

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЛАНЦЮГОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНА ТРАНШЕЄКОПАЧА

Сукач М.К.,

Київський національний університет будівництва і архітектури

Лисак С.І.,

Миколаївський будівельний коледж

Зауважено необхідність діагностування технічного стану та капітального ремонту магістральних трубопроводів з метою підвищення надійності транспортування нафти та газу споживачам. Проведено дослідження геометричних параметрів ланцюгового траншеєкопача, який використовується при ремонті та оптимізовано його конструктивні параметри.

Ключові слова: ланцюговий траншеєкопач, геометричні параметри.

Вступ. Необхідність забезпечення надійної роботи енергетичного комплексу (магістральних трубопроводів) в умовах значної зношеності технологічного обладнання, обмеження фінансових і матеріальних ресурсів примусила звернути увагу на систему діагностичного обслуговування, тобто комплекс робіт за оцінкою поточного стану і прогнозування перспективної працездатності трубопроводів і устаткування, а також їх капітального ремонту [1].

Останніми роками, у зв'язку із впровадженням нових матеріалів і обладнання, змінилися основні технологічні схеми ремонту трубопроводів. Скоротилася область використання традиційних методів, стали активно розроблятися нові перспективні методи відновлення працездатності магістрального і промислового трубопроводного транспорту [2]. Вирішення задач, поставлених перед ремонтними організаціями, щодо підтримки необхідного рівня надійності трубопроводів можна забезпечити тільки на основі застосування сучасної технології і організації виробництва, а також впровадження нових високоефективних технічних засобів.

В існуючій технології капітального ремонту трубопроводів після розробки ґрунту зверху та з обох боків від труби (процес розкривання) залучають додаткові установки для механізованого видалення ґрунту з-під трубопроводу. А тому використання багатоцільового обладнання з метою поєднання цих технологічних операцій в одній забезпечить зниження собівартості ремонту трубопроводу, підвищення темпів виконання робіт тощо [6]. Це передбачає зменшення кількості техніки, що залучена для ремонту. Наприклад, виключити з комплексу землерийних машин для капітального ремонту магістралей підкопувально-роторну установку можна шляхом застосування модернізованої машини для розкривання трубопроводу з двохсекційним ланцюговим робочим органом [3].

Актуальність. При руйнуванні ґрунту ланцюговими траншеєкопачами, тяговий робочий орган здійснює коливання від нерівномірності свого руху,

ударів об грані блоків, неоднорідності розробляемого робочого середовища тощо.

Під час роботи спостерігається періодичне провисання ланцюгів або їх надмірне натягування, через що частина колового зусилля приводу буде витратиться на подолання додаткових опорів. Це виникає внаслідок того, що співвідношення чисел граней ведучого і веденого блоків не є оптимальним. Періодичне провисання ланцюгів змінюється в межах мінімального та максимального значення $f_{\min} \dots f_{\max}$, порушуючи умову вільного провисання. Тому виявлення співвідношень між числами граней натяжного та приводного блоків, при яких провисання матиме оптимальне та постійне значення, є актуальною задачею.

Метою роботи є дослідження та оптимізація геометричних параметрів ланцюгового робочого органа траншеєкопача.

Основні результати досліджень. Форма ланцюгової лінії постійно змінюється під впливом різних випадкових і невідповідних факторів, тому теоретично складно виявити закономірність цієї зміни. Для відносно коротких робочих ланцюгів та невеликих провисань ланцюгову лінію можна замінити параболою.

Рівняння параболи має вид [4]

$$y = \frac{4f_{\alpha}}{L_{AB}^2 \cos^2 \alpha_{AB}} x^2 - \frac{4f_{\alpha}}{L_{AB} \cos \alpha_{AB}} x + x \operatorname{tg} \alpha_{AB}, \text{ або} \quad (1)$$

$$y = \frac{4k_{\alpha}}{L_{AB}^2 \cos^2 \alpha_{AB}} x^2 - \frac{4k_{\alpha}}{L_{AB} \cos \alpha_{AB}} x + x \operatorname{tg} \alpha_{AB} \quad (2)$$

де f_{α} – провисання ланцюгів по середині робочого органа; L_{AB} – відстань між точками підвішування ланцюга; α_{AB} – кут нахилу ланцюгової лінії АВ до горизонтальної площини (орієнтовно може бути прийнятий куту нахилу рами [4, 5]).

Розрахункова схема ланцюгового робочого органа траншеєкопача показана на рис. 1.

Диференціюючи наведене рівняння, отримуємо

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \alpha_x = \frac{8k_{\alpha}}{L_{AB} \cos^2 \alpha_{AB}} x - \frac{4k_{\alpha}}{\cos \alpha_{AB}} + \operatorname{tg} \alpha_{AB}. \quad (3)$$

При $x = 0$,

$$\operatorname{tg} \alpha_A = \operatorname{tg} \alpha_{AB} - \frac{4k_{\alpha}}{\cos \alpha_{AB}}. \quad (4)$$

При $x = L_{AB} \cos \alpha_{AB}$,

$$\operatorname{tg} \alpha_B = \operatorname{tg} \alpha_{AB} + \frac{4k_{\alpha}}{\cos \alpha_{AB}}. \quad (5)$$

Крива параболи визначається величиною відносного провисання

$$k_{\alpha} = \frac{f_{\alpha}}{L_{AB}}. \quad (5)$$

Таким чином, при $\alpha_{AB} = const$ та $L_{O_1O_2} = const$ маємо $f_{\alpha} = const$, де $L_{O_1O_2}$ – відстань між осями приводного O_1 та натяжного O_2 блоків. У дійсності провисання ланцюга є параметром змінним і залежить від співвідношення чисел граней.

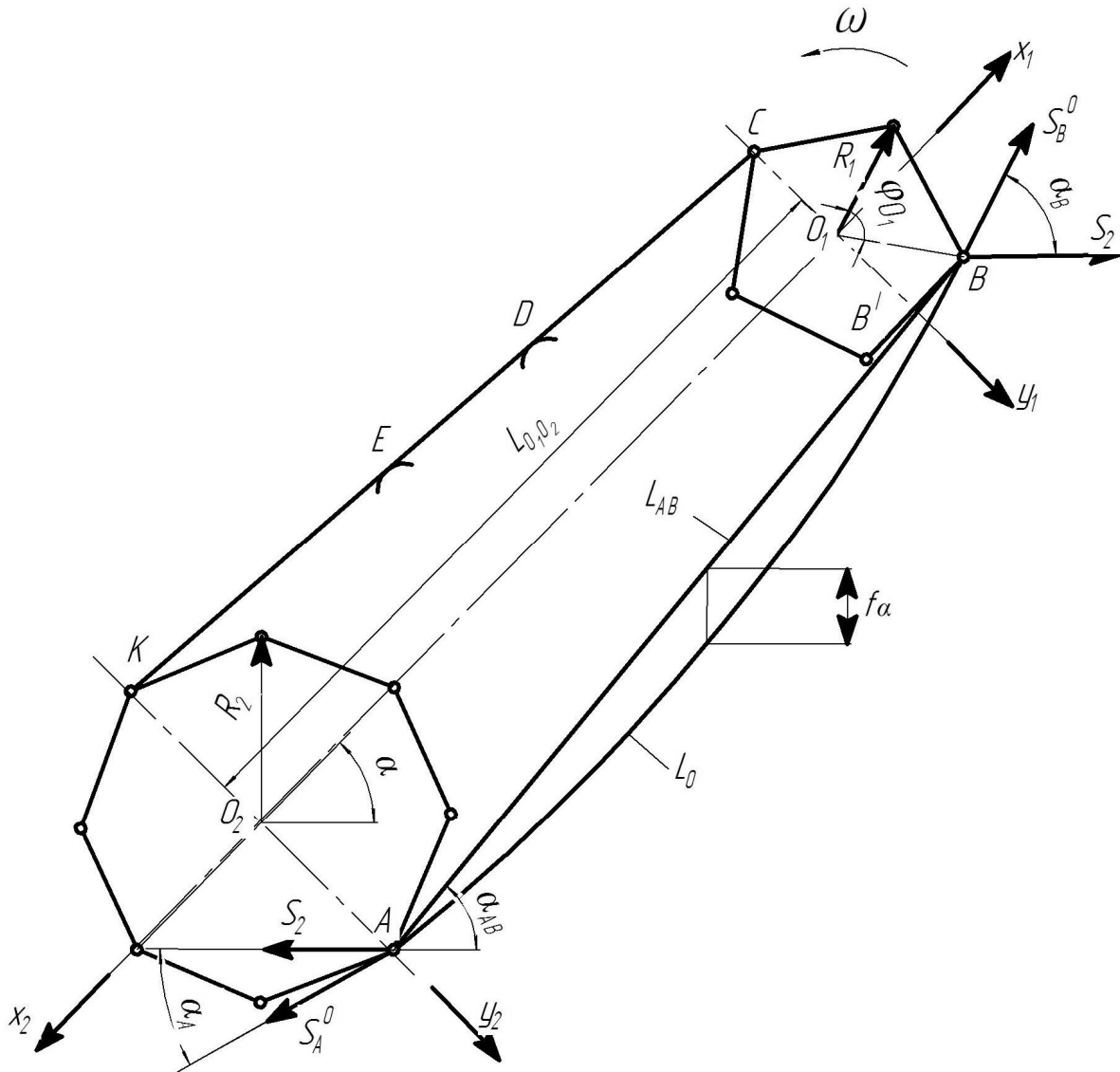


Рисунок 1 – Геометричні параметри ланцюгового робочого органа траншейного екскаватора

Провисання ланцюга визначається за формулою

$$f = \frac{\sqrt{3(L_0^2 - L_{AB}^2)}}{4 \cos \alpha_{AB}} = 0,433 \frac{\sqrt{(L_0^2 - L_{AB}^2)}}{\cos \alpha_{AB}}. \quad (6)$$

У цій формулі дві невідомі величини: відстань між точками підвішування L_{AB} та кут нахилу лінії АВ до горизонту, які при обертанні приводного блоку періодично змінюються.

Виразимо ці величини через функцію кута повороту приводного блоку φ_1 в прийнятій системі координат (рис. 1)

$$L_{AB} = L_{O_1O_2} + x_1(\varphi_1) + x_2(\varphi_2), \quad (7)$$

де φ_2 – кут повороту натяжного барабану, який визначимо наступним чином

$$\varphi_2 = \varphi_1 \frac{z_1}{z_2}, \quad (8)$$

де z_1 та z_2 – відповідно числа граней приводного на натяжного блоків.

З іншого боку

$$x_1(\varphi_1) = R_1 \cos(\varphi_{01} + \varphi_1), \quad (9)$$

$$x_2(\varphi_2) = R_2 \sin\left(\varphi_1 \frac{z_1}{z_2}\right), \quad (10)$$

де R_1 та R_2 – відповідно радіуси кола посередині шарнірів ланцюгового робочого органа; φ_{01} – початковий кут повороту приводного блоку, при якому відбувається перехід із точки підвісу В у В' (для чотиригранного блоку $\varphi_{01} = 45^\circ$, для п'ятигранного $\varphi_{01} = 54^\circ$).

Тоді рівняння (7) матиме вид

$$L_{AB} = L_{O_1O_2} + R_1 \sin(\varphi_{01} + \varphi_1) + R_2 \sin\left(\varphi_1 \frac{z_1}{z_2}\right). \quad (11)$$

Число ґрунторозробних балок, які знаходяться між точками підвісу ланцюга, буде

$$m_{o(x)} = \frac{L_{AB}}{t_{ц}} + 0,5,$$

$t_{ц}$ – крок встановлення балок.

Отримане значення числа балок округляють до найближчого більшого числа. Тоді довжина ланцюга між точками підвішування

$$L_0 = m_{o(x)} t_{ц}. \quad (12)$$

Кут нахилу робочих ланцюгів до дна забою (горизонтальної площини)

$$\alpha_{л} = \alpha_{AB} = \alpha + \frac{180^\circ}{\pi} \frac{Y_1(\varphi_1) - Y_2(\varphi_2)}{L_{AB}}, \quad (13)$$

де α – кут нахилу рами двохсекційного робочого органа траншеєкопача до горизонту, $\alpha = 60^\circ$ [6].

Враховуючи вирази

$$Y_1(\varphi_1) = R_1 \sin(\varphi_{01} + \varphi_1), \quad (14)$$

$$Y_2(\varphi_2) = R_2 \cos(\varphi_1 \frac{Z_1}{Z_2}), \quad (15)$$

і підставивши їх у формулу (13), отримаємо

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{AB}} = \alpha + \frac{180^\circ}{\pi} \frac{R_1 \sin(\varphi_{01} + \varphi_1) - R_2 \sin(\varphi_1 \frac{Z_1}{Z_2})}{L_{\text{AB}}}. \quad (16)$$

Горизонтальна складова натягу ланцюгів від власної сили ваги

$$S_{\text{г}} = \frac{g_{\text{л}} L_{\text{AB}}^2 \cos \alpha_{\text{AB}}}{g 8f}, \quad (17)$$

де $g_{\text{л}}$ – сила ваги 1 м ланцюгів з ґрунторозробними балками; g – прискорення сили ваги.

Натяг ланцюга в точках підвішування А та В

$$S_A^0 = \frac{S_{\text{г}}}{\cos \alpha_A}; S_B^0 = \frac{S_{\text{г}}}{\cos \alpha_B}. \quad (18)$$

Натяг ланцюгів створюється також від опорів у шарнірах ланцюгів, динамічних навантажень, нерівномірності руху ланцюгів, опору ґрунту руйнуванню тощо.

Використаємо залежності, що отримані раніше при диференціюванні рівняння параболи для визначення кутів α_A та α_B (між відповідними силами натягу ланцюгів та горизонтом).

З рівняння (4) та (5) матимемо

$$\alpha_A = \arctg\left(\text{tg} \alpha_{\text{AB}} - \frac{4f}{L_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}}\right), \quad (19)$$

$$\alpha_B = \arctg\left(\text{tg} \alpha_{\text{AB}} + \frac{4f}{L_{\text{AB}} \cos \alpha_{\text{AB}}}\right). \quad (20)$$

Алгоритм розрахунку наведених параметрів може бути представлений у вигляді (рис. 2).

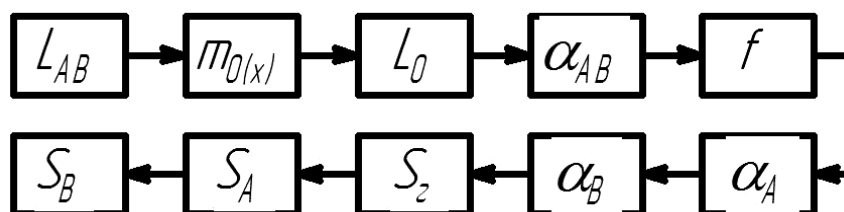


Рисунок 2 – Послідовність виконання розрахунків

В отриманих формулах постійними параметрами є: крок розташування ґрунторозробних балок на ланцюговій лінії $t_{\text{ц}}$, кут нахилу рами робочого органа α , відстань між блоками $L_{o_1 o_2}$.

Змінюючи значення чисел граней блоків z_1 та z_2 , можна отримати шукані величини провисання f та натягів ланцюга S_A, S_B, S_T в залежності від кута повороту приводного блоку ϕ і, таким чином, знайти оптимальне співвідношення між z_1 та z_2 .

Розрахунки показали, що використання 5-гранного приводного та 8-гранного натяжного блоку дає менше провисання ланцюгів в порівнянні із 4-гранним приводним та 6-гранним натяжним блоком. При відстані між осями блоків 5 м максимальне провисання в першому випадку складає 10-16 см, а в другому – близько 30 см.

Таким чином, отримані формули можуть бути використані для оптимізації геометричних параметрів ланцюгового траншейного екскаватора.

Висновки. Залежності між параметрами, які виведені в результаті дослідження, дають змогу оптимізувати співвідношення між числами граней блоків робочого органа, визначати величину провисання та натяг ланцюгів при стабільних конструктивних параметрах (відстані між осями блоків, кроку між ґрунторозробними балками тощо). Перспективними напрямками є дослідження силових навантажень та опорів руху ланцюгового робочого органа під час розробки ґрунту траншеєкопачем. Також потребує вирішення питання динамічної рівноваги адаптованого робочого органа під час підкопування трубопроводу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Розгонюк В. В. Удосконалення методики діагностування технічного стану та способів ремонту магістральних газопроводів : дис. ...канд. техн. наук: 05.15.13. – Ів.-Франківськ, 2000. – 267 с.
2. Мусійко В. Д., Кузьмінець М. П. Проблеми створення технології та техніки для виконання земляних робіт під час капітального ремонту промислових трубопровідних магістралей // Гірн., будів., дор. та меліор. машини : Всеукр. міжвід. зб. наук. праць. – К. : КНУБА, 2007. – Вип. 70. – С. 56-64.
3. Патент України №37784, E02 F5/00. Землерийне обладнання траншеєкопача для розкривання-заглиблення трубопроводів / Сукач М. К., Лисак С. І. (Україна). – u 2008 08334; Заявл. 20.06.2008; Опубл. 10.12.2008, Бюл. № 23.
4. Гарбузов З. Е., Ильгисонис В. К., Успенский В. П. и др. Землеройные машины непрерывного действия. – М. : Машиностроение, 1965. – 276 с.
5. Успенский В. П. Исследование усилий в свободно провисающей ковшовой цепи многоковшовых экскаваторов // Сб. трудов. – Ленинград : ВНИИСДМ №16, 1972. – С. 17-21.

6. Сукач М. К., Лисак С. І. Підвищення ефективності робочого обладнання машини для розкривання трубопроводів // Гірн., будів., дор. та меліор. машини : Всеукр. міжвід. зб. наук. праць. – К. : КНУБА, 2008. – Вип. 71. – С. 3-9.

Сукач М.К., Лысак С.И. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЯ

Отмечается необходимость диагностирования технического состояния и капитального ремонта магистральных трубопроводов с целью повышения надежности транспортировки нефти и газа потребителям. Проведено исследование геометрических параметров цепного траншеекопателя, который используется при ремонте, и оптимизированы его конструктивные параметры

Ключевые слова: цепной траншеекопатель, геометрические параметры.

Sukach M.K., Lysak S.I. OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF THE CUTTING IMPLEMENT OF CHAIN TRENCHER

The necessity of diagnosing the technical condition and capital repair of main pipelines to increase the reliability of oil and natural gas delivery to consumers was emphasized. The study of geometrical parameters of a chain trencher used to repair and optimize its design parameters was done.

Key words: chain trencher, geometrical parameters.