

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ СТІЛИ ОДНОКІВШЕВОГО ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Шевченко В.О., Олєйнікова О.М., Пенкіна Н.П.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. У статті проаналізовано методику визначення розмірів механізму підйому-опускання стріли одноківшевого фронтального навантажувача. Описано методику й алгоритм розрахунку раціональних розмірів стрілових гідроциліндрів і координат їх кріплення до порталу та стріли, що ґрунтуються на оптимізаційних підходах. Запропонована методика дає змогу спроектувати стріловий механізм, що забезпечує мінімізацію максимальних осьових навантажень на стрілові гідроциліндри в процесі переміщення робочого обладнання навантажувача.

Ключові слова: навантажувач, геометричні параметри, стріловий механізм, осьове навантаження, гідроциліндр, оптимізаційний метод.

Вступ

Найпоширенішими машинами, що використовуються в будівництві, є одноківшеві фронтальні навантажувачі (ОФН). Основні операції, що виконуються навантажувачами, пов'язані із заповненням ковша сипким матеріалом, його переміщенням і вивантаженням у транспортний засіб або у відвал. Усі перелічені операції пов'язані з багаторазовим переміщенням робочого органа в просторі. Експерименти показують, що в подібних ситуаціях найбільш навантаженим механізмом навантажувача є механізм керування стрілою. Розроблення методики раціонального проєктування такого механізму сприятиме зниженню загального рівня його навантаженості, що дасть змогу підвищити показники надійності і, як наслідок, продуктивність навантажувачів.

Робоче обладнання ОФН є важливою механічною системою, що має ланку змінної довжини. Такою ланкою слугують стрілові гідроциліндри, основною функцією яких є підймання й опускання ковша за допомогою повороту стріли навколо її шарніра кріплення до порталу. У процесі виконання технологічних операцій довжина стрілових гідроциліндрів змінюється внаслідок висунання або втягування штока, що й дає змогу регулювати положення стріли в просторі. Дослідження, проведені на кафедрі будівельних і дорожніх машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (ХНАДУ), показали, що в процесі підймання або опускання стріли навантажувача не тільки змінюються геометричні параметри стрілового механізму, а й варіюється осьове на-

вантаження, що діє на гідроциліндри. Аналіз результатів експериментів показує, що під час повороту стріли з нижнього положення у верхнє осьове навантаження на стрілові гідроциліндри змінюється у $2\div 3,5$ рази. Одночасно з цим змінюються й динамічні характеристики системи.

Наприклад, для більшості навантажувачів, що серійно випускаються, наведена до штоків стрілових гідроциліндрів маса робочого обладнання внаслідок повороту стріли може змінюватись у $6\div 7$ разів. Перелічені факти доводять, що геометричні характеристики систем, які мають ланки змінної довжини, істотно впливають на формування режиму їх силового навантаження, а відтак, і на значення таких показників ефективності, як надійність, продуктивність, собівартість продукції тощо. З огляду на те, що наявна методика проєктування механізмів керування робочим обладнанням ОФН здебільшого спирається на емпіричні залежності та загалом має рекомендаційний характер, проблема розроблення методики вибору раціональних геометричних характеристик таких механізмів є актуальною та потребує додаткового дослідження.

Аналіз публікацій

Огляд науково-технічної літератури доводить, що питання зниження навантаженості ОФН розв'язують такими способами:

1) визначення раціональних геометричних розмірів механізмів керування робочим обладнанням з огляду на квазістатичні умови навантаження внаслідок переміщення ковша в просторі;

2) визначення оптимальних траєкторій руху робочого обладнання з метою мінімізації рівнів динамічного навантаження, мінімізації витрат енергії тощо;

3) визначення параметрів захисних (проти превантажувальних та амортизаційних) пристроїв, установлюваних на навантажувачах.

Доктор технічних наук, професор В. Прокоф'єв пропонує розглядати узагальнену схему механізму підйому стріли (див. рис. 1). Цей механізм має три ланки: гідроциліндр 1, ведучий поршень 2 і стрілу 3 з вантажем 4. На підставі аналізу досліджень наведеного механізму В. Прокоф'єв сформулював такі висновки:

1) у процесі роботи гідроциліндра змінними є не тільки його довжина $\rho = \text{var}$, але й кути $\alpha = \text{var}$ і $\beta = \text{var}$;

2) для узагальненого аналізу механічних систем, обладнаних ланками змінної довжини, доцільно використовувати безрозмірні величини $\bar{a} = 1$, $\bar{b} = \frac{b}{a}$, $\bar{\rho} = \frac{\rho}{a}$ тощо;

3) переміщення поршня гідроциліндра призводить не тільки до зміни геометричних параметрів, але й також змінює кінематичні та динамічні показники системи.

Під час дослідження динаміки гідропривода В. Прокоф'єв пропонує застосовувати як узагальнену координату положення поршня x або довжину гідроциліндра ρ . Якщо досліджується рух ланок, то доцільно використовувати як узагальнену координату кут α або β :

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= \frac{\rho^2 + a^2 - b^2}{2a\rho} \\ \cos \beta &= \frac{a^2 + b^2 - \rho^2}{2ab} \end{aligned} \quad (1)$$

