УДК 621.865.8(031)

Поліщук М.М.
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ МОБІЛЬНОГО РОБОТА З ГАЗОВИМ НАКОПИЧУВАЧЕМ ЕНЕРГІЇ

У роботі описано принципово нову конструкцію мобільного робота з газовим накопичувачем енергії й математичну модель оптимізації його параметрів. Запропоновано критерії оптимізації конструктивних і технологічних параметрів, що визначають утримання робота на поверхні довільної орієнтації в технологічному просторі. Наведено результати моделювання і графоаналітичні залежності параметрів модуля нагромадження й перетворення енергії руху робота.

Ключові слова: *мобільні роботи, крокуючі механізми, роботи вертикального переміщення, альпіністські роботи.*

Постановка проблеми. Ключовим завданням створення мобільних роботів довільної орієнтації в технологічному просторі, відомих у міжнародних виданнях як Climber Robot (альпіністський робот), є забезпечення надійного утримання робота на поверхні переміщення. Більшість сучасних досліджень у цій області спрямовані на синтез конструкцій підсистем зчеплення мобільного робота з поверхнею переміщення. Водночас більш перспективним є розв'язання зазначеної проблеми шляхом підвищення енергетичної ефективності приводів роботів для зменшення їх сумарної потужності, а значить і маси робота для зниження гравітаційного навантаження під час виконання технологічних операцій. Реалізація такого підходу можлива у разі створення приводів, здатних накопичувати потенційну енергію на кожному попередньому кроці переміщення робота й перетворювати її на кінетичну енергію руху на кожному наступному кроці руху робота.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Загальна структура мобільного робота (Рис. 1) містить підсистему керування, підсистему втримання на поверхні й переміщення, сенсори аналізу навколишнього середовища, систему живлення й технологічне оснащення [1, с. 88].

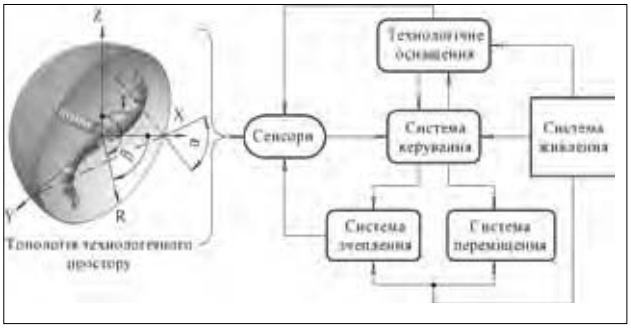


Рис. 1. Загальна структура підсистем мобільних роботів

Сенсорна підсистема зв'язує робота з топологією технологічного простору, який може бути представлено у вигляді прямокутної, Декартової, (X, Y, Z) або сферичної (R, β, γ) системи координат, точки яких досягаються виконавчими органами робота радіусом *R* за кутів їх вигину β, γ у зоні сервісу, створеній кутом α. Найбільше енергоспоживання властиве системам утримання й переміщення. Структура підсистем руху мобільних роботів довільної орієнтації і їх зчеплення з поверхнею переміщення представлена на Рис. 2. Підсистема приводів забезпечує рух елементів конструкції робота у просторі й безпосередньо визначає вид його трансмісії. Електроприводи мають більшу здатність до гнучкого програмування, ніж пневматичні приводи, і меншу вагу, ніж гідроприводи, хоча й поступаються останнім за показниками точності позиціонування й питомої потужності. Як видно на Рис. 2, класична структура таких підсистем не включає модулі нагромадження й перетворення енергії руху, які будуть запропоновані нижче. Однак спочатку розглянемо досягнутий рівень реалізації підсистеми зчеплення роботів із поверхнею переміщення [2, с. 33–42], оскільки ці підсистеми домінують в енергетичному споживанні мобільних роботів.

