

Б. І. Сокіл
О. В. Ємельянов
В. Й. Нагачевський
Р. А. Нанівський

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ МОДЕРНІЗОВАНОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ МІННОГО ТРАЛА НА ЙОГО ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного

Розроблено методика дослідження впливу основних параметрів модернізованого знешкоджуючого робочого органу мінного трала на його експлуатаційні характеристики. В її основу покладено: адекватну робочому органу трала розрахункову модель; фізично обґрунтовані припущення щодо дії ударної хвилі вибуху на знешкоджуючий робочий диск трала та ґрунту на опорний диск; математичну модель динаміки робочого органу. В сукупності це дозволило отримати аналітичні залежності, які визначають основні параметри руху робочого U-подібної форми коромисла разом із опорним та робочим дисками (знешкоджуючого робочого органу мінного трала) в залежності від зовнішніх та внутрішніх чинників. Показано, що кутова швидкість зумовлена дією ударної хвилі на робочий диск (початкова кутова швидкість коромисла) залежить не тільки від маси заряду і глибини залягання міни, але й значною мірою від конфігурації, розмірів дисків та коромисла. Що стосується основних експлуатаційних характеристик, то вони значною мірою визначаються максимальним кутом повороту U-подібної форми коромисла – φ_1 . Отримано алгебраїчну залежність для його визначення. Шляхом чисельної симуляції її та аналізу отриманих результатів за різних значень маси заряду міни, глибини її залягання, геометричних параметрів коромисла із дисками встановлено, що запропонована модель робочого органу мінного трала є більш живучою: для ґрунтів із більшим значенням модуля пружності; робочих дисків меншого діаметра і меншої їх товщини; менших величин кута між ніжками U-подібної форм коромисла і менших геометричних їх параметрів. Отримані теоретичні результати слугуватимуть базою для широкопланових проектно-конструкторських робіт із модернізації робочих органів мінних тралів з метою покращення їх експлуатаційних характеристик.

Ключові слова: мінний трал, знешкоджуючий робочий орган трала, ударна хвиля вибуху, математична модель динаміки робочого органу

Вступ

Найбільш ефективним і одночасно безпечним способом знешкодження мін, які залягають на незначній глибині, є спосіб із використанням мінних тралів [1–3]. Проте існуючі зразки тралів мають цілу низку недоліків:

- по-перше, вони надто масивні;
- по-друге, значно обмежують маневреність танка тральщика;
- по-третє, мають недостатню живучість [4].

Для часткового підвищення ефективності роботи тралів у [5] запропоновано модернізувати знешкоджуючий робочий орган трала. Його рекомендовано виготовляти із системи U-подібної форм коромисел. Останні можуть повертатись навколо горизонтальної осі, дозволяючи тим самим «копіювати» робочим органам (дискам, насадженим на лапки у нижній частині коромисла) поверхню розмінування. В свою чергу, динамічна дія робочого органу трала на ґрунт у місці знаходження міни дозволяє знешкодити саму міну. Крім цього, величину динамічної дії дисків на ґрунт можна змінювати за рахунок додаткового довантаження трала, а від так і одночасно змінювати глибину проникнення дисків у ґрунт. Якщо ж через якусь причину від дії робочого диска на міну вибух не відбувся, то з великою ймовірністю вибух відбудеться за рахунок дії опорного диска на неї. Із математичної сторони випадок знешкодження міни опорним диском нічим не відрізняється від випадку знешкодження її робочим диском. Дослідження динамічної дії ударної хвилі вибуху на знешкоджуючий орган модернізованого трала, точніше кажучи динаміка U-подібної форми коромисла із дисками під дією ударної хвилі вибуху, розглядається в роботі.

Метою роботи є дослідження впливу: величини заряду міни; глибини її залягання у ґрунті; основних фізико-механічних характеристик ґрунту, геометричних розмірів та ваги модернізованого трала на динаміку робочого органу з метою оцінки його ефективності роботи.