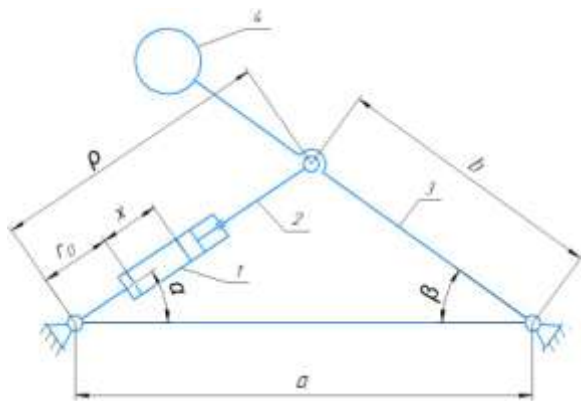


Рис. 1. Розрахункова схема механізму підйому стріли

Необхідно зважати на те, що приведена до поршня маса елементів механізму є також змінною $m_{np} = m_{np}(\rho)$. Дослідження В. Прокоф'єва дали змогу записати рівняння руху важільного механізму в такому вигляді:

$$\begin{aligned} m_{np}(\rho)\ddot{\rho} + \frac{dm_{np}(\rho)}{dt}\dot{\rho} &= \quad, \quad (1) \\ &= P(t) + G(\rho) - S(\rho)\text{sign}(\dot{\rho}) \end{aligned}$$

де $P(t)$ – рушійне зусилля; $G(\rho)$ – навантаження від сил тяжіння, приведені до поршня; $S(\rho)\text{sign}(\dot{\rho})$ – сили тертя, що діють у механізмі.

Рівняння (2) дає змогу виконати якісний аналіз руху системи та сформулювати висновки про її раціональні геометричні розміри.

Професор Х'юстонського університету Terry E. Shoup запропонував метод визначення раціональних параметрів механізму підйому стріли ОФН (рис. 2) [1].

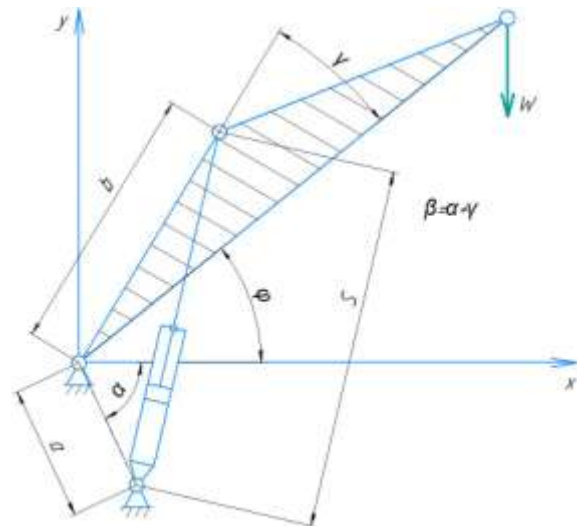


Рис. 2. Розрахункова схема механізму повороту стріли навантажувача (Terry E. Shoup) [1]

Запропонований метод оснований на розв'язанні оптимізаційної задачі, відповідно до якої за заданих початкових і кінцевих значень кута повороту стріли $\varphi_{\min} \leq \varphi \leq \varphi_{\max}$ та довжини гідроциліндра $S_{\min} \leq S \leq S_{\max}$ необхідно визначити такі значення проєктних параметрів a , b і β , за яких у процесі повороту стріли на стрілові гідроциліндри діятиме найменше максимальне осьове навантаження. Для встановлення оптимальних шуканих параметрів упроваджено метод загального пошуку.

В. Тимошенко запропонував методику розрахунку механізмів із приводом від гідроциліндра, що гоїдається. Ця методика дає змогу обирати параметри гідроциліндра таким чином, щоб забезпечити межові кути тиску або найменший тиск у гідроциліндрі. Основною проблемою під час пов'язання розмірів стандартних гідроциліндрів з нерухомою та веденою ланками механізму є вибір раціонального значення кута φ_n між віссю нерухомої ланки й радіусом коромисла за умови повністю втягнутого штока гідроциліндра.

У роботі [2] розглянуто варіант використання методики, запропонованої в [1], для визначення координат кріплення гідроциліндра підйому обладнання універсальної роторної землерийної траншейно-котлованної машини. Особливість конструкції розглянутого механізму полягає в тому, що циліндр розташовується над стрілою та робочою є його штокова порожнина. Для розв'язання оптимізаційної задачі пропонується використовувати табличний процесор *MS Excel*.

Доктор технічних наук, професор Л. Хмара у праці [3] запропонував для формування оптимальної конструкції робочого обладнання землерийної машини використовувати метод дискретної оптимізації. На думку автора, для раціонального проектування землерийних машин доцільно застосовувати методи структурного синтезу, гіперграфіків та теорії множин.

Запропонований підхід дає змогу суттєво розширити можливості проектування та аналізу значної кількості різноманітних конструкцій робочих органів машин.

Зважаючи на виконаний огляд, можна зробити такі висновки:

1) сучасні методики проектування стрілових механізмів ОФН ґрунтуються на оптимізаційних методах визначення координат шарнірів кріплення гідроциліндрів. У розглянутих роботах, як правило, оптимізація виконується тільки за однією кутовою координатою. Для визначення її значення використовується метод мінімаксу;

2) для розроблення оптимальної конструкції стрілового механізму знати одну координату недостатньо;

3) компенсацією інформації про невизначені значення всіх інших координат стрілового механізму є припущення про геометричні розміри силового гідроциліндра, що ґрунтується на спрощеному тлумаченні закону енергетичного балансу.

Мета й постановка завдання

Метою статті є розроблення уточненої методики визначення раціональних розмірів механізму підйому стріли ОФН на основі оптимізаційного підходу.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- конкретизувати перелік геометричних параметрів, які потрібно оптимізувати для проектування механізму підйому стріли;
- визначити оптимізаційні методики щодо розрахунку раціональних значень шуканих геометричних параметрів;
- проаналізувати результати використання запропонованих методів розрахунку раціональних геометричних параметрів стрілового механізму;
- визначити положення інженерної методики розрахунку раціональних розмірів механізму підйому стріли ОФН.