Рис. 2. Структура підсистем утримання й переміщення роботів

З наведеної структури найбільш поширеними стали вакуумні захвати [3, с. 2; 4, с. 348], що пояснюється інваріантністю цього виду зчеплення щодо фізичних властивостей поверхні переміщення мобільного робота. Однак цей вид зчеплення вразливий для припливу повітря в область вакууму, що знижує його надійність. Застосування електромагнітних захватів зчеплення [5, с. 3–6], незважаючи на простоту їх конструкції та швидкодію, обмежено поверхнями переміщення, що мають феромагнітні властивості. Оснащення мобільних роботів механічними захватами [6, с. 9; 7, с. 37–46], безумовно, підвищує надійність утримання робота на поверхні переміщення, однак необхідність наявності передавальних механізмів, унаслідок збільшення ваги робота, приводить до росту гравітаційного навантаження. Прогресивними способами зчеплення з погляду енергетичної ефективності є технології, засновані на так званій «сухій адгезії» [8, с. 6] та електричній адгезії [9, с. 7], але повільність процесу цього виду зчеплення поки що перешкоджає їх промисловому використанню.

Викладений вище аналіз показує, що застосування відомих приводів руху роботів й удосконалювання систем зчеплення з поверхнею переміщення не вирішує проблеми енергетичної ефективності трансмісії мобільних роботів довільної орієнтації у просторі.

Постановка завдання. Метою досліджень є створення привода мобільного робота, що має здатність нагромадження потенційної енергії й перетворення її на кінетичну енергію руху, а також оптимізація параметрів нового типу привода, що в результаті забезпечить підвищення енергетичної ефективності роботів довільної орієнтації.

Виклад основного матеріалу дослідження. *Конструкція мобільного робота.* Конструкція робота із пружинним накопичувачем енергії на сьогодні детально розглянута [10, с. 3; 11, с. 108] і здійснено його кінетостатичний аналіз [12, с. 117−119]. Так, для розуміння подальшого викладу стосовно оптимізації параметрів спочатку розглянемо спосіб переміщення робота з *газовим накопичувачем* енергії. Відмінність останнього 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 показана розрахункова схема робота з газовим накопичувачем енергії. На корпусі 1 робота встановлено неповно поворотні приводи 2, що через зубчасту трансмісію (на Рис. 3 не показано) мають кінематичний зв'язок із педіпуляторами у вигляді телескопічних циліндрів 3 і 4, які, будучи розділеними поршнем 5, утворюють газову камеру довжиною L_0 і діаметром D. Кожна пара педіпуляторів оснащена захватами 6, 7 і 8, 9. Тип захватів може бути різним, наприклад вакуумним, механічним або електромагнітним, що тут не має принципового значення.

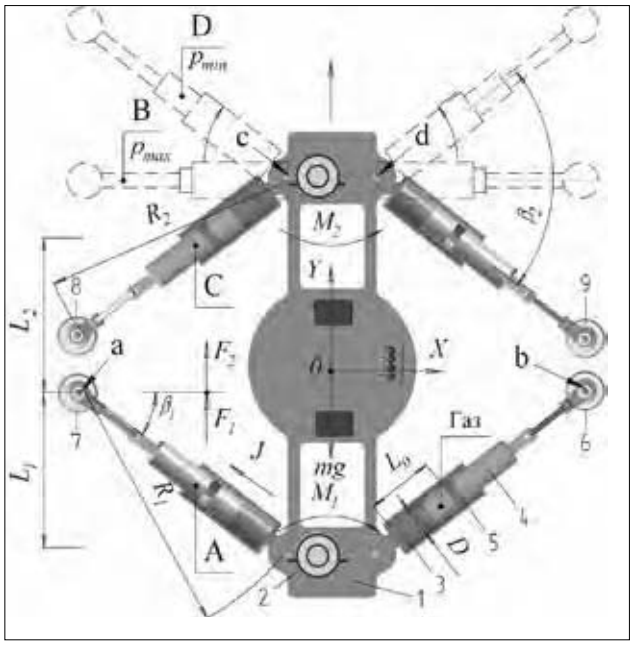


Рис. 3. Схема мобільного робота (вид у плані)

Переміщення робота здійснюється таким чином. У вихідному положенні захвати 6 і 7 включені, тобто зчеплені з поверхнею переміщення, а захвати 8 і 9 іншої пари педіпуляторів вільні від зчеплення з указаною поверхнею. На першому кроці переміщення привод 2 крутним моментом M_1 повідомляє про поворот на кут β_1 телескопічним циліндрам 3 і 4 навколо відповідних цим захватам точок «a» і «b», переміщаючи тим самим корпус робота в напрямку осі Y. Інша пара педіпуляторів (на Рис. 3 верхня) під дією такого самого привода й моменту M_2, будучи вільною від зчеплення з поверхнею переміщення, повертається на кут β_2, але вже навколо точок «c» і «d». Під час руху на першому кроці $0 \le \beta_1 \le 45^0$ робот переміститься на величину L_1, і нижні педіпулятори перейдуть із положення «A» у положення «B», а верхні педіпулятори зроблять поворот із позиції «C» у позицію «D».

Оскільки на першому кроці захвати 6 і 7, на відміну від вільних захватів 8 і 9, зчеплені з поверхнею переміщення, то під час переміщення кор-

пуса 1 робота на величину L_1 відбувається стиск газу в телескопічних циліндрах 3 і 4. Наслідком цього є створення пружної сили J до досягнення кута повороту значення $\beta_1 = 45^0$. Далі для економії енергоспоживання привод 2 відключається, і робот рухається на величину L_2 за $45^0 \le \beta_1 \le 90^0$ уже під дією пружної сили J, тобто за рахунок сили розширення раніше стисненого газу в циліндрах 3 і 4. Після повороту нижніх на Рис. 3 педіпуляторів на кут $\beta_1 = 90^0$ за командою системи керування відбувається відключення від зчеплення з поверхнею захватів 6 і 7 і, навпаки, включення зчеплення з поверхнею двох інших захватів – 8 і 9. Тепер уже газ стискається у верхніх педіпуляторах (див. Рис. 3), і описаний вище цикл руху повторюється.

Таким чином, на першому кроці переміщення L_1 під час повороту педіпуляторів на кут $0 \le \beta_1 \le 45^0$ за рахунок стиску газу відбувається нагромадження потенційної енергії, а на другому кроці під час повороту педіпуляторів на кут $45^0 \le \beta_1 \le 90^0$ накопичена енергія перетворюється на кінетичну енергію руху робота під дією пружної сили J раніше стисненого газу, що розширюється.

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

Оптимізація параметрів робота. Для побудови моделі оптимізації розглянемо мобільний робот як дворівневу технічну систему. Умовно як перший рівень встановимо підсистему втримання робота на поверхні довільної орієнтації, а як другий рівень – підсистему приводів робота, оскільки, як зазначено вище, ці дві підсистеми визначають енергетичну ефективність мобільного робота (без урахування енергії на силові технологічні операції за його виробничим призначенням).

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. Якщо як пристрій зчеплення використовуються вакуумні захвати, то за цільову функцію 1-го рівня візьмемо формулу сили Q зчеплення вакуумного присосу з поверхнею переміщення, яка визначається таким чином:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} K_S (p_a K_a - p_v) K \rightarrow \max \qquad (1)$$

за промислово доцільних обмежень із конструкторських міркувань:

$$(25 \le d \le 100)10^{-3};\ 0{,}9 \le K_S \le 1;\ (50 \le p_v \le 80) \times 10^3;\ 0{,}65 \le K \le 0{,}85; \qquad (2)$$

де d – діаметр зони вакуумування під присосом, (м); $\pi d^2/4$ – площа, обмежена внутрішнім контуром присосу (м^2); K_s – коефіцієнт зменшення площі присосу внаслідок деформації ущільнення; $p_a = 101 \cdot 10^3$ (Па) – атмосферний тиск; p_v – глибина вакууму всередині камери присосу (Па); K_a – коефіцієнт, за яким вираховують зміни атмосферного тиску ($K_a = 0{,}9$); K – коефіцієнт, за яким вираховують приплив повітря в місці контакту ущільнення присосу з поверхнею переміщення робота (K = 0,65...0,85).

Оскільки накладено обмеження окремо на кожну незалежну змінну, то для знаходження оптимального значення цільової функції використаємо класичний координатний метод оптимізації. Знайшовши частинні похідні за кожною незалежною змінною, легко переконатись, що жодна з похідних не дорівнює нулю ні в середині області значень змінних параметрів, ні на її границі, а тому цільова функція Q досягає екстремальних значень на границі області зміни параметрів. Отже, максимальне і мінімальне значення цільової функції (1) дорівнюватиме:

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

$$Q_{\min} = \frac{\pi d_{\min}^2}{4} K_S^{\min} \left(p_a K_a^{\min} - p_v^{\max} \right) K_{\min}. \qquad (3)$$

Максимально можлива зсувна сила F_T зчеплення з поверхнею переміщення дорівнює $F_T = \mu Q_{\max}$, де μ – коефіцієнт тертя ковзання захвату з поверхнею переміщення. Від цієї сили залежить максимальна загальна маса m робота за прискорення вільного падіння $g = 9{,}8$ м/с^2:

$$2F_T \cos(45^o) > mg \Rightarrow m < \frac{\sqrt{2}\mu Q_{\max}}{g}. \qquad (4)$$

Щоб перейти до оптимізації підсистеми приводів, необхідно спочатку визначити параметри газового накопичувача енергії. У такому разі як пружний елемент використовується повітря у герметичній циліндричній камері довжиною L_o і діаметром D поперечного перетину (див. Рис. 3). На першому етапі поршень стискає повітря, і нагромаджується певний запас потенційної енергії, а на другому етапі повітря розширюється і віддає набуту енергію. Припускаємо, що процес відбувається за постійної температури, а тому 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 Рис. 3 очевидно, що максимальне переміщення поршня становить:

$$x_{max} = R_1 - R_1 \cos 45 = R_1\left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2}\right), \qquad (5)$$

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

Переміщення x поршня залежить від кута β_1 повороту опорної ноги:

$$x = R_1\left(1 - \frac{\cos 45^o}{\cos(45^o - \beta_1)}\right); \quad 0 \le \beta_1 \le 90^o; \quad 0 \le x \le x_{\max}. \qquad (6)$$

Враховуючи вище наведене рівняння Бойля – Маріотта і введені позначення, одержуємо формулу для знаходження тиску за довільного положення поршня газового накопичувача енергії:

$$p = p_o \frac{L_o}{L_o - x}. \qquad (7)$$

Якщо мінімальним тиском p_o і максимальним тиском $p_{\max}$ (за $x = x_{\max}$) задатися наперед, то з формули (7) знаходимо необхідну довжину камери:

$$L_o = \frac{p_{\max} x_{\max}}{p_{\max} - p_o}. \qquad (8)$$

Отже, пружну силу J, яка діє на поршень, обчислюємо за формулою:

$$J = p\frac{\pi D^2}{4} - p_a\frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi D^2}{4}\left(p_o\frac{L_o}{L_o - x} - p_a\right), \qquad (9)$$

де p_a – атмосферний тиск за нормальних умов.

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

$$F_T > J_{\max} \Rightarrow \mu Q_{\max} > \frac{\pi D^2}{4}(p_{\max} - p_a), \qquad (10)$$

а звідси знаходимо діаметр газової камери накопичувача енергії:

$$D < \sqrt{\frac{4\mu Q_{\max}}{\pi(p_{\max} - p_a)}}. \qquad (11)$$

Під час переміщення робота на першому етапі $0 \le \beta_1 \le 45^o$ однією із цільових функцій може бути сила опору рухові від пружного елемента:

$$f = J\sin(45^o - \beta_1) = \frac{\pi D^2}{4}\left(p_o\frac{L_o\cos(45^o - \beta_1)}{(L_o - R_1)\cos(45^o - \beta_1) + R_1\cos 45^o} - p_a\right) \cdot \sin(45^o - \beta_1) \to \min \qquad (12)$$

Для розгляду поведінки функції (12) у разі зміни кута β_1 знайдемо похідну:

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

Легко оцінити, що похідна від'ємна, якщо $\beta_1 = 45^o$ і якщо $\beta_1 = 0$, тобто цільова функція (12) досягає мінімального значення на кінцях проміжку зміни кута ($\beta_1 = 45^o$) – f=0. Обчислимо потенційну енергію U, що нагромаджується під час стискання повітря:

$$U = J = \int_0^x J dz = \frac{\pi D^2}{4}\int_0^x\left(p_o\frac{L_o}{L_o - z} - p_a\right)dz = \frac{\pi D^2}{4}(p_o L_o \ln\frac{L_o}{L_o - x} - p_a x) \qquad (13)$$

Максимальне значення потенційної енергії в одній газовій камері становить:

$$U_{max} = \frac{\pi D^2}{4}(p_o L_o \ln\frac{L_o}{L_o - x_{\max}} - p_a x_{\max}). \qquad (14)$$

На цьому самому етапі руху робота розглянемо ще одну цільову функцію, яка відображає різницю між силою тертя μQ і рушійною силою. Остання не повинна перевищувати силу зчеплення робота з поверхнею переміщення:

$$W = \mu Q - \sqrt{(F_1/2 - J\sin(45^o - \beta_1) - (m + 4m_1)g/2)^2 + (J\cos(45^o - \beta_1))^2} \ge 0 \to \min, \qquad (15)$$

де $F_1 = 2M_1 i/nz$ – сила від рушійного моменту M_1; i, n, z – відповідно передатне число, модуль і кількість зубів шестерні трансмісії, що з'єднує двигун із педіпулятором робота; сила стислого повітря у формулі (15):

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

за обмежень, вжитих із міркувань промислової доцільності:

$$5 \le M_1 \le 10;\ 1 \le i \le 3;\ 0.001 \le n \le 0.002;$$
$$20 \le z \le 40;\ 0 \le \beta_1 \le 45^o;\ 0.025 \le D \le 0.050;$$
$$120000 \le p \le 400000\ (\text{Па}),$$

отримаємо для маси m робота і маси m_1 педіпулятора:

$$F_1 L_1 \ge (m + 3m_1)gL, \qquad (16)$$

$$F_1 L_1 \ge (m + 3m_1)g\frac{L}{2} + 2U_{\max}. \qquad (17)$$

Нерівність (16) указує, що енергії, яку отримала механічна система внаслідок виконання роботи сили F_1 на відрізку L_1, досить для переміщення робота на відстань L_2. Нерівність (17) указує, що роботи, яку виконала сила F_1 на відрізку L_1, удосталь і для нагромадження максимальної потенційної енергії у стисненому повітрі. Звичайно, залежно від значення діаметра D поршня газової камери (Рис. 3) досить виконання однієї з умов, а інша буде виконана автоматично. Так, наприклад, для значень

$$D < \sqrt{\frac{(m + 3m_1)gL}{\pi(p_o L_o \ln\frac{L_o}{L_o - x_{\max}} - p_a x_{\max})}}, \qquad (18)$$

досить, щоб виконувалась умова (16), а за D більшого удосталь виконання нерівності (17). Для оцінки поведінки цільової функції у разі зміни кута β_1 знайдемо похідну цільової функції (15):

$$\frac{\partial W}{\partial\beta_1} = \frac{u\left(\frac{\partial J}{\partial\beta_1}\sin(45^o - \beta_1) - J\cos(45^o - \beta_1)\right) - J\cos(45^o - \beta_1)\left(\frac{\partial J}{\partial\beta_1}\cos(45^o - \beta_1) + J\sin(45^o - \beta_1)\right)}{\sqrt{u^2 + (J\cos(45^o - \beta_1))^2}}, \qquad (19)$$

де:

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

$$\frac{\partial J}{\partial \beta_1} = \frac{\pi D^2}{4}\left(p_o \frac{L_o R_1}{(L_o - x)^2}\frac{\cos 45^o \sin(45^o - \beta_1)}{\cos^2(45^o - \beta_1)}\right). \quad (20)$$

Легко переконатись, що ця похідна від'ємна за усіх значень кута $0 \le \beta_1 \le 45^o$, а тому мінімального значення цільова функція W досягає, коли кут $\beta_1 = \beta_o$ (де β_o – граничне значення кута β_1, за якого ще діє сила F_1). Підставивши $Q = Q_{max}$ і $W = 0$, одержуємо формулу для знаходження максимального значення сили руху залежно від значень діаметра D і кута β_o:

$$F_1^{\max} = 2\sqrt{(\mu Q_{\max})^2 - (J_o \cos(45^o - \beta_o))^2} + \\ + (m + 4m_1)g + 2J_o \sin(45^o - \beta_o), \quad (21)$$

де сила пружності стиснення газу J_0, коли ще діє сила приводу F_1, становить

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

За результатами моделювання отримано графіки Рис. 4, що показують, як змінюється значення рушійної сили F_1 на першому етапі $0 \le \beta_1 \le 45^o$ переміщення робота залежно від діаметра D поршня 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 можуть використовуватись проектувальником мобільного робота як номограма для визначення параметрів газового накопичувача енергії.

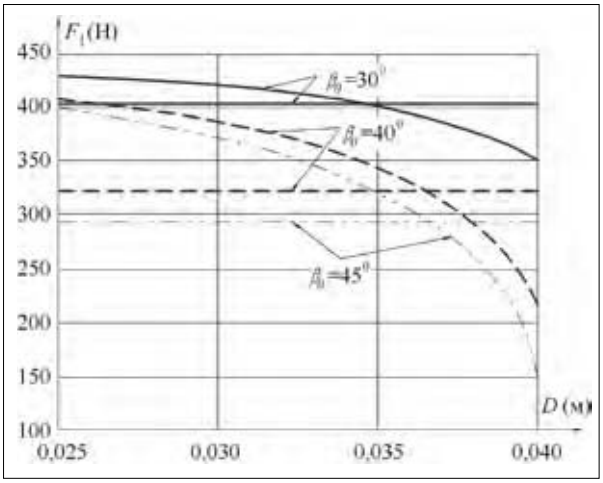


Рис. 4. Графіки зміни рушійної сили F_1 на першому етапі руху робота

На другому етапі руху робота за цільову функцію візьмемо рушійну силу F_2, яка діє на механічну систему з боку пружного середовища (газу) у разі *вимкненого* привода та повороту ніг робота в межах $45^0 \le \beta_1 \le 90^0$:

$$F_2 = -\frac{\pi D^2}{4}\left(p_o \frac{L_o \cos(45^o - \beta_1)}{(L_o - R_1)\cos(45^o - \beta_1) + R_1 \cos 45^o} - p_a\right). \quad (22)$$

$\sin(45^o - \beta_1) \to \max$

Знайдемо екстремальні точки функції F_2. Для цього обчислимо похідну і прирівняємо її до нуля:

$$\frac{\partial F_2}{\partial \beta_1} = \begin{pmatrix} -\sin 2\beta_1((L_o - R_1)\cos(45^o - \beta_1) + R_1 \cos 45^o) - \\ p_o L_o \dfrac{0.5\cos 2\beta_1 (L_o - R_1)\sin(45^o - \beta_1)}{((L_o - R_1)\cos(45^o - \beta_1) + R_1 \cos 45^o)^2} + \\ + p_a \cos(45^o - \beta_1) = 0 \end{pmatrix}. \quad (23)$$

Розв'язавши рівняння (23) числовим методом, знаходимо значення кута $\beta_1 = \beta^*$, за якого функція F_2 досягає максимуму, оскільки похідна, переходячи через критичну точку, змінює знак із плюса на мінус:

$$F_2^{\max} = -\frac{\pi D^2}{4}\left(p_o \frac{0.5 L_o \cos(2\beta^*)}{(L_o - R_1)\cos(45^o - \beta^*) + R_1 \cos 45^o} - \right. \\ \left. p_a \sin(45^o - \beta^*)\right). \quad (24)$$

Із графіків Рис. 5 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 домінантний вплив на значення пружної рушійної сили на другому етапі переміщення мобільного робота.

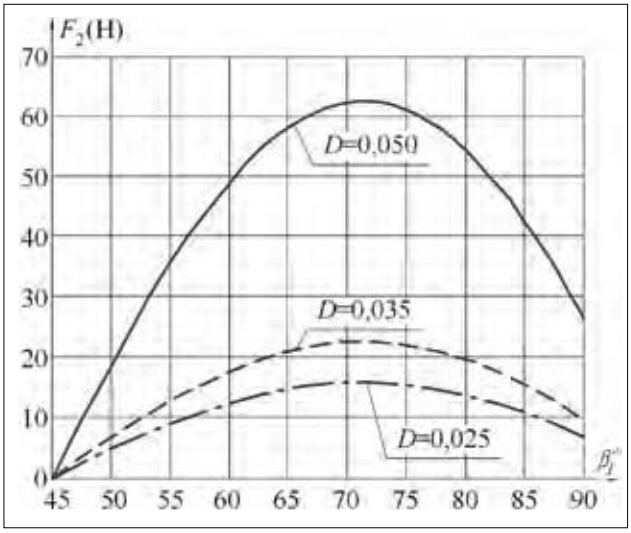
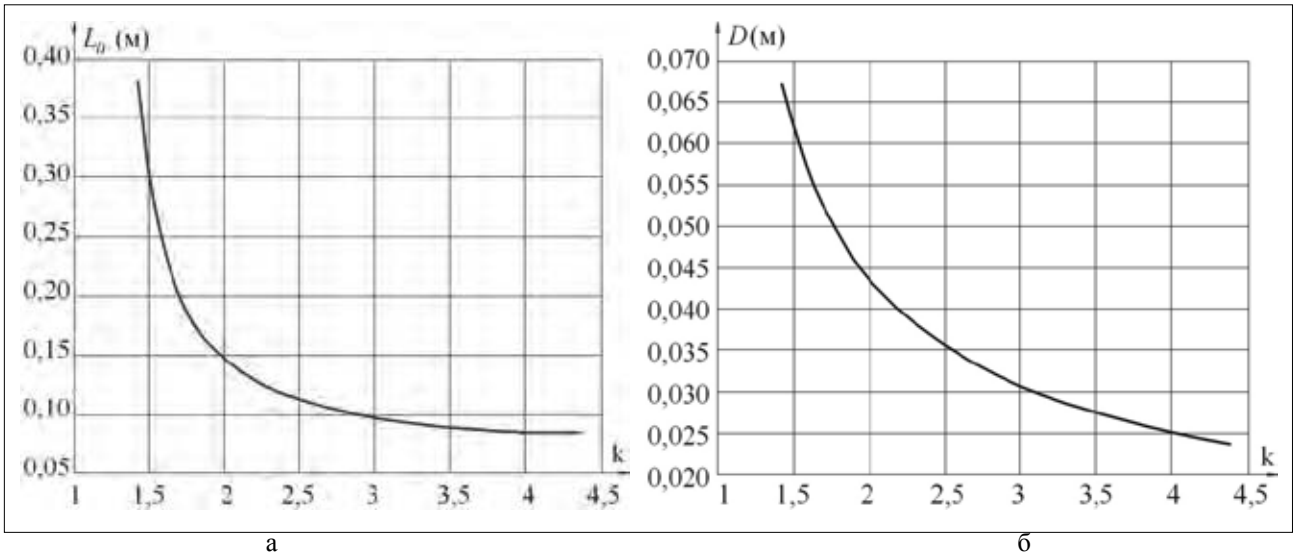


Рис. 5. Графіки зміни значення рушійної $F_2^{\max}$ залежно від кута β_1 і діаметра D (м) поршня газової камери

Для запобігання ударним навантаженням наприкінці циклу переміщення бажано, щоб швидкість корпусу робота була близькою до нуля, а тому на другому етапі $45^0 \le \beta_1 \le 90^0$ можемо прийняти за цільову функцію енергії T_k:

$$T_K = U_{\max} - U + G_2 R_2 \cos 45^o tg(45^o - \beta) + T_0 \ge 0 \Rightarrow \min, \quad (25)$$



а б

Рис. 6. Графіки зміни довжини L_0 (а) і діаметра D (б) газової камери залежно від величини максимального тиску P_{max} ($k = P_{max}/P_a$)

де $T_o > 0$ – кінетична енергія на початку другого етапу; U_{max} і U – відповідно потенційна енергія пружного середовища на початку етапу та у довільному положенні опорної ноги на другому етапі переміщення. Третій доданок у виразі (25) – це робота сил ваги G_2 мобільного робота.

За результатами моделювання отримано графоаналітичні залежності (Рис. 6), що відображають зміни довжини L камери (а) і зміни діаметра D камери (б) залежно від величини максимального тиску P_{max} ($k = P_{max}/P_a$). У разі дотримання наведених промислово доцільних обмежень, що вжиті із проектних міркувань та конструкторського досвіду автора, ці графіки у сукупності з наданими вище можуть бути безпосередньо використаними як номограми для проектування мобільного робота з газовим накопичувачем потенційної енергії.

Якщо у процесі проектування виникає потреба в інших обмеженнях, то за допомогою робочих формул (6), (8) та (9), (11) легко розрахувати нові значення параметрів газового накопичувача.

Для зручності знаходження оптимальних (точніше квазіоптимальних) співвідношень параметрів робота рекомендується застосовувати надану інженерну методику в середовищі математичних програм (MATLAB, MathCAD чи схожих на них).

Висновки. Використання газового накопичувача енергії руху крокуючого мобільного робота дозволяє на кожному наступному кроці переміщення суттєво економити енергетичні витрати, що має принципове значення для роботів, у яких використовують автономні джерела живлення приводів.

Дотримання умов, визначених нерівностями (4), (10) та (25), забезпечує надійне утримання мобільного робота на поверхні довільної орієнтації у просторі.

Розроблена методика інженерного розрахунку параметрів газових накопичувачів енергії дозволяє здійснювати не тільки їх робоче проектування, а й знаходити оптимальні або принаймні квазіоптимальні співвідношення конструктивно-технологічних параметрів робота.

Список літератури:

1. Персиков В.К., Поліщук М.М. Аналіз проблем створення технологічних роботів вертикального переміщення. Адаптивні системи автоматичного управління. 2014. № 1(24). С. 87−95.

2. Raju D.D., Jaju S.B. Developments in wall climbing robots: a review. International journal of engineering research and general science. 2014. № 2. P. 33–42.

3. Climber robot: Patent 5551525 US: Int. Cl. B62D 57/032. Appl. № 293498; filed. 19.08.1994; publ. 03.09.1996. 17 p.

4. Чащухин В.Г. Исследование параметров движения робота со скользящим уплотнением. Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2011. № 4(2). С. 347–349.

5. Climbing vehicle with suspension mechanism: pat. 9428231 US: Int.Cl. B62D 55/00. Appl. № 179464; filed. 12.02.2014; publ. 30.08.2016. 26 p.

6. Saundersa A., Goldmanb D.I., Fullb R.J., Buehlera M. The RiSE Climbing Robot: Body and Leg Design. Boston Dynamics, Unmanned Systems Technology VIII. Proc. of SPIE. Vol. 6230. Boston, 2005.

7. Tin L.L., Yangsheng Xu. Tree climbing robot: design, kinematics and motion planning. New York, 2012. 178 p.

8. Manuel F.S., Machado J.A.T. A survey of technologies and applications for climbing robots' locomotion and adhesion. Climbing and Walking Robots. London, 2010. 508 p.

9. Yehya M., Hussain S., Wasim A., Jahanzaib M., Abdalla H. Cost effective and light weight unipolar electro adhesion pad technology for adhesion mechanism of wall climbing robot. International Journal of Robotics and Mechatronics. 2014. Vol. 2, № 1. P. 1–10.

10. Спосіб переміщення педіпуляторів крокуючого робота і пристрій для його здійснення: пат. 111021 Україна: МПК B62D57/032. № a201411741; заявл. 30.10.2014; опубл. 10.03.2016, Бюл. № 5. 10 с.

11. Полищук М.Н. Педипулятор робота вертикального перемещения с возможностью рекуперации энергии движения. Адаптивні системи автоматичного управління. 2016. № 1(28). С. 107−115.

12. Polishchuk M.S., Oliinyk V.P. Mobile climbing robot with elastic energy accumulators. Mechanics and Advanced Technologies. 2018. № 1(82). P. 116–122.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ МОБИЛЬНОГО РОБОТА С ГАЗОВЫМ НАКОПИТЕЛЕМ ЭНЕРГИИ

В работе изложены описание принципиально новой конструкции мобильного робота с газовым накопителем энергии и математическая модель оптимизации его параметров. Предложены критерии оптимизации конструктивных и технологических параметров, которые определяют удержание робота на поверхности произвольной ориентации в технологическом пространстве. Приведены результаты моделирования и графоаналитические зависимости параметров модуля накопления и преобразование энергии движения робота.

Ключевые слова: *мобильные работы, шагающие механизмы, работы вертикального перемещения, альпинистские работы.*

OPTIMIZATION OF THE PARAMETERS OF THE MOBILE ROBOT WITH GAS GENERATOR OF ENERGY

The article describes a fundamentally new design of a mobile robot with a gas energy storage and a mathematical model for optimizing its parameters. The optimization criteria for the design and technological parameters that determine the robot's stability on the surface of arbitrary orientation in the technological space are proposed. The results of modelling and graph-analytical dependences of the parameters of the storage modulus and the transformation of the robot's motion energy are proposed.

Key words: *mobile robots, walking mechanisms, robots of vertical movement, climbing robots.*