Результати дослідження

В основу розв'язання поставленої вище задачі покладено:

- співвідношення, які описують базові параметри дії ударної хвилі вибуху на робочий диск трала [6,7];
- отримані співвідношення, які описують механізм взаємодії робочого і опорного дисків та ґрунту;
- кінетику модернізованого знешкоджуючого робочого органу трала.

Основні припущення щодо експлуатації трала:

- мінне поле має плоску форму;
- швидкістю руху танка-тральщика V – стала;
- величина заряду міни є обмеженою і під час її вибуху, зумовленого наїздом робочим органом, не спричиняє вертикального переміщення осі U-подібного коромисла (див. рис. 1);
- вибух міни проходить у момент, коли робочий диск трала знаходиться над серединою міни;
- мінімальна віддаль міни до робочого диска у момент вибуху h не більша за необхідну для вибуху величину);
- дія розподіленого тиску трала на міну передається ґрунтом, а деформація останнього пропорційна силі тиску.

Перш ніж перейти до розв'язання поставленої основної задачі, зупинимось на необхідній умові знешкодження міни. Відомо [7], що для спрацювання певного вибухового пристрою мінного типу необхідна мінімальна силова дія на нього F^* . Таким чином, для знешкодження міни необхідно, щоб сила тиску робочого диска на міну була не меншою за F^* . З іншого боку, трал, рухаючись вздовж мінного поля прямолінійно зі сталою за величиною швидкістю і взаємодіючи робочими та опорними дисками із ґрунтом, деформує його. Із класичних законів механіки випливає, що величина дії ґрунту на робочий диск для знешкодження міни повинна бути не меншою за F^* [8, 9] (для різних типів мін різні значення сили F^*).

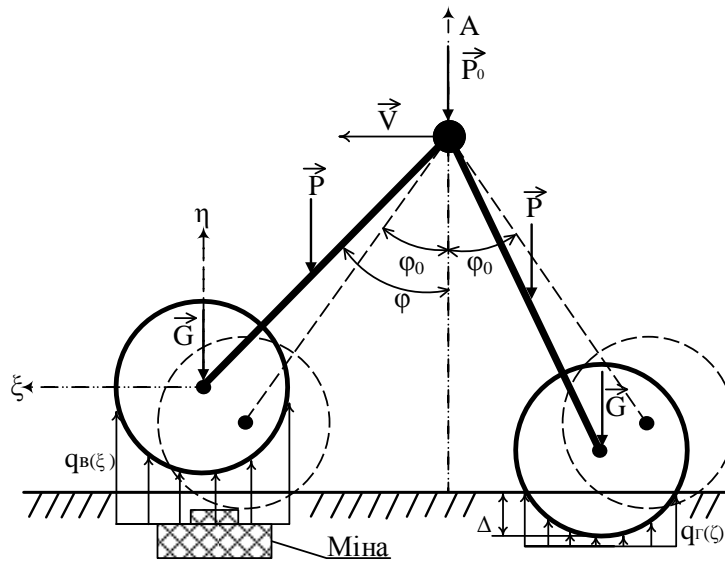


Рис. 1. Розрахункова схема робочого органу модернізованого мінного трала

Приймаючи, що пружні властивості ґрунту [9] можна описати лінійним законом, для визначення максимальної величини деформації ґрунту (глибини проникнення робочого диска трала у ґрунт – Δ_{\max}) отримуємо співвідношення

$$F^* = Ed \int_{-\psi}^{\psi} R^2 (\cos \gamma - \cos \psi) d\gamma, \quad (1)$$

де E – коефіцієнт, який характеризує пружні властивості ґрунту; d, R – відповідно товщина та радіус робочого диска; ψ центральний кут, який характеризує глибину входження (проникнення)

диска у ґрунт: $\Delta_{\max} = R - R \cos \psi \Rightarrow \psi = \arccos \left(1 - \frac{\Delta_{\max}}{R} \right)$.

Таким чином, із залежності (1) маємо

$$F^* = 2EdR \left(\sin \left(\arccos \left(1 - \frac{\Delta_{\max}}{R} \right) - \psi \cos \psi \right) \right) \quad (2)$$

Після нескладних перетворень залежності (2) з точністю до величин вищої величини мализни знаходимо

$$F^* = 2EdR^2 \left(\sin \left(\arccos \left(1 - \frac{\Delta_{\max}}{R} \right) - \psi \cos \psi \right) \right) \approx 2\sqrt{2}EdR^2 \sqrt{\frac{\Delta_{\max}}{R}}. \quad (3)$$

Залежність (3) одночасно визначає:

а) деформацію ґрунту у випадку, коли зовнішня дія достатня для знешкодження міни

$$2\sqrt{2}EdR^2 \sqrt{\frac{\Delta_{\max}}{R}} = F^* \Rightarrow \Delta_{\max} = \frac{(F^*)^2}{8(Ed)^2 R^3}; \quad (4)$$

б) додаткове довантаження трала (ΔP) у випадку, коли дія робочого диска на ґрунт недостатня для знешкодження міни. Тобто необхідно додатково «довантажити» трал, виходячи із співвідношення $\Delta P = F^* - P_0/2 + P + G$, (P , G – відповідно вага частин коромисла та диска; P_0 – дія інших частин трала на вісь коромисла).

На рис. 2 представлено закон зміни сили, яка діє на міну в залежності від деформації ґрунту.

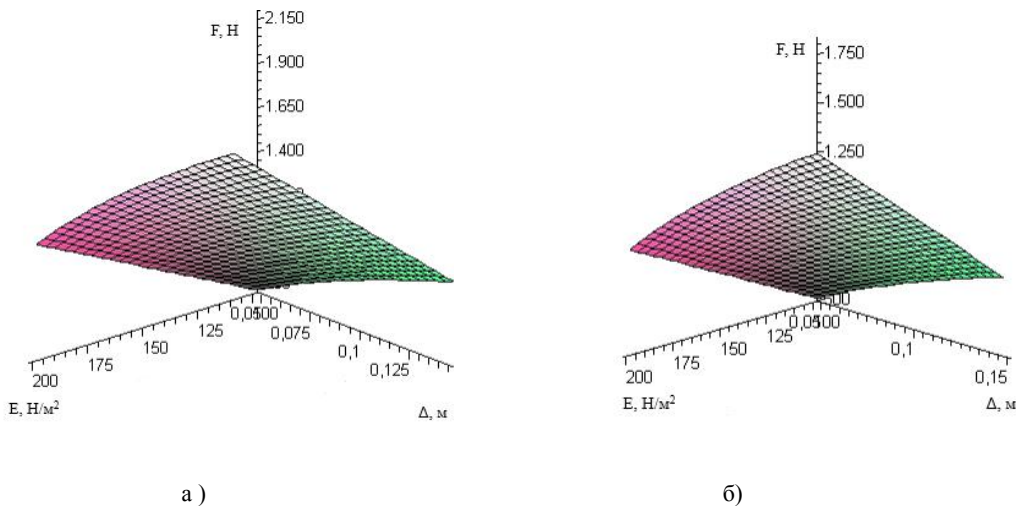


Рис. 2. Залежність сили, яка діє на міну від модуля пружності ґрунту та його деформації для випадку $R = 0,4 \text{ м}$ і $d = 0,004 \text{ м}$ (а) та $R = 0,35 \text{ м}$ і $d = 0,004 \text{ м}$ (б)

Отримані вище залежності служать частково і для описання динаміки U-подібної форми коромисла із дисками. Сили, які діють на систему коромисло–робочі диски вказані на рис. 1, де $q_T(\zeta)$ – розподілене навантаження від дії деформованого ґрунту на опорний диск (ζ) – величина деформації ґрунту у точці із ординатою ζ ; $q_B(\xi)$ – розподілене навантаження від дії ударної хвилі вибуху. Ця величина змінюється відповідно до закону [10].

$$q_B(\xi) = 0,1 \frac{\sqrt[3]{C}}{\xi} + 0,43 \frac{\sqrt[3]{C^2}}{\xi^2} + 1,4 \frac{C}{\xi^3}, \quad (5)$$

де C – маса заряду міни у тротиловому еквіваленті; ξ – віддаль від точки робочого диска до поверхні міни.

Таким чином, диференціальне рівняння відносного руху системи U-подібне коромисло–диски матиме вигляд

$$I_A \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -\frac{PL}{2} \sin \varphi - GL \sin \varphi + F(\varphi)L \sin \varphi + \frac{PL}{2} \sin(2\varphi_0 - \varphi) + GL \sin(2\varphi_0 - \varphi) - F_T(\varphi)L \sin(2\varphi_0 - \varphi), \quad (6)$$

де I_A – момент інерції U-подібного коромисла разом із дисками відносно горизонтальної осі, яка збігається із серединою осі обертання коромисла; $F_T(\varphi)$ – рівнодійна дії ґрунту на опорний диск і визначається подібним чином як і «статична» сила тиску; $F(\varphi)$ – рівнодійна дії розподіленого навантаження ударної хвилі вибуху на робочий диск і визначається відповідно до співвідношення

$$F(\varphi) = d \int_{-R}^R \left[0.1 \frac{\sqrt[3]{C}}{H + h - L \sin \varphi - \sqrt{R^2 - x^2}} + 0.43 \frac{\sqrt[3]{C^2}}{(H + h - L \sin \varphi - \sqrt{R^2 - x^2})^2} + 1.4 \frac{C}{(H + h - L \sin \varphi - \sqrt{R^2 - x^2})^3} \right] dx \cdot (7)$$

Відомо [12], динамічний процес будь-якого об'єкта визначається не тільки діючими силами, але й початковими умовами. Тому для диференціального рівняння (6) долучаємо початкові умови, які еквівалентні руху розглядуваного об'єкта без початкової кутової швидкості.

$$\varphi(0) = \varphi_0, \quad \frac{d\varphi(0)}{dt} = 0. \quad (8)$$

Отримати аналітичний розв'язок рівняння (6) за початкових умов (8), а від так без обмежень дослідити вплив вибуху на динаміку робочого органу трала є проблематичною задачею. Тому дещо її спростимо у розумінні математичної постановки не змінюючи самої суті фізичного процесу. Будемо виходити із таких базових положень: фізичний процес дії вибуху на робочий орган трала умовно розділимо на два етапи: етап самого вибуху; після вибуховий етап. На першому етапі сам вибух надає U-подібному коромислу тільки початкової кутової швидкості ω_0 . Підставою для вказаного є та обставина, що тривалість дії вибухової хвилі становить $10^{-3} - 10^{-4}$ с. На другому етапі дія вибухової хвилі припиняється і на рух U-подібного коромисла із дисками впливають тільки сили ваги та дія ґрунту на опорний диск.

Примітки:

1. У роботі розсіюванням енергії у ґрунті під час його деформації нехтується;
2. Енергія частинок ґрунту, які вдаряються в робочий диск трала не враховується;
3. У випадку коли вибух міни відбувся у момент проходження робочим диском поперечної серединної лінії енергія вибуху не впливає на зміну відносного руху робочого диска;
4. Моментом опору сили тертя на осі обертання нехтуємо.

Наведене дозволяє із достатнім ступенем точності для визначення величини ω_0 отримати диференціальне рівняння

$$I_A \frac{d^2\varphi}{dt^2} = F(\varphi)L \sin \varphi \quad (9)$$

та умови

$$\frac{d\varphi(0)}{dt} = 0, \quad \frac{d\varphi(\tau)}{dt} = \omega_0, \quad (10)$$

де τ – тривалість дії ударного імпульсу.

Остання величина з достатнім ступенем точності визначається співвідношенням [10] $\tau = 1,7 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[6]{C} \cdot \sqrt{h + R - \Delta_{\text{пнх}}}$. У сукупності наведене дозволяє отримати співвідношення для знаходження кутової швидкості в кінці вибуху

$$\omega_0 = \frac{\tau}{I_A} F(\varphi_0)L \sin \varphi_0. \quad (11)$$

Відповідно до залежності (11) на рис. 3 представлено залежність кутової швидкості від параметрів системи.

Отримані аналітичні результати та представлені графічні залежності показують, що кутова швидкість руху U-подібного коромисла зумовлена вибуховою дією міни:

- для мін із більшим вмістом вибухової речовини та більшої товщини робочого диска приймає більше значення;
- для робочих дисків меншого діаметра (за всіх інших незмінних величин) вона є дещо меншою;
- суттєво залежить від геометрії коромисла – навіть незначне збільшення величини кута φ_0 суттєво впливає на ріст кутової швидкості.

Що стосується другого етапу (після вибухового), то відповідно до наведеного вище, він описується диференціальним рівнянням

$$I_A \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -\frac{PL}{2} \sin \varphi - GL \sin \varphi + \frac{PL}{2} \sin(2\varphi_0 - \varphi) + GL \sin(2\varphi_0 - \varphi) - F_z(\varphi)L \sin(2\varphi_0 - \varphi) \quad (12)$$

при $t \geq \tau$ за умов $\varphi(\tau) = \varphi_0$, $\frac{d\varphi(\tau)}{dt} = \omega_0$. Заміною змінних відповідно до $t_1 = t - \tau$ диференціальне рівняння (12) трансформується до вигляду

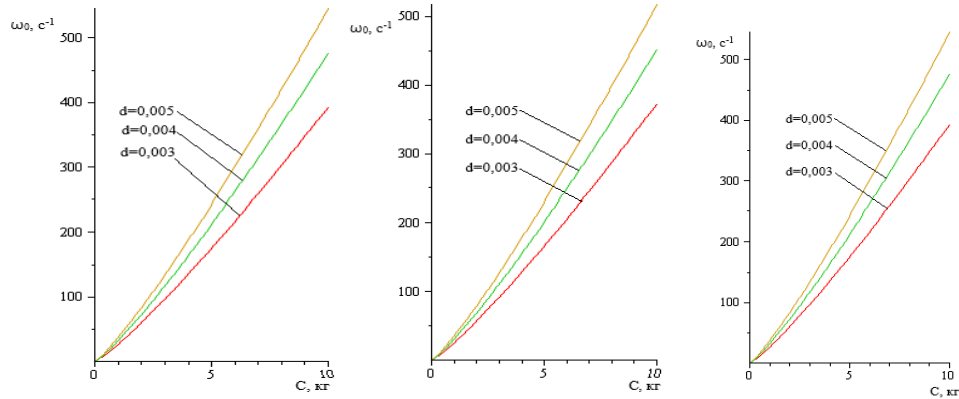
$$I_A \omega(\varphi) \frac{d\omega(\varphi)}{d\varphi} = -\frac{PL}{2} \sin \varphi - GL \sin \varphi + \frac{PL}{2} \sin(2\varphi_0 - \varphi) + GL \sin(2\varphi_0 - \varphi) - F_z(\varphi)L \sin(2\varphi_0 - \varphi) \quad (13)$$

при крайових умовах

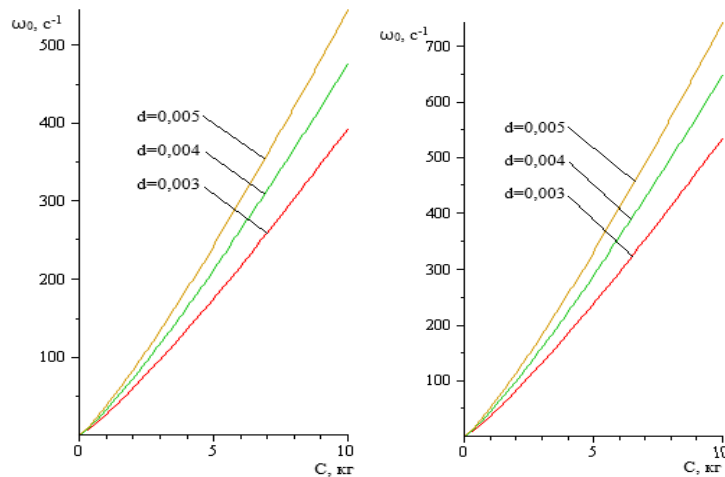
$$\omega(0) = \omega_0, \quad \omega(\varphi_1) = 0 \quad (14)$$

де φ_1 – максимальне значення кута на який повернеться U-подібне коромисло внаслідок вибуху але із урахуванням механізму взаємодії опорного диска і ґрунту.

А) $R = 0,4 \Delta = 0,1, h = 0,2$ Б) $R = 0,4 \Delta = 0,1, h = 0,15$ С) $R = 0,4 \Delta = 0,1, h = 0,18$



Д) $R = 0,35 \Delta = 0,1, h = 0,2$ від $\varphi_0 = 1,01 R = 0,4 \Delta = 0,1, h = 0,2$



від $\varphi_0 = 0,95 R = 0,4 \Delta = 0,1, h = 0,2$

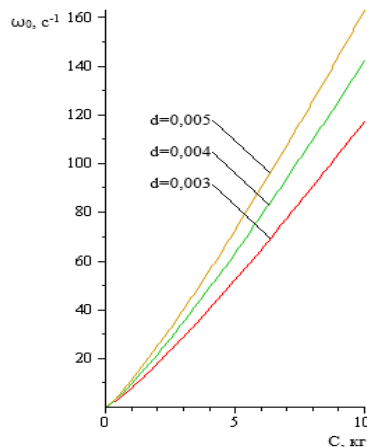


Рис. 3. Залежність кутової швидкості U-подібного коромисла із дисками від величини заряду міни за різних параметрів системи

Для знаходження зв'язку вказаного кута із параметрами системи і вибуху отримуємо із залежностей (13) та (14) інтегральне співвідношення

$$I_A (\tau F(\varphi_0) L \sin \varphi_0)^2 = (P + 2G)L(\cos \varphi_1 + \cos(2\varphi_0 - \varphi_1)) - (2P + 4G)\cos \varphi_0 + 2 \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} F_z(\varphi) L \sin(2\varphi_0 - \varphi) d\varphi. \quad (15)$$

Шляхом чисельної симуляції залежності (15) за різних значень параметрів системи та величини заряду міни отримано значення кута φ_1 . Значення вказаних параметрів наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Значення безпечного кута повороту U-подібного коромисла із дисками при різних його параметрах та величинах заряду міни

| № з/п | Параметри | | | | | | | | | |
|-------|-----------|------|-----------------|--------------|-------|-------|---------------------|------------|------------------------------|-------------------|
| | R, м | h, м | φ , рад | Δ , м | d, м | C, кг | E, Н/м ² | τ , с | ω_0 , с ⁻¹ | φ_1 , рад |
| 1. | 0,4 | 0,2 | 1 | 0,1 | 0,003 | 4 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001515 | 108,2200 | 0,4299 |
| 2. | 0,35 | 0,2 | 1 | 0,1 | 0,003 | 4 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001437 | 13,4023 | 0,42091 |
| 3. | 0,35 | 0,2 | 1 | 0,1 | 0,003 | 8 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001613 | 29,9487 | 0,4211 |
| 4. | 0,35 | 0,2 | 1 | 0,1 | 0,003 | 12 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001726 | 47,9565 | 0,4234 |
| 5. | 0,35 | 0,2 | 1,1 | 0,1 | 0,003 | 12 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001726 | 271,4921 | 0,6316 |
| 6. | 0,35 | 0,2 | 0,95 | 0,1 | 0,003 | 12 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001726 | 25,0031 | 0,3578 |
| 7. | 0,4 | 0,2 | 0,95 | 0,1 | 0,003 | 12 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001819 | 116,0499 | 0,3729 |
| 8. | 0,4 | 0,2 | 0,95 | 0,1 | 0,004 | 12 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001819 | 154,7332 | 0,3782 |
| 9. | 0,4 | 0,2 | 0,95 | 0,1 | 0,005 | 12 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001818 | 193,4200 | 0,3837 |
| 10. | 0,4 | 0,2 | 0,95 | 0,1 | 0,005 | 12 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001818 | 193,4200 | 0,3684 |
| 11. | 0,4 | 0,2 | 1 | 0,1 | 0,005 | 12 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001818 | 647,7011 | 0,5504 |
| 12. | 0,4 | 0,2 | 1,05 | 0,1 | 0,005 | 4 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001515 | 16,5131 | 0,4849 |
| 13. | 0,4 | 0,2 | 1,05 | 0,1 | 0,005 | 8 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001700 | 16,5131 | 0,4849 |
| 14. | 0,45 | 0,2 | 0,95 | 0,1 | 0,003 | 10 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001851 | 25,88040 | 0,3571 |
| 15. | 0,45 | 0,2 | 0,95 | 0,1 | 0,003 | 12 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001908 | 31,97510 | 0,3583 |
| 16. | 0,45 | 0,15 | 0,95 | 0,1 | 0,003 | 12 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001813 | 123,7203 | 0,3731 |
| 17. | 0,4 | 0,15 | 0,95 | 0,1 | 0,003 | 4 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001514 | 108,2186 | 0,4299 |
| 18. | 0,35 | 0,15 | 1 | 0,1 | 0,003 | 8 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001521 | 201,9833 | 0,4366 |
| 19. | 0,35 | 0,15 | 1 | 0,1 | 0,003 | 10 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001578 | 261,8881 | 0,4496 |
| 20. | 0,35 | 0,15 | 1 | 0,1 | 0,004 | 10 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001578 | 349,1840 | 0,4594 |
| 21. | 0,35 | 0,15 | 1 | 0,1 | 0,004 | 12 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001727 | 431,7540 | 0,4844 |
| 22. | 0,35 | 0,15 | 1 | 0,1 | 0,005 | 12 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001627 | 539,6880 | 0,5009 |
| 23. | 0,35 | 0,15 | 1 | 0,075 | 0,005 | 12 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001677 | 556,2970 | 0,5118 |
| 24. | 0,4 | 0,15 | 1 | 0,075 | 0,005 | 12 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001677 | 556,2970 | 0,5118 |
| 25. | 0,4 | 0,15 | 0,95 | 0,075 | 0,005 | 10 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001677 | 556,2970 | 0,5118 |
| 26. | 0,4 | 0,15 | 0,95 | 0,075 | 0,005 | 8 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001677 | 556,2970 | 0,5118 |
| 27. | 0,375 | 0,15 | 0,95 | 0,075 | 0,005 | 8 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001613 | 352,8177 | 0,3889 |
| 28. | 0,375 | 0,15 | 0,95 | 0,75 | 0,005 | 10 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001674 | 457,4548 | 0,4156 |
| 29. | 0,375 | 0,15 | 0,95 | 0,75 | 0,005 | 12 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001726 | 565,6200 | 0,4541 |
| 30. | 0,375 | 0,15 | 0,95 | 0,01 | 0,005 | 12 | $3,5 \cdot 10^6$ | 0,001726 | 1334 | 0,4541 |
| 31. | 0,3 | 0,2 | 1 | 0,1 | 0,003 | 8 | $1,5 \cdot 10^6$ | 0,001521 | 1334 | 0,4541 |
| 32. | 0,3 | 0,2 | 1 | 0,1 | 0,003 | 8 | $3 \cdot 10^6$ | 0,001520 | 92,794 | 0,4231 |
| 33. | 0,3 | 0,2 | 1 | 0,1 | 0,003 | 12 | $3 \cdot 10^6$ | 0,001627 | 148,6416 | 0,4275 |
| 34. | 0,3 | 0,2 | 1 | 0,1 | 0,004 | 12 | $4,5 \cdot 10^6$ | 0,001627 | 148,6416 | 0,4253 |
| 35. | 0,3 | 0,2 | 1 | 0,1 | 0,005 | 12 | $4,5 \cdot 10^6$ | 0,001627 | 198,1883 | 0,4268 |

Висновки

Представлені у таблиці значення показують, що величина кута φ_1 є більшою для:

- ґрунтів із меншим значенням модуля пружності;
- робочих дисків більшого діаметра, але меншої товщини;
- більших величин кута φ_0 ;
- менших геометричних величин ніжок коромисла.

Представлена на рис. 1 розрахункова схема показує, що саме параметр φ_1 значною мірою визначає

працездатність трала. Дійсно, якщо величина кута $\varphi_0 + \varphi_1$ є меншою за $\frac{\pi}{2}$, то модернізований робочий орган трала виконає своє функціональне завдання і трал разом із тральщиком будуть продовжувати процес розмінування. Випадок $\varphi_0 + \varphi_1 \geq \frac{\pi}{2}$ показує, що робочий орган модернізованого трала перебуває у складнішому від розглянутого в роботі русі або необхідно його дещо удосконалити. Цей випадок потребує окремих досліджень або з нього випливає, що основні параметри трала підібрані невдало.

Таким чином, отримані у роботі теоретичні результати служитимуть базою для широкопланових проектно-конструкторських робіт із модернізації робочих органів мінних тралів з метою покращення їх експлуатаційних характеристик.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] «Минные тралы из России – лучшие в мире,» *Военно-промышленный курьер*, 2018. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://vprk-news.ru/news/43713>. – (дата обращения 08.02.2019).
- [2] «Минные тралы ТМТ-К и ТМТ-С,» *ВО-форум*. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://forum.topwar.ru/topic/8938>. – (дата обращения 08.02.2019).
- [3] «В войска поступили новые минные тралы ТМТ-К,» *Военное обозрение*. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://topwar.ru/106798-v-voyska-postupili-novye-minnyie-traly-tmt-k.html>. – (дата обращения 08.03.2019).
- [4] «Современные средства преодоления минных полей ООО «СТАНКОМАШ»,» *Бизнес России*. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://glavportal.com/materials/sovremennye-sredstva-preodoleniya-minnyh-polej-ooo-stankomash>. – (дата обращения 10.03.2019).
- [5] Б. І. Сокіл, О. В. Ємельянов, Р. А. Нанівський, *Модернізований котковий мінний трал*. Патент на корисну модель № 135808 (25.07.19), Київ, Україна.
- [6] Л. П. Орленко, *Фізика взрива и удара*. Москва, Росія: ФИЗМАТЛИТ, 2006.
- [7] О. О. Фролов, С. В. Тур, «Розрахунок значень тиску на фронті ударної хвилі при руйнуванні гірських порід вибухом,» *Вісник НТУУ «КПІ» серія «Гірництво»*, № 18, с. 43-47. 2009.
- [8] М. А. Павловський, *Теоретична механіка*. Київ, Україна: Техніка, 2002.
- [9] Крамаренко В. В. *Грунтоведение*. М.: Юрайт, 2018.
- [10] М. М. Костюченко, *Механіка ґрунтів*. Київ, Україна: інтернет-ресурс Київського ун-ту – geol.univ@kiev.ua.
- [11] С. Д. Дикань і О. Є. Зима, *Безпека в галузі та надзвичайних ситуаціях*. Полтава, Україна: АСМІ, 2015.
- [12] І. І. Ляшко, О. К. Боярчук, Я. Г. Гай і О. Ф. