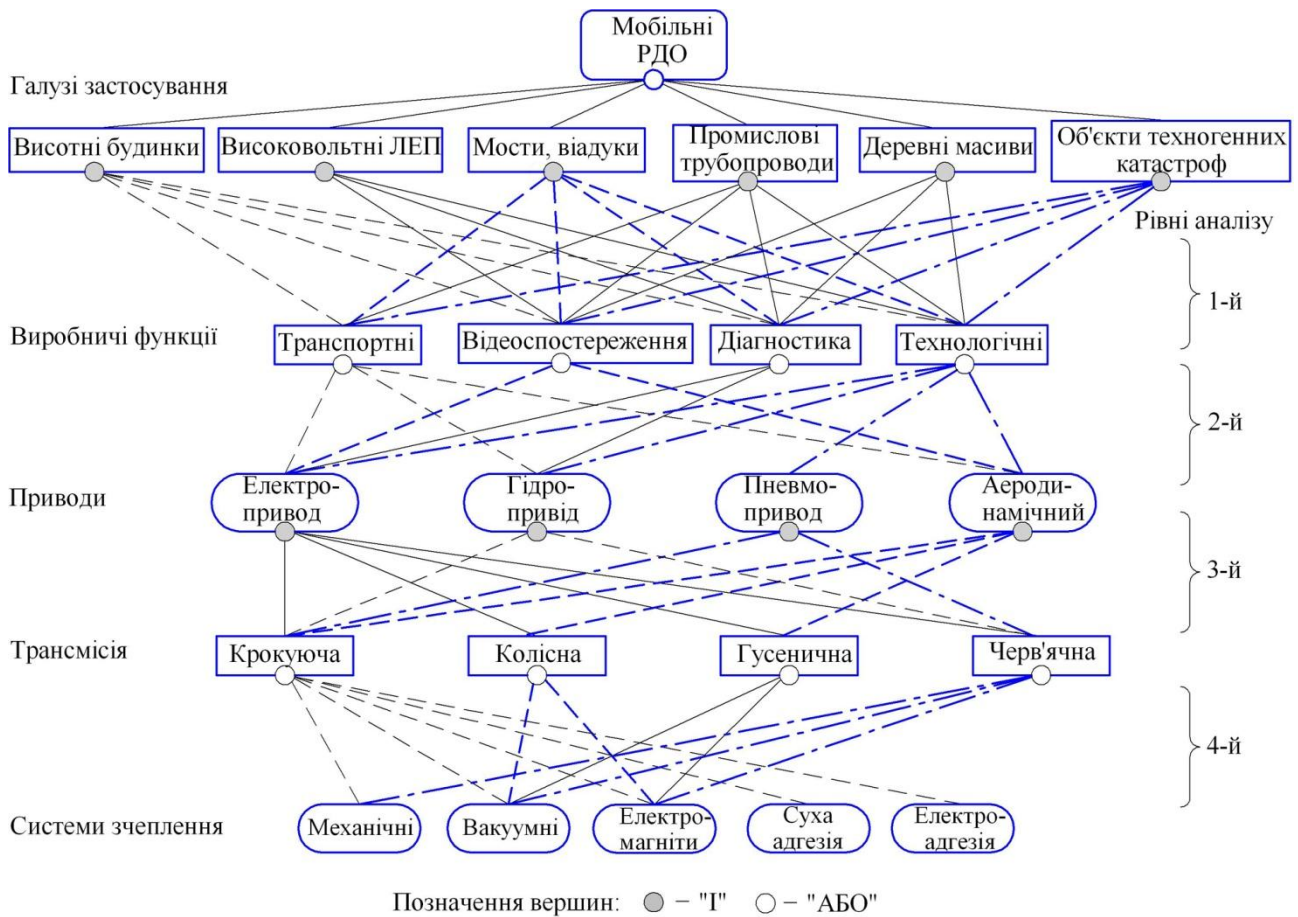


Рис. А-1. Морфологічний граф керування синтезом мобільних роботів довільної орієнтації у просторі

Патент UA 117065
Крокуючий мобільний робот

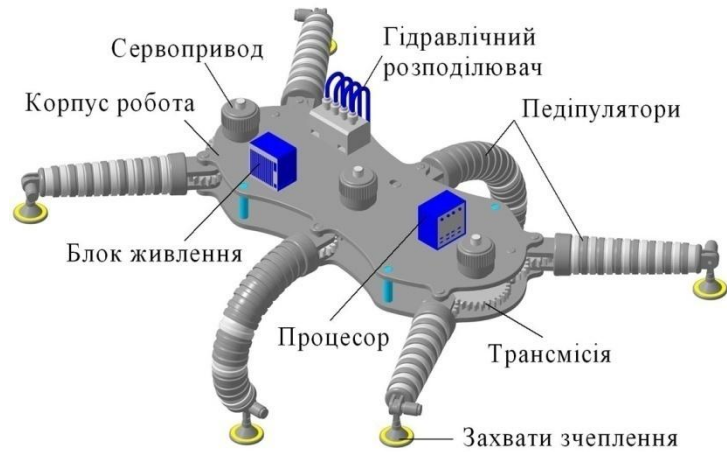


Рис. Б-1. Загальний вигляд мобільного робота довільної орієнтації

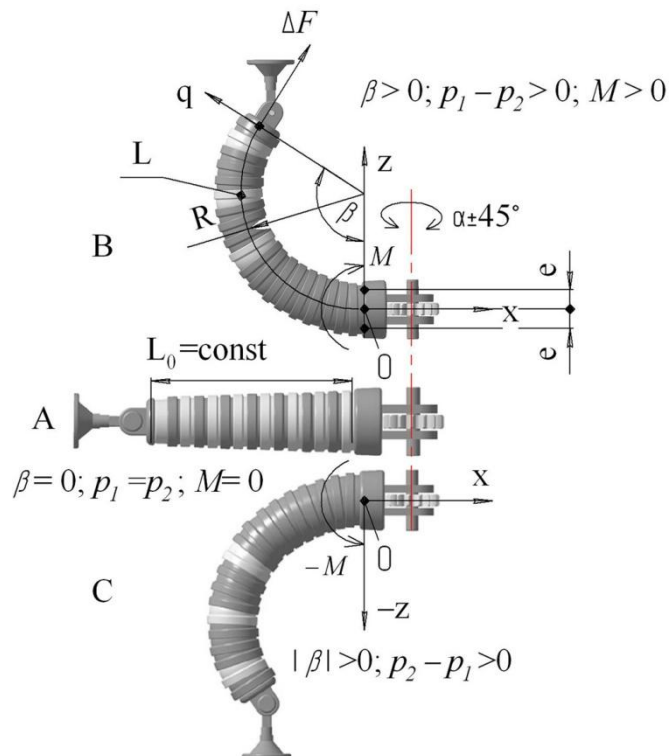


Рис. Б-2. Положення педипуляторів робота довільної орієнтації під різним тиском p_1, p_2 у гофрованих трубопроводах

Патент UA 119633

Мобільний робот для обрізування дерев

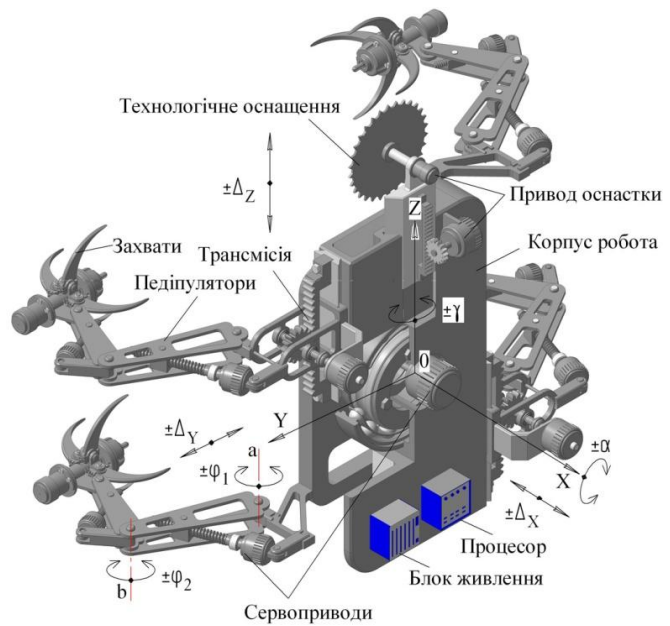


Рис. В-1. Загальний вигляд мобільного робота



Рис. В-2. Положення мобільного робота під час обрізування наросту:

1 – робот; 2 – нарост на дереві

Патент UA 111021
Спосіб переміщення педіпуляторів крокуючого робота і пристрій для його здійснення

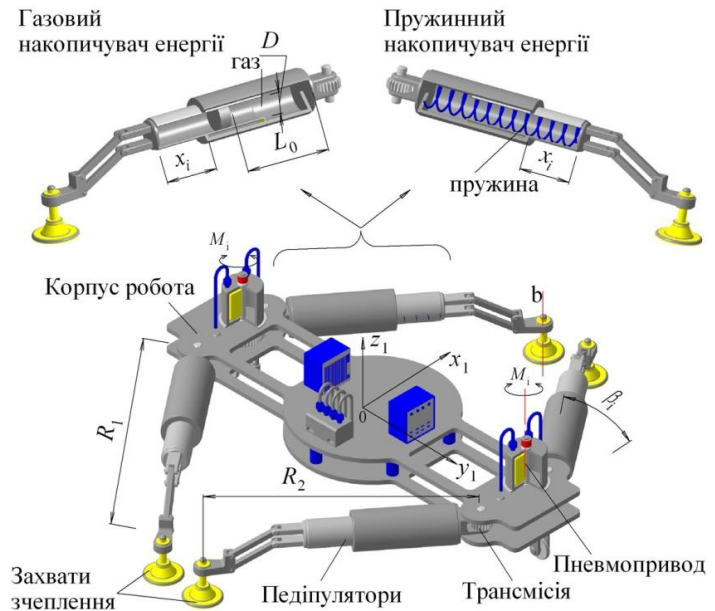


Рис. Г-1. Робот довільної орієнтації з модулями накопичення та перетворення енергії руху

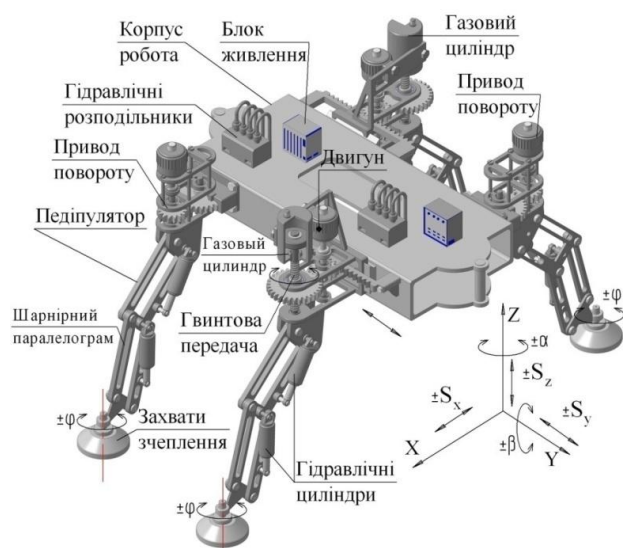


Рис. Г-2. Патент UA 121432. Крокуючий мобільний робот Кузнецова – Поліщука

Патент UA 120391
Антропоморфна кисть
промислового робота

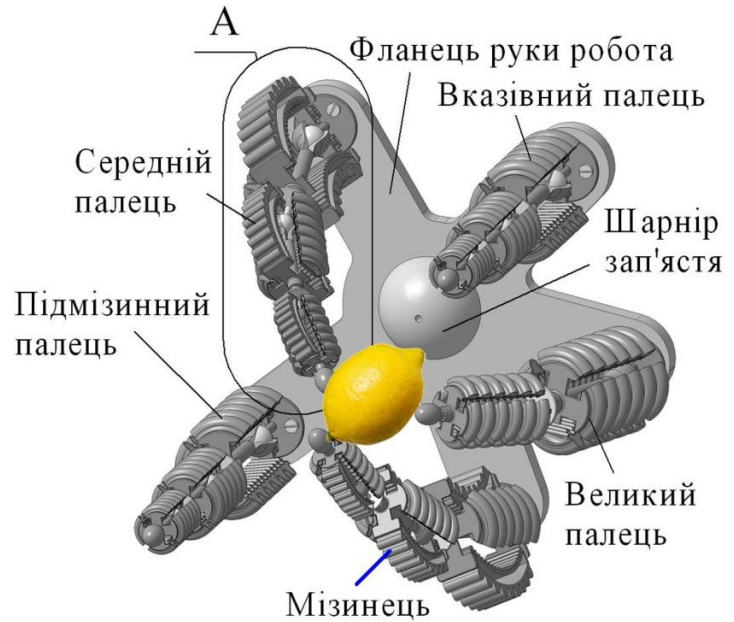


Рис. Д-1. Антропоморфна кисть робота

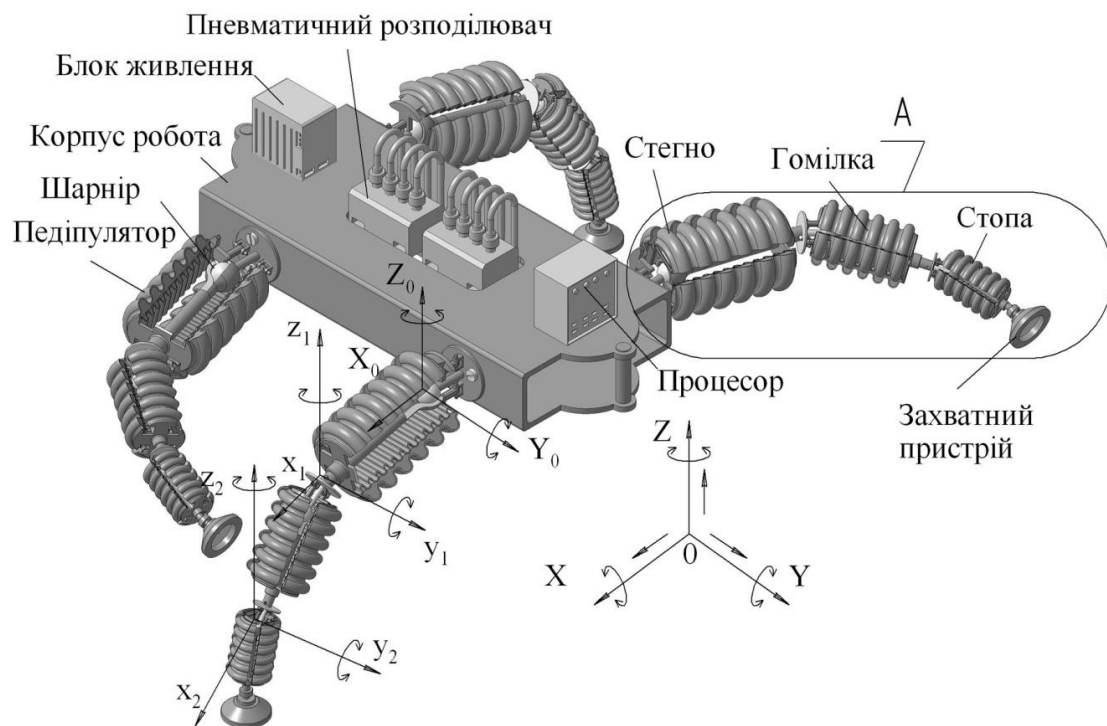


Рис. Д-2. Модифікація мобільного робота на основі антропоморфних педипуляторів

Патент UA 120410
Антигравітаційний мобільний
робот Поліщука

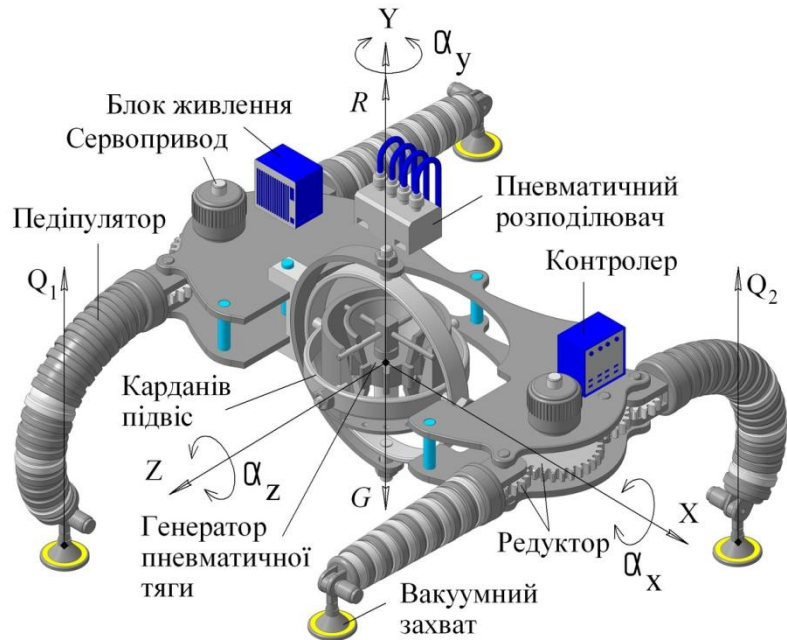


Рис. Е-1. Мобільний робот із генератором пневматичної тяги на кардановому підвісі

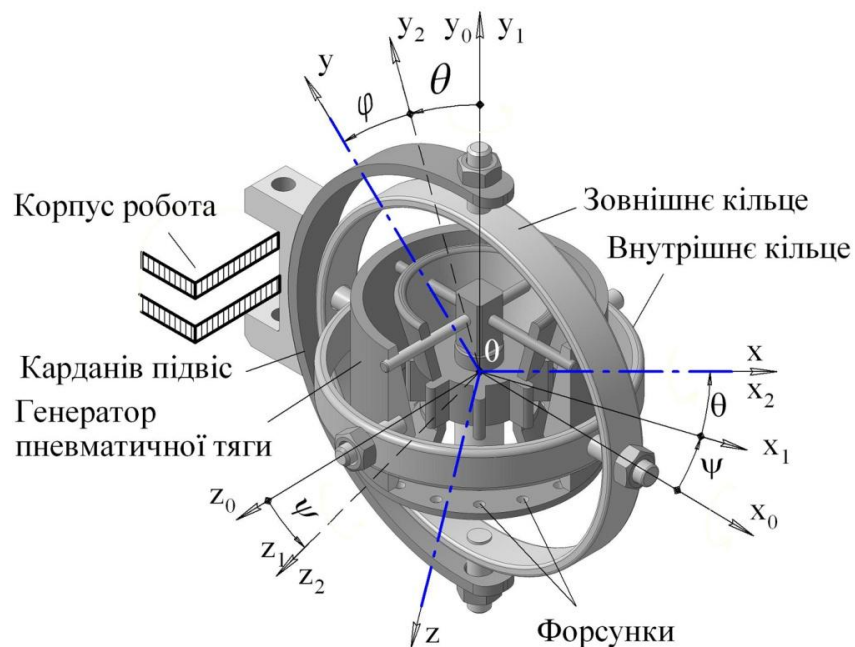


Рис. Е-2. Генератор тяги на кардановому підвісі із трьома ступенями вільності φ , ψ , θ у системі координат $0xyz$

Патент UA 118921
 Транспортний пристрій
 для переміщення всередині труб

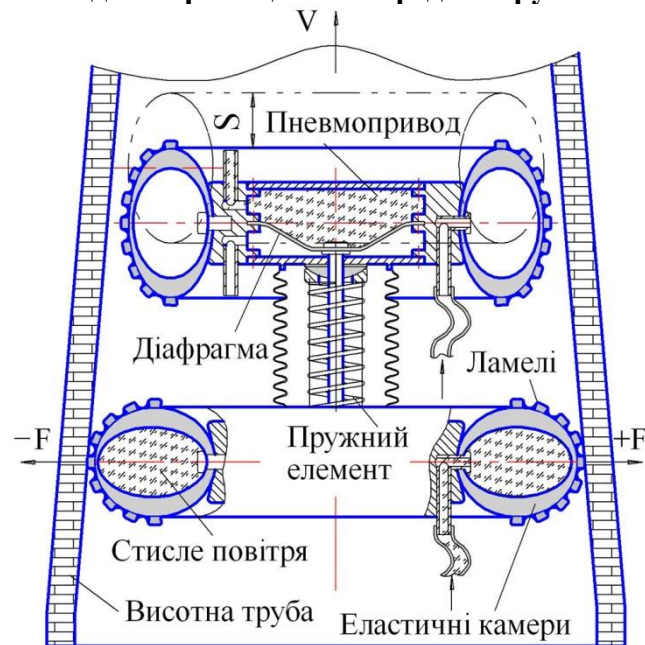


Рис. Ж-1. Привід мобільного робота вертикального переміщення

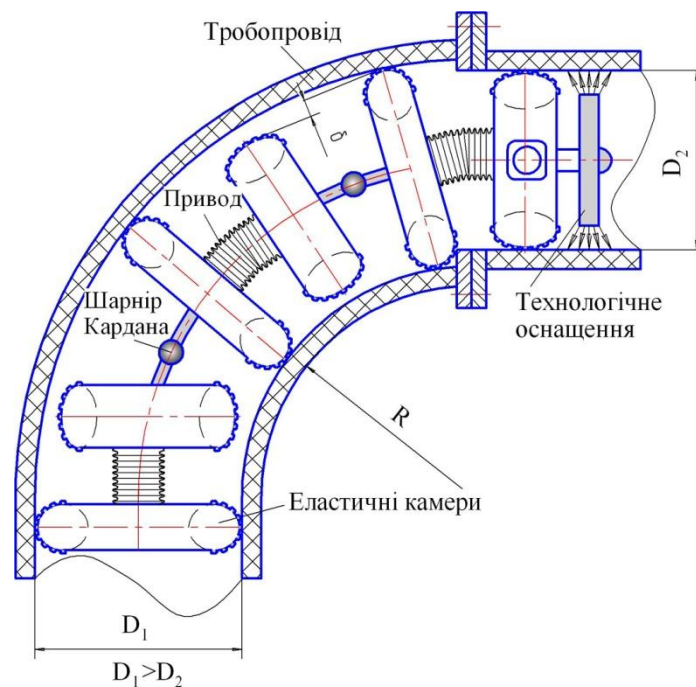


Рис. Ж-2. Схема переміщення мобільного робота під час очищення промислового трубопроводу

Патент UA 117979
Захват крокуючого робота

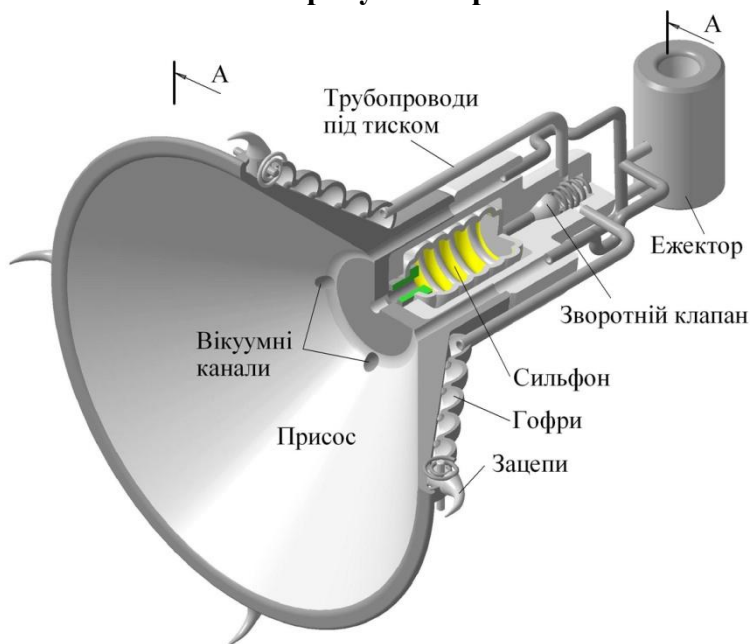


Рис. К-1. Вакуумно-механічний захват робота вертикального переміщення

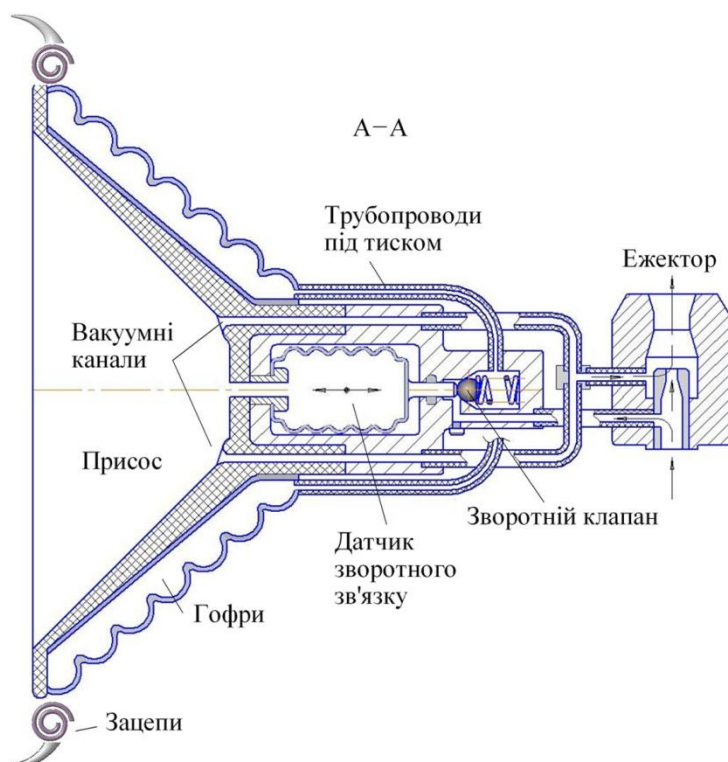


Рис. К-2. Поздовжній переріз комбінованого захвата мобільного РДО із датчиком зворотного зв'язку керування

Патент UA 119109
Захват крокуючого робота вертикального переміщення

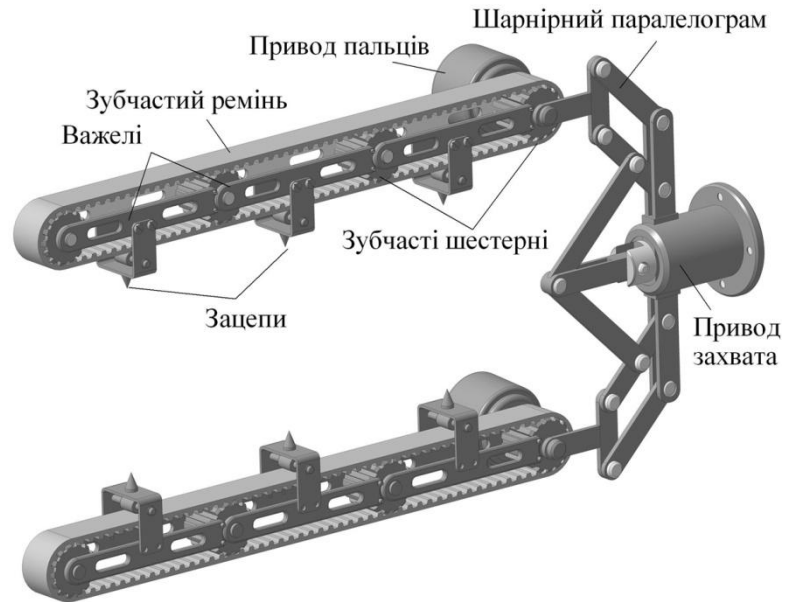


Рис. Л-1. 3D-модель захвату

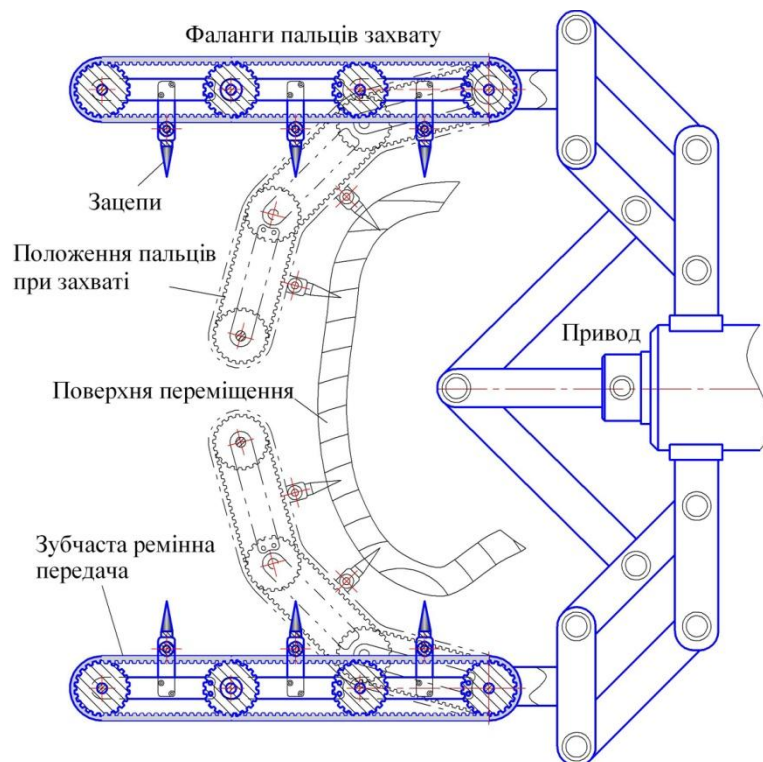


Рис. Л-2. Положення пальців захвату під час зчеплення з поверхнею переміщення

Морфологічний граф структурно-параметричного синтезу технічних розв'язків патентів UA 117065, 111021 та 117979

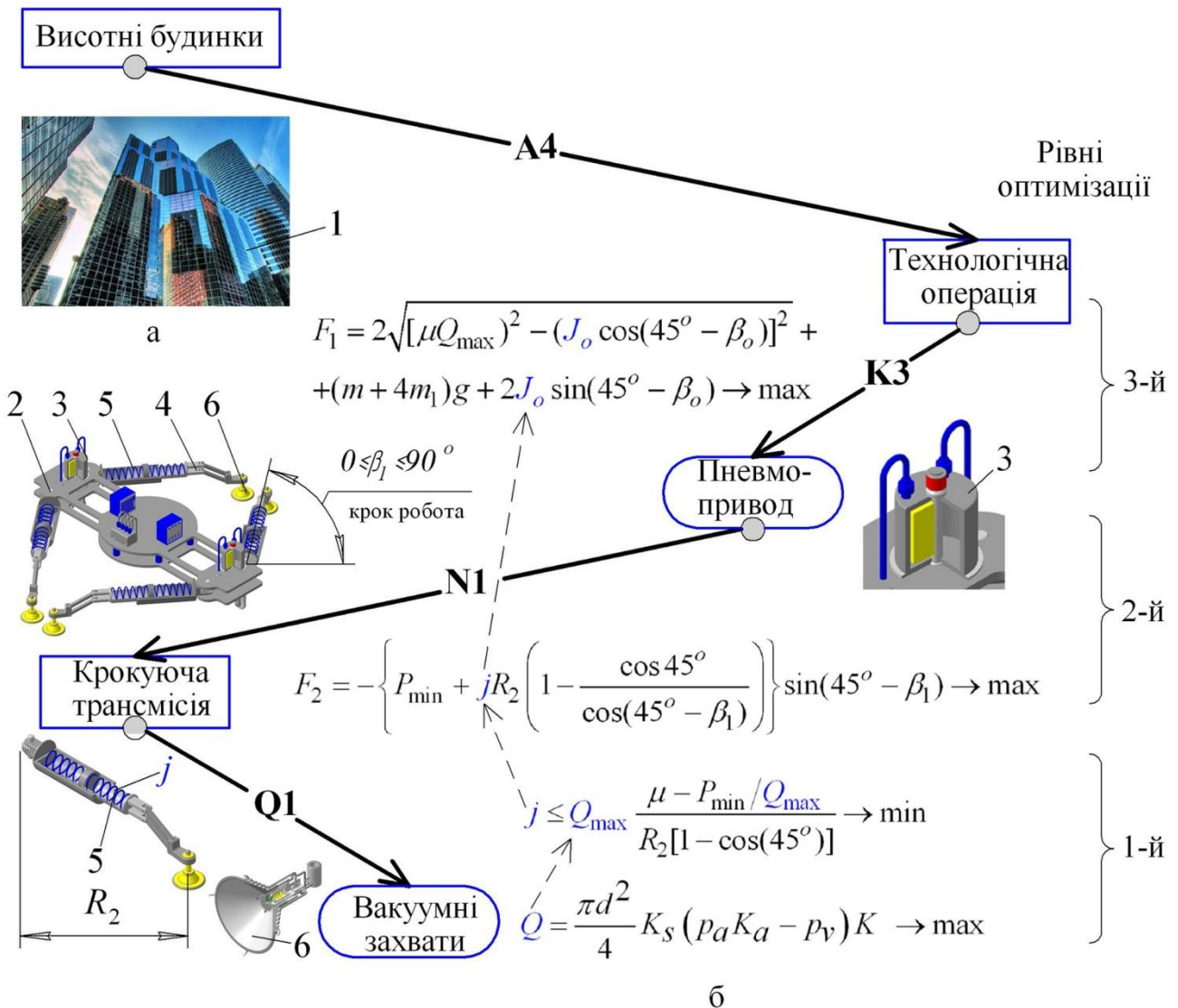


Рис. М-1. Структурно-параметричний синтез мобільного РДО для обслуговування висотних будинків (а) та рівні ієрархічної системи (б)

із 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

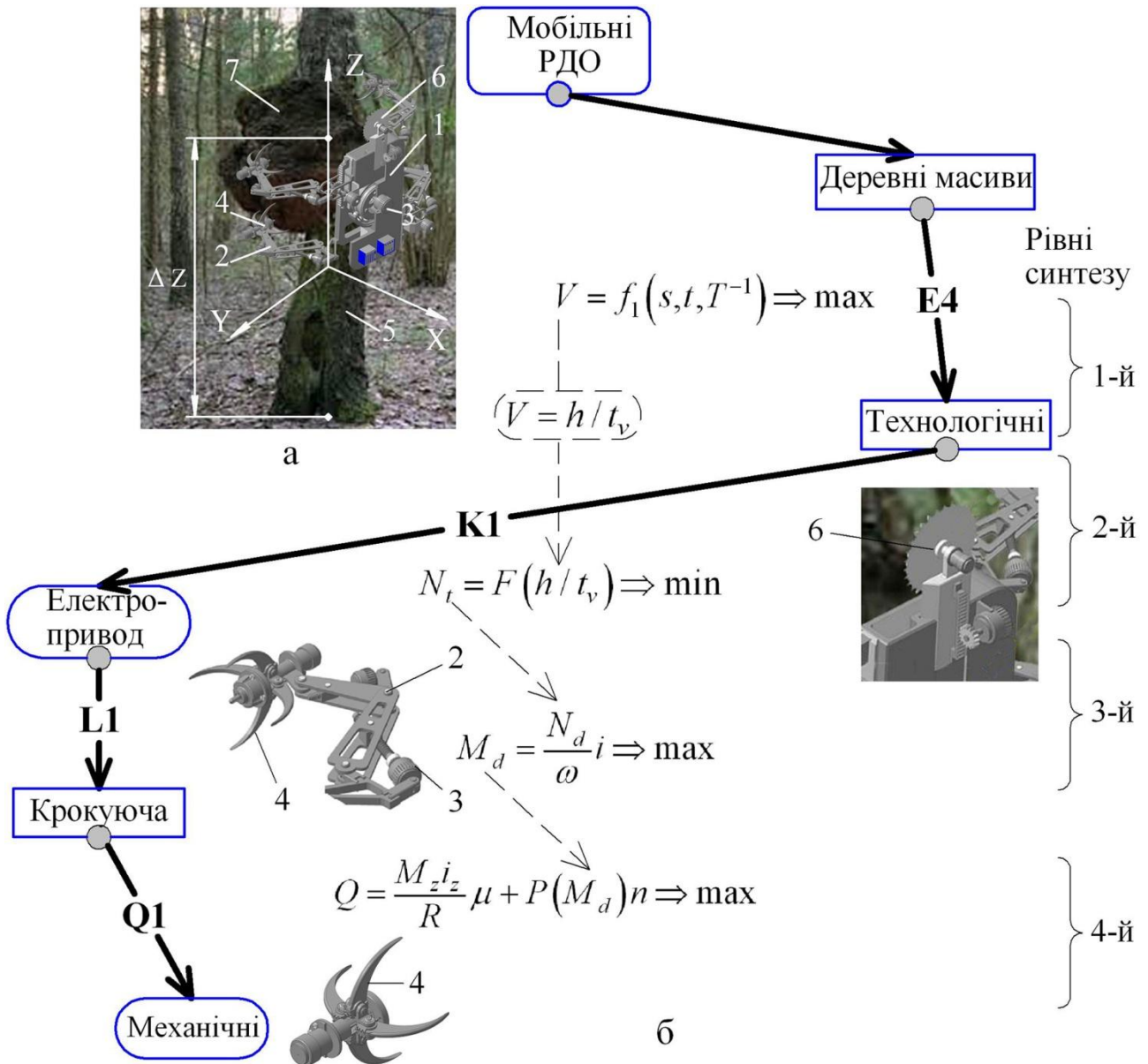


Рис. Н-1. Структурно-параметричний синтез мобільного РДО для обслуговування деревних масивів (а) та рівні ієрархічної системи (б) з відображенням цільових функцій параметричного синтезу:
 V – швидкість руху; N_t – технологічне зусилля; M_d – момент приводу;
 Q – сила зчеплення з поверхнею переміщення

**Програма моделювання мобільного РДО
з модулями накопичення та перетворення енергії руху
у середовищі MATLAB
(до розд. 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 розд. 4)

Simulation program MATLAB R2014a

```
function Pux_Pob2
clc;
global E L s3 e d m m1 g s1 a a1 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; a1=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=(a1^2+(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;

```

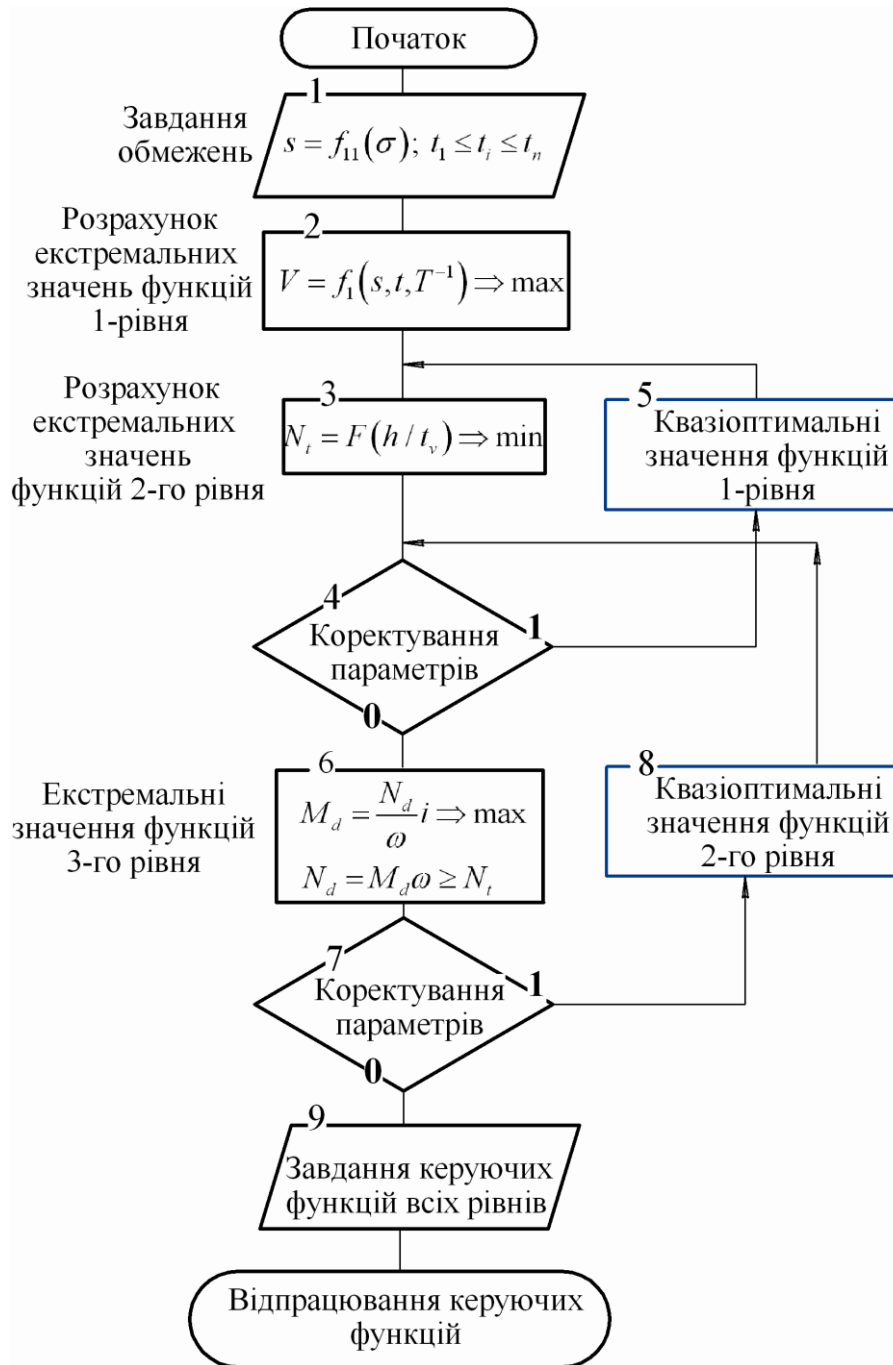
```

function ft=d1(u1,t)
global E L s3 e d m m1 g s1 a a1 Md eta ro r1 mu

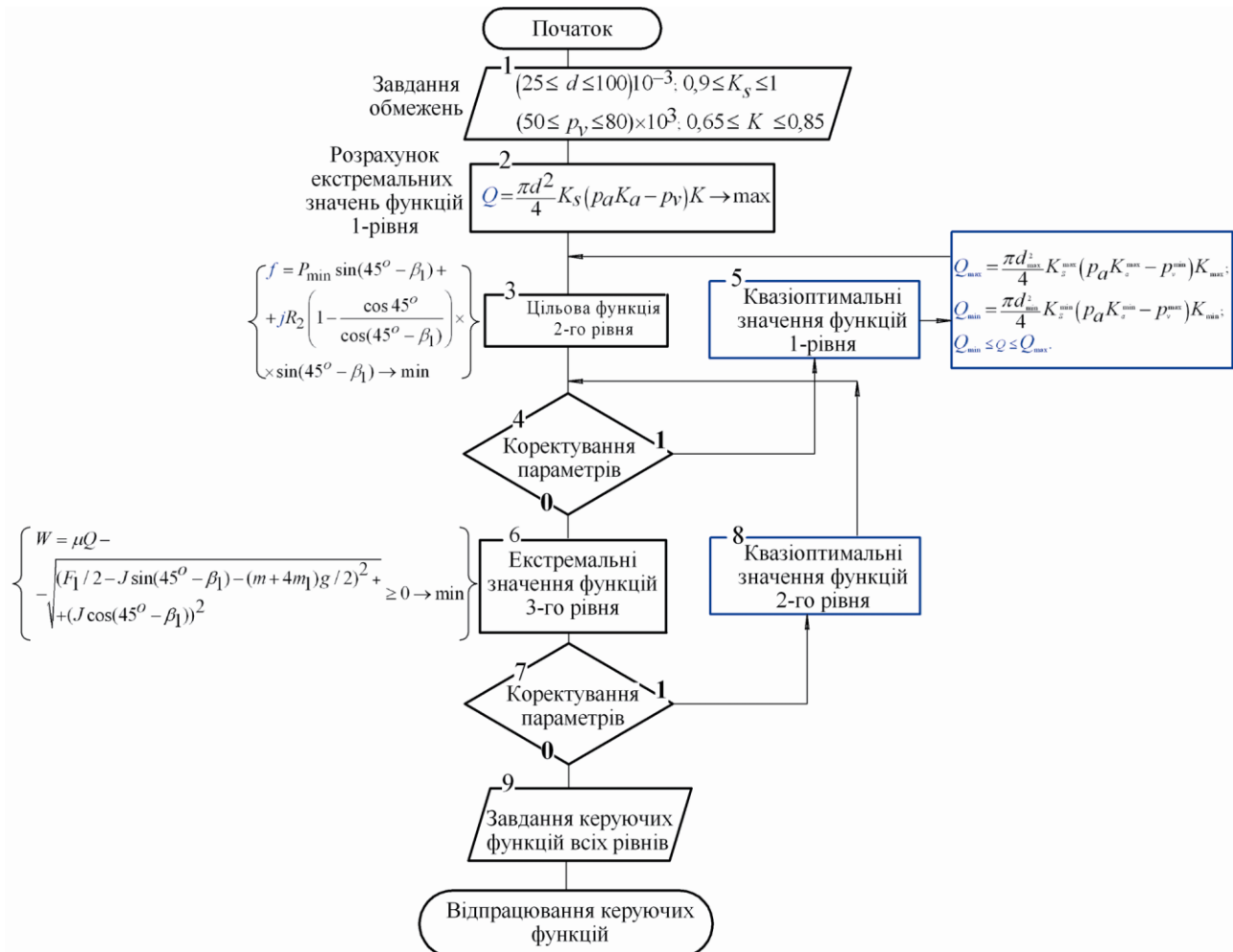
As=0.0064; A3=0.015; C=0.0883;
t2=0.02*sin(7*pi/18);
v=u1(2); t4=t;
s2=u1(1);
if s2<=s1
    Md1=Md;
else
    Md1=0;
end
b1=(a1^2+(a-s2)^2)^0.5/L;
bet=(10-(100-120*(1-b1))^0.5)^0.5;
k=bet*e/L;
sb=sin(bet); cb=cos(bet);
U=(bet*(sb^2+0.5)+3*sb*cb/2-2*sb)/bet/sb^2;
dU1=(sb+bet*cb)*(4-3*cb);
dU=dU1/2/(bet*sb)^2-cb/sb^3-3/2/bet;
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 розд. 2)**

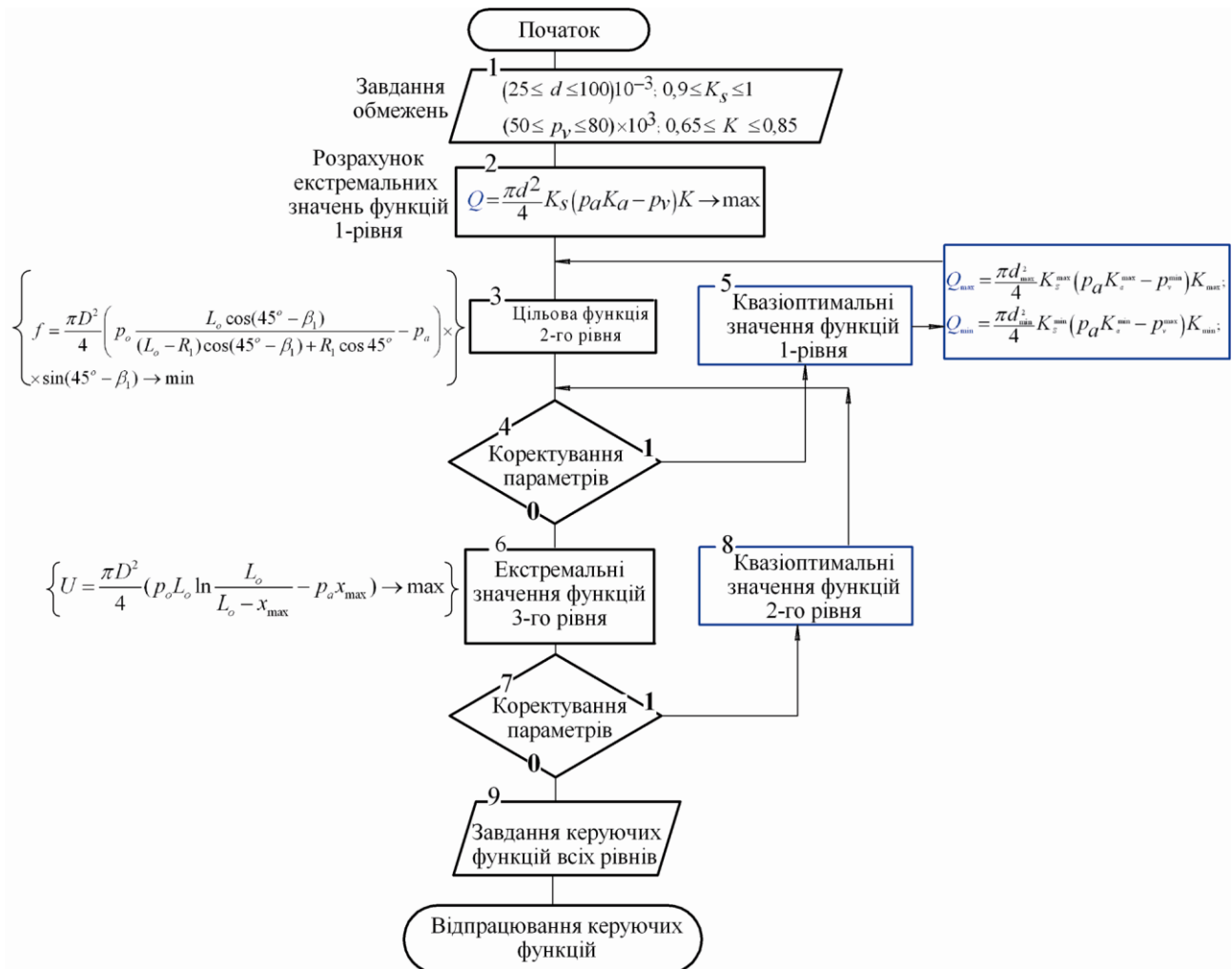


**Алгоритм автоматизованого синтезу мобільного РДО
для обслуговування висотних будинків
(до розд. 2)**



**Алгоритм розрахунку конструктивних параметрів
мобільного робота з газовим модулем накопичення
та перетворенням енергії руху**

(до розд. 3)



Навчальне видання

Поліщук Михайло Миколайович
Ткач Михайло Мартинович

**Робототехнічні системи та комплекси:
мобільні роботи довільної орієнтації**

Підручник

В авторській редакції

Надруковано з оригінал-макета замовика

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Свідоцтво про державну реєстрацію: серія ДК № 5354 від 25.05.2017 р.
просп. Берестейський, 37,
м. Київ, 03056

Підп. до друку 10.05.2022. Формат 60×84¹/₁₆. Папір офс. Гарнітура Times.
Ум. друк. арк. 17,67. Обл.-вид. арк. 19,21. Поз. 23-1-1-005.

Видавництво «Політехніка» КПІ ім. Ігоря Сікорського
вул. Політехнічна, 14, корп. 15
м. Київ, 03056
тел. (044) 204-81-78