Визначення переліку розмірів стрілового механізму, які необхідно оптимізувати

Розрахункова схема, наведена на рис. 3, дає змогу візуалізувати всі розміри, необхідні для проектування стрілового механізму ОФН. Попередній аналіз дає змогу розподілити їх на три групи (рис. 4):

- розміри, що визначаються призначенням навантажувача та його типорозміром;
- розміри вільного вибору;
- розміри, раціональні значення яких визначаються на основі оптимізаційних методів.

Відповідно до наявних методик базовим параметром, на підставі якого може бути спроектоване робоче обладнання ОФН, є його номінальна вантажопідйомність Q_n . Цей параметр визначає типорозмір навантажувача та використовується для обчислення параметрів робочого органа, а саме місткості та розмірів ковша.

Зі свого боку розміри ковша багато в чому визначають геометричні параметри стрілового механізму. Зокрема на початковому етапі проектування методика рекомендує на підставі емпіричних залежностей обчислювати розрахунковий радіус ковша $R_0 = f_1(Q_n)$. Цей розмір є базовим для проектування інших розмірів основного ковша навантажувача.

Частина розмірів, відповідно до методики, призначають на підставі інформації, наведеної в нормативній документації. До них належать:

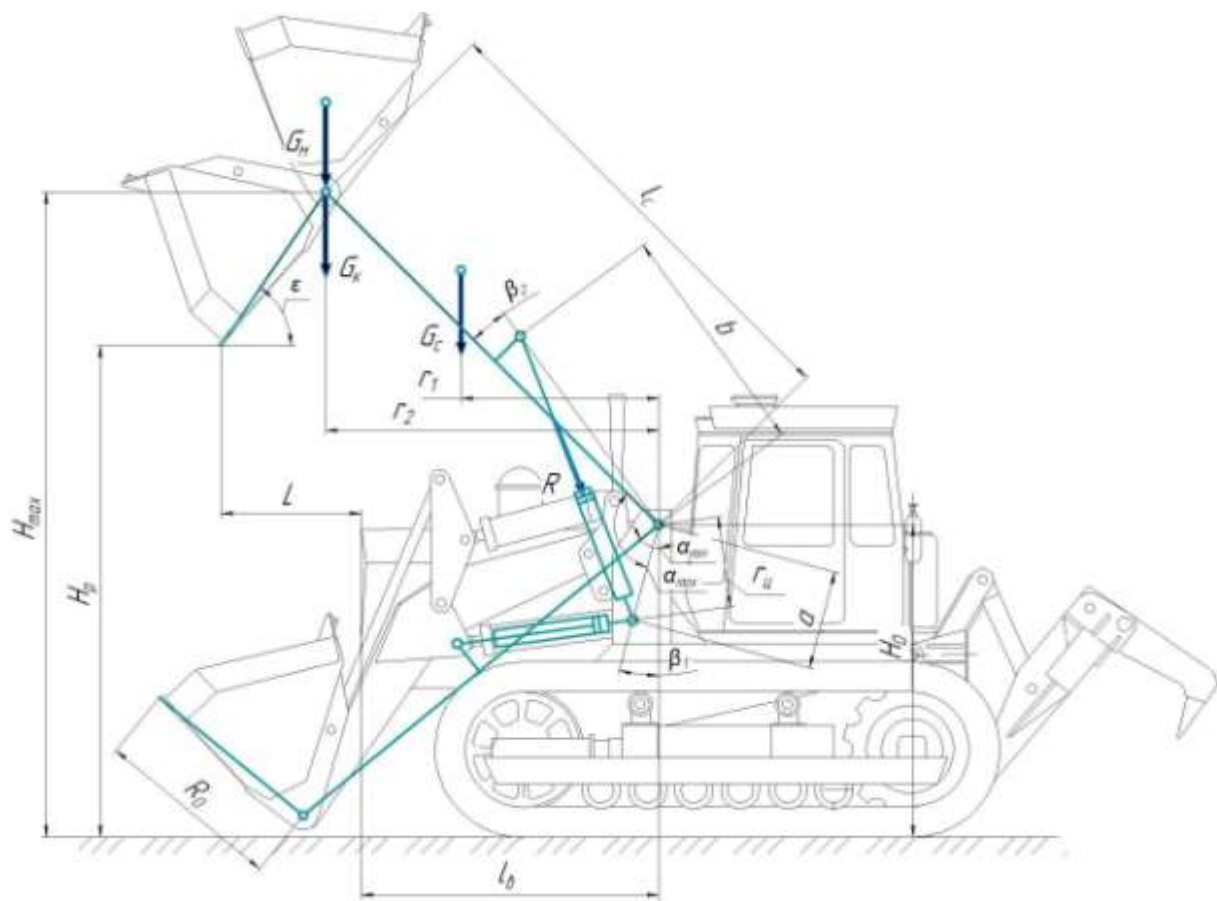


Рис. 3. Розрахункова схема робочого обладнання навантажувача



Рис. 4. Класифікація розмірів стрілового механізму

– виліт кромки ковша за найбільшої висоти розвантаження

$$L \geq [L], \quad (3)$$

де $[L]$ – нормативне значення вильоту;

– кут розвантаження ковша

$$\varepsilon = 50^\circ + \arcsin\left(\frac{h_u}{R_0}\right), \quad (4)$$

де $h_u = f_2(Q_u)$ – висота шарніра кріплення ковша до стріли.

У процесі проєктування робочого обладнання навантажувача рекомендується під час визначення кута розвантаження ε зважати на фізико-механічні властивості матеріалу, що розробляється.

Типорозмір проєктованого навантажувача дає змогу визначити перелік транспортних засобів, які він може завантажувати матеріалом, що розробляється. До таких належать самоскиди, повне завантаження яких можливе не більше, ніж за п'ять робочих циклів навантажувача. Характеристикою транспортних засобів є множина T , що містить розміри кузова: висоти H_{mi} та ширини B_{mi} . З огляду на той факт, що оптимальне завантаження транспортного засобу досягається, коли різальна крайка повністю перекинутого ковша перевищує ширину кузова B_{mi} не менше, ніж на $1/3$, а висота розвантаження ковша H_p перевищує висоту кузова на $0,2B_{mi}$:

$$H_p = H_m + 0,2B_m \geq [H_p], \quad (5)$$

де $[H_p]$ – висота розвантаження, рекомендована нормативною документацією.

Координати кріплення стріли до порталу l_g та H_0 можуть належати до розмірів вільного вибору, оскільки їх призначають, зважаючи на конструктивні особливості компонування базового шасі навантажувача. У рекомендаціях ідеться про те, що їх обирати необхідно таким чином, щоб забезпечити найкращу оглядовість з місця оператора.

Свавілля у визначенні розмірів l_g та H_0 має суттєвий вплив на розрахункову довжину стріли l_c . З огляду на геометричні побудови

$$H_p = H_m + 0,2B_m \geq [H_p]. \quad (6)$$

Наведена розрахункова схема дає змогу визначити низку додаткових геометричних

параметрів стрілового механізму навантажувача:

– максимальна висота підйому шарніра кріплення ковша до стріли

$$H_{\max} = H_p + R_0 \sin \varepsilon; \quad (7)$$

– максимальний і мінімальний кути повороту стріли

$$\alpha_{\max} = 90^\circ + \arcsin \frac{H_{\max} - H_0}{l_c}, \quad (8)$$

$$\alpha_{\min} = \arccos \frac{H_0}{l_c}. \quad (9)$$

Для завершення проєктування стрілового механізму навантажувача необхідно визначити лінійні розміри гідроциліндра: мінімальну довжину гідроциліндра (довжину із втягнутим штоком) $l_{\min}$, а також хід поршня x_n . Крім цього, важливо визначити координати шарнірів кріплення гідроциліндра до порталу й стріли: β_1 , β_2 , a та b . Надійні рекомендації щодо визначення цих розмірів відсутні. Раціональні значення кожного з цих шести розмірів можна обчислити на основі оптимізаційних підходів.

Визначення оптимізаційного завдання для обчислення раціональних геометричних розмірів механізму підйому стріли ОФН

Дослідження, проведені на кафедрі будівельних і дорожніх машин ХНАДУ, показують, що в процесі підйому або опускання стріли осьове зусилля, що діє на стрілові гідроциліндри з боку робочого обладнання, змінюється за нелінійною залежністю. Це свідчить про те, що в діапазоні переміщення стріли від мінімального до максимального кута нахилу осьове навантаження прийматиме як максимальні, так і мінімальні значення. У роботах [1, 4–7] подано розв'язання проблеми вибору оптимальних параметрів стрілового механізму в разі, коли невизначеними є три параметри: a , b та β_1 . Завдяки розгляду двох додаткових рівнянь зв'язку невідомим залишається тільки один проєктний параметр – кут β_1 .

Для знаходження оптимального значення цього параметра автор пропонує використувати метод загального пошуку. Як цільову функцію прийнято залежність осьового навантаження R на стрілові гідроциліндри від кута нахилу стріли α . Сама задача розгляда-

ється як мінімаксна і передбачає визначення такого β_1 , за якого

$$\begin{cases} R = \min_{\beta_1 \in B_1} \left[\max_{\alpha} R(\alpha) \right]; \\ \alpha_{\min} \leq \alpha \leq \alpha_{\max}, \end{cases} \quad (10)$$

де B_1 – множина можливих значень β_1 .

У випадку, який ми розглядаємо, кількість невизначених проєктних параметрів дорівнює шести, що суттєво ускладнює завдання встановлення їх раціональних значень. Кількість незалежних проєктних параметрів може бути зменшено. Для цього використовуємо такі рівняння зв'язку:

$$\begin{cases} l_{\min}^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cos(\alpha_{\min} - \beta_1 + \beta_2), \\ (l_{\min} + x_n)^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cos(\alpha_{\max} - \beta_1 + \beta_2). \end{cases} \quad (11)$$

Запропонуємо до розгляду додаткові параметри:

$$\begin{cases} K_1 = \frac{(l_{\min} + x_n)^2 - l_{\min}^2}{\cos(\alpha_{\min} - \beta_1 + \beta_2) - \cos(\alpha_{\max} - \beta_1 + \beta_2)}, \\ K_2 = (l_{\min} + x_n)^2 + K_1 \cos(\alpha_{\max} - \beta_1 + \beta_2). \end{cases} \quad (12)$$

Після перетворень отримуємо:

$$\begin{cases} a = \frac{K_1}{2b}, \\ b = \sqrt{\frac{K_2 + \sqrt{K_2^2 - K_1^2}}{2}}. \end{cases} \quad (13)$$

Крім цього, необхідно брати до уваги ще один факт: для стандартного ряду гідроциліндрів розміри $l_{\min}$ та x_n пов'язані між собою лінійною залежністю

$$l_{\min} = f_3(x_n) = x_n + C_n. \quad (14)$$

коефіцієнт якої C_n визначається на підставі даних каталогу.

Отже, зважаючи на (6) і (7), для визначення раціональних геометричних розмірів стрілового механізму необхідно знайти таке співвідношення β_1 , β_2 та x_n , що забезпечує оптимум цільової функції.

Як цільову функцію використовуємо залежність, що визначає значення осьового навантаження R на стрілові гідроциліндри.

Силовий аналіз розглянутої системи дає змогу визначити R у вигляді

$$\begin{cases} R = \frac{(G_k + G_m)r_2 + G_c r_1}{r_u}, \\ r_1 = l_c \sin(\alpha + \phi_1), \\ r_2 = l_c \sin \alpha, \\ r_u = \frac{ab \sin(\alpha - \beta_1 + \beta_2)}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos(\alpha - \beta_1 + \beta_2)}}, \end{cases} \quad (15)$$

де G_k – сила тяжіння ковша; G_m – сила тяжіння матеріалу, що перебуває в ковші; G_c – сила тяжіння стріли разом із зрівняльним механізмом.

Завдання пошуку раціональних геометричних розмірів механізму підйому стріли навантажувача сформулюється таким чином:

– визначити такі значення проєктних параметрів β_1 , β_2 та x_n , за яких у процесі переміщення стріли від кута повороту $\alpha_{\min}$ до кута $\alpha_{\max}$ на стрілові гідроциліндри діятиме найменше з усіх можливих максимальних навантажень;

– математичне формулювання цього завдання має вигляд:

$$\begin{cases} R = \min_{x_n} (\min_{\beta_2} (\min_{\beta_1} (\max_{\alpha} (R))))), \\ \alpha_{\min} \leq \alpha \leq \alpha_{\max}, \\ \beta_{1n} \leq \beta_1 \leq \beta_{1k}, \\ \beta_{2n} \leq \beta_2 \leq \beta_{2k}, \\ x_{nn} \leq x_n \leq x_{nk}. \end{cases} \quad (16)$$

Нерівності, наведені в (16), визначають межі варіації відповідних проєктних параметрів.

Для розв'язання поставленого завдання використовуємо метод прямого пошуку. Алгоритм розрахунку подано на рис. 5 і є чотирма вкладеними циклами обчислень цільової функції $R = f(x_n, \beta_2, \beta_3, \alpha)$ з послідовним визначенням проміжних і кінцевого оптимумів.

Аналіз результатів розрахунку раціональних геометричних параметрів стрілового механізму ОФН

Для дослідження сформульованого завдання пошуку раціональних значень проєктних параметрів було розроблено програму в середовищі *MatLAB*.

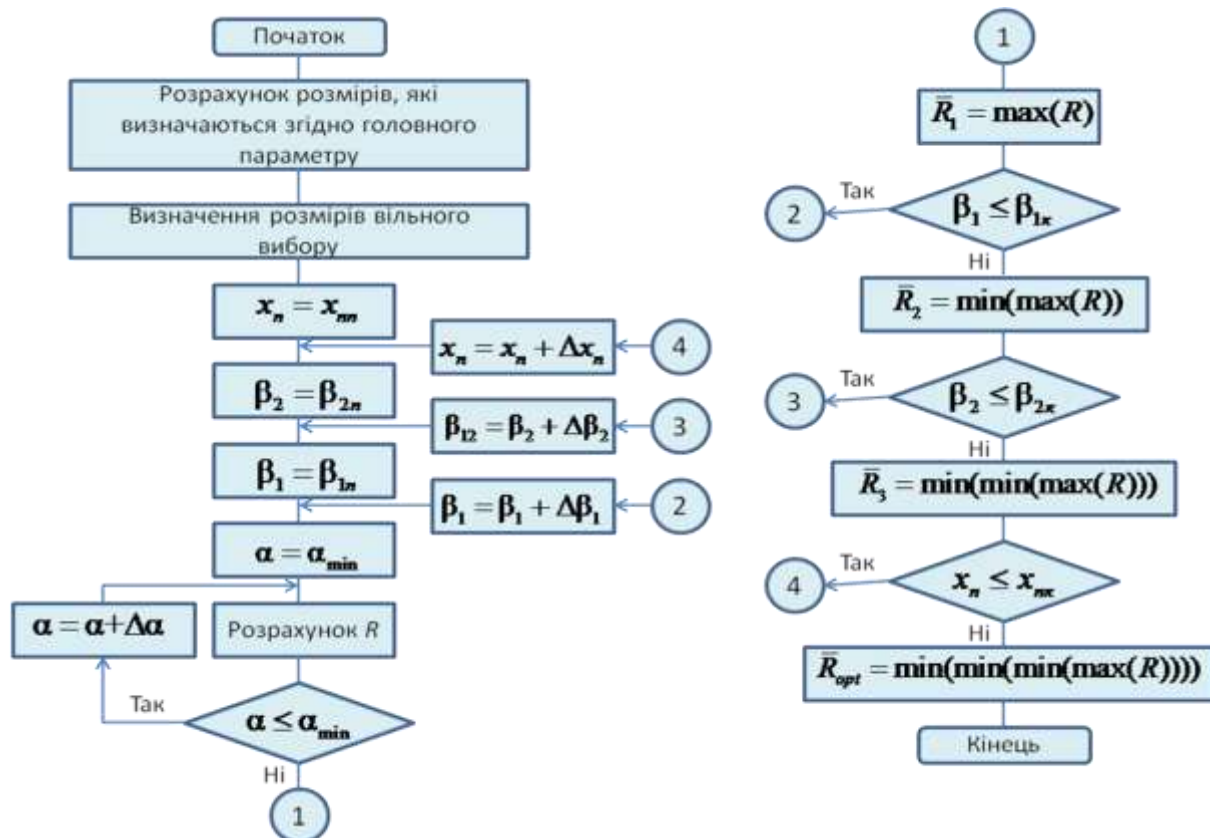
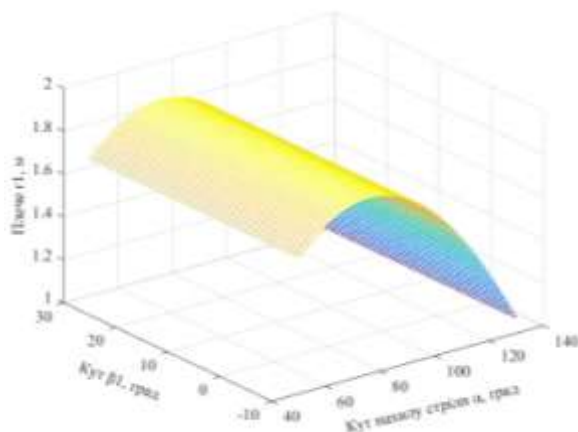
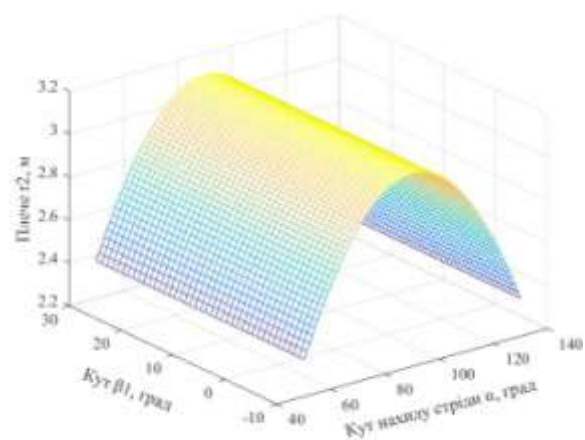


Рис. 5. Алгоритм розрахунку раціональних розмірів стрілового механізму ОФН

Як прототип для розрахунку обрано гусеничний ОФН із номінальною вантажопідйомністю 4,0 т.

Результати обчислень дають змогу проаналізувати процес зміни параметрів досліджуваної системи залежно від варійованих факторів.

Зміна значень довжини плечей прикладання сил тяжіння робочого обладнання r_1 та r_2 під час повороту стріли наведено на рис. 6 і 7.

Рис. 6. Графік зміни величини розміру плеча r_1 Рис. 7. Графік зміни величини розміру плеча r_2

Зазначені геометричні параметри залежать тільки від кута повороту стріли α . На значення r_1 і r_2 суттєво впливає вибір координат кріплення стріли до порталу.

Графік залежності розміру плеча r_i від кута повороту стріли α та кута β_1 наведено на рис. 8. Залежність має вочевидь нелінійний характер, у цьому разі максимальні значення r_i для різних кутів β_1 відповідають різним положенням стріли. На наш погляд, цей факт необхідно брати до уваги для

розроблення сучасних конструкцій стрілових механізмів ОФН з рухомою опорою стрілового гідроциліндра, що адаптується.

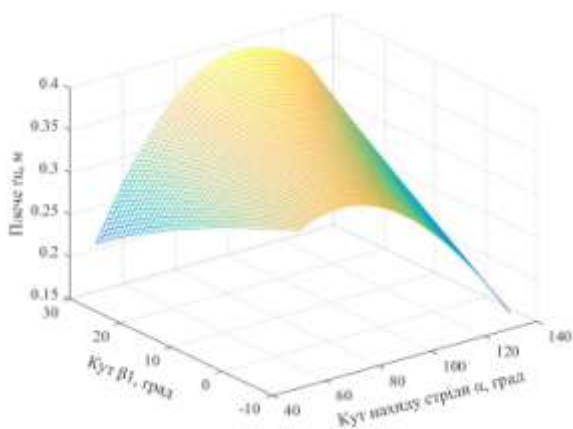


Рис. 8. Графік залежності розміру плеча r_u від кута повороту стріли α та кута β_1

Просторовий графік залежності навантаження, що діє на стрілові гідроциліндри, від кута повороту стріли α і параметра β_1 наведено на рис. 9.

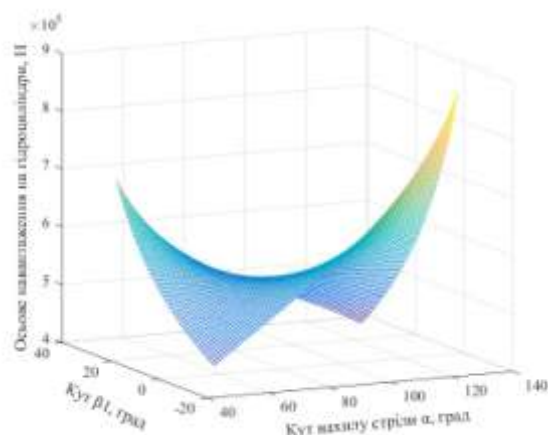


Рис. 9. Графік залежності осьового навантаження, що діє на стрілові гідроциліндри, від кута повороту стріли α та кута β_1

Поверхня графіка має сідлоподібну форму, що доводить наявність мінімаксних значень осьового навантаження, які відповідають раціональним геометричним параметрам стрілового механізму. Результати оптимізаційного пошуку продемонстровано на рис. 10.

У процесі досліджень виконувалася також варіація кута β_2 . Обчислення показують, що із зміною β_2 одночасно змінюється кут β_1 , для якого визначається мінімаксне значення

навантаження R . У разі, якщо хід поршня стрілового гідроциліндра не змінюється, мінімаксні значення R залишаються однаковими, а сума $\beta_1 + \beta_2 = \text{const}$.

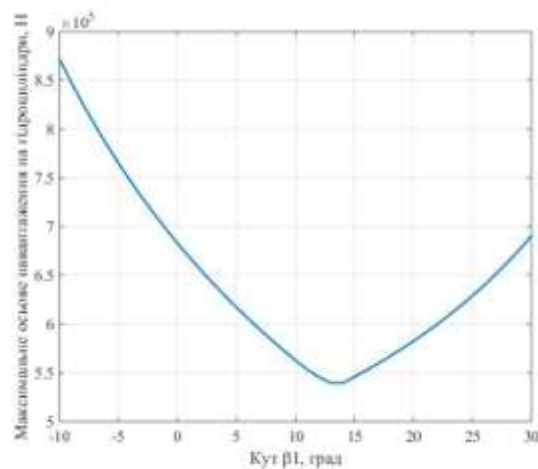


Рис. 10. Графік залежності максимальних значень осьового навантаження від кута β_1

У процесі проведення комп'ютерного експерименту також досліджено вплив ходу поршня стрілового гідроциліндра на мінімальні значення найбільших осьових навантажень. Результати дослідження наведено на рис. 11.

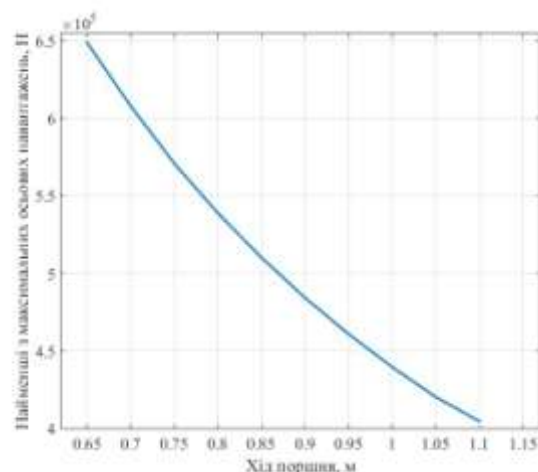


Рис. 11. Графік залежності найменших із максимальних осьових навантажень на стрілові гідроциліндри від розміру ходу поршня

Зі збільшенням ходу поршня найменші максимальні осьові навантаження зменшуються. Так, наприклад, зміна ходу поршня від 0,7 м до 1,0 м призводить до зменшення таких навантажень у 1,38 раза. Важливо зауважити, що під час вибору раціональних геометричних розмірів елементів стрілового

механізму зі збільшенням ходу поршня також збільшуватимуться його габаритні розміри, що під час ухвалення остаточного рішення потребує обов'язкової уваги до конструктивних обмежень на подібні модифікації.

Визначення основних положень інженерної методики розрахунку раціональних розмірів механізму підйому стріли ОФН

Дослідження дає змогу сформулювати основні положення інженерної методики розрахунку геометричних розмірів стрілового механізму ОФН:

1) з огляду на технічне завдання обирається значення основного параметра навантажувача Q_n , завдяки якому визначаються загальна конструкція робочого обладнання та типорозмір навантажувача;

2) серед сучасних навантажувачів обирається такий, що слугуватиме прототипом (еталоном) навантажувача, який проектується;

3) на підставі нормативів, наявних емпіричних залежностей та геометричних співвідношень розраховуються основні розміри стрілового механізму: L , ε , H_p , l_c , $H_{\max}$, $\alpha_{\max}$, $\alpha_{\min}$ тощо. Результати розрахунків порівнюються з розмірами стрілового механізму прототипу. За необхідністю уточнюються коефіцієнти емпіричних залежностей та розрахунки повторюють;

4) визначаються значення розмірів вільного вибору l_g та H_0 ;

5) за допомогою алгоритму оптимізаційного пошуку (рис. 5) обчислюються раціональні розміри параметрів проектування: β_1 , β_2 , a , b , $l_{\min}$, x_n ;

6) перевіряється відповідність отриманих значень параметрів проектування конструктивним обмеженням;

7) приймається остаточне рішення щодо раціональних значень параметрів проектування.

Висновки

На підставі досліджень можна зробити такі висновки:

1) всі розміри, завдяки яким проектується механізм підйому стріли ОФН, розподіляються на три групи:

- геометричні розміри, що визначаються завдяки нормативним вимогам, рекомендованим емпіричним залежностям і геометричним співвідношенням;

- розміри вільного вибору, значення яких регламентуються нечіткими положеннями та спираються на суб'єктивне прийняття рішення;

- проєктні параметри, раціональне значення яких можна обчислити на підставі оптимізаційних методів;

2) на початковому етапі проектування як функції мети можна використати залежність для визначення осевих навантажень, що діють на стрілові гідроциліндри;

3) кількість невідомих проєктних параметрів можна зменшити з шести до трьох, завдяки чому для визначення їх раціональних значень доцільно використовувати запропонований алгоритм прямого пошуку;

4) виконанні розрахунки доводять наявність множини раціональних значень проєктних параметрів, що узгоджують між собою габаритні розміри стрілових гідроциліндрів та координат кріплення гідроциліндрів до порталу й стріли.

Література

1. Terry E. Shoup. A practical guide to computer methods for engineers. Prentice-hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J., 1979, 238 p.
 2. Високович Є.В., Коваль А.Б., Пасенко Ю.В., Рагулін В.М., Тополь О.С. Оптимізація механізму підйому робочого обладнання землерийної машини. *Автомобільні дороги і дорожнє будівництво*. 2024. Вип. 115. Ч. 1. С 151–161.
 3. Хмара Л.А., Дахно О.О. Формування телескопічного робочого обладнання однокішшевого екскаватора як задача дискретної оптимізації. *Будівництво. Матеріалознавство. Машинобудування*. 2016. № 88. С. 38–49.
 4. Moselhi O., Alshibani A. Optimization of Earthmoving Operations in Heavy Civil Engineering Projects. *Journal of Construction Engineering and Management*. 2009. Vol. 135. Issue 10, pp. 948–954.
 5. Rieznikov O., Klets D., Kholodov A., Khmara L., Kholodov M., Didenko N. Modeling and Simulation of Metal Construction Stress-Strain Behavior When Designing Road-Building Machines. *Mathematical Modeling and Simulation of Systems (MODS'2020) Selected Papers of the 15th International Scientific-practical Conference (2021 June 29 – July 01), 2021*. Chernihiv, Ukraine, 92–100.
 6. Roberto X. de Lima, Ernesto F. Nobre Júnior, and Pedro G.P.S. Fernandes. Optimization of earthmoving operations planning: a novel approach considering interferences. *Journal of Engineering, Project, and Production Management*. 2021. 11(2), pp.158–168.
- Shehadeh A., Alshboul O., Tatari O., Alzubaidi M.A., Salama A.H. El-Sayed, Selection of hea-

vy machinery for earthwork activities: A multi-objective optimization approach using a genetic algorithm. *Alexandria Engineering Journal*. 2022. Vol. 61, Issue 10, pp. 7555–7569, ISSN 1110-0168, <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.01.010>.

References

1. Terri E. Shoup. *Praktychnyy posibnyk z komp'yuternykh metodiv dlya inzheneriv*. Prentice-hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J., 1979, 238 p.
2. Vysokovych YE.V., Koval' A.B., Pasenko YU.V., Rahulin V.M., Topol' O.S. Optymizatsiya mekhanizmu pidyomu robochoho obladnannya zemle-riynoyi mashyny. *Avtomobil'ni dorohy i dorozhnye budivnytstvo*. 2024. Vyp. 115. Chastyna 1, 151–161.
3. Khmara L.A., Dakhno O.O. Formuvannya teleskopichnoho robochoho obladnannya odnokivshovoho ekskavatora yak zadacha dyskretnoyi optymizatsiyi. *Budivnytstvo. Materialoz-navstvo. Mashynobuduvannya*. 2016. № 88, 38–49.
4. Moselkhi O., Al'shybani A. Optymizatsiya zemleryynykh robit u vazhkykh tsyvil'nykh inzhenernykh proektakh. *Zhurnal budivl'noyi tekhniki ta upravlinnya*. 2009. Tom 135. Vypusk 10, 948–954.
5. Ryznikov O., Klets D., Kholodov A., Khmara L., Kholodov M., Didenko N. Modelyuvannya ta imitatsiya napruzhenno-deformatsiynoyi povedinky metalevykh konstruktsiy pry proektuvanni dorozhn'o-budivl'nykh mashyn. *Mathematical Modeling and Simulation of Systems (MODS'2020)*. Selected Papers of the 15th International Scientific-practical Conference (2021 June 29 – July 01), 2021. Chernihiv, Ukrainy, 92–100.
6. Roberto X. de Lima, Ernesto F. Nobre molodshyy i Pedro H.P.S. Fernandes. Optymizatsiya planuvannya zemleryynykh robit: novyy pidkhyd do vtruchannya. *Zhurnal inzheneriyi, proektiv i upravlinnya vyrobnyctvom*, 2021. 11(2), 158–168.
7. Shekhadekh A., Alshbul O., Tatari O., Al'zubaydi M.A., Salama A.KH. El'-Sayyed, Vybir vazhkoyi tekhniki dlya zemlyanykh robit: bahatotsil'ovyy pidkhyd do optymizatsiyi z vykorystanniam hene-tychnoho alhorytmu. *Oleksandriys'kyi inzhener-nyy zhurnal*. 2022, tom 61, vypusk 10, 7555–7569, ISSN 1110-0168, <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.01.010>.

Шевченко Валерій Олександрович¹, к.т.н.,
доцент каф. будівельних і дорожніх машин,
valery03102016@gmail.com,
тел. +38 067-283-87-68,

Олейнікова Олександра Михайлівна¹, к.т.н.,
доцент каф. будівельних і дорожніх машин,
olexandrachaplygina@gmail.com,
тел. +38093-349-06-07,

Пенкіна Наталія Петрівна¹, аспірантка
каф. будівельних і дорожніх машин,
natali_penkina@ukr.net, тел. +380679727933.

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

Methodology for Determining Rational Geometric Parameters of the Boom Lifting Mechanism of a Single-Bucket Front Loader

Abstract. Problem. The efficiency and reliability of single-bucket front loaders (SBFL) largely depend on the design of the boom lifting mechanism. Existing design methodologies often rely on empirical dependencies and do not always ensure the minimization of axial loads on hydraulic cylinders, leading to increased mechanism load and reduced reliability. **Goal.** To develop an improved methodology for determining rational geometric parameters of the SBFL boom lifting mechanism based on an optimization approach, which will minimize the maximum axial loads on hydraulic cylinders. **Methodology.** An algorithm for calculating the rational dimensions of boom hydraulic cylinders and the coordinates of their attachment to the portal and boom, based on optimization methods, is proposed. The methodology includes specifying the list of geometric parameters to be optimized, selecting appropriate optimization methods, analyzing calculation results, and forming an engineering methodology. **Originality.** The list of geometric parameters affecting the load on the boom mechanism has been refined, and an algorithm for their optimization using modern optimization methods has been developed. **Practical value.** The proposed methodology enables an increase in the reliability and productivity of SBFL by reducing the load on the boom lifting mechanism, which can be used in the design and modernization of loaders.

Key words: loader, geometric parameters, boom mechanism, axial load, hydraulic cylinder, optimization method.

Shevchenko Valerii, Associate Professor,
Candidate of Technical Sciences, Department
of Construction and Road Machines,
ORCID: 0000-0001-8707-1837,
valery03102016@gmail.com,

Olieinikova Olexsandra, Candidate of Technical
Sciences, Department of Construction and Road
Machines, ORCID: 0000-0002-5373-9680,
olexandrachaplygina@gmail.com,

Penkina Nataliia, Postgraduate Student,
Department of Construction and Road Machines,
ORCID: 0000-0003-3871-5282,
natali_penkina@ukr.net.

¹Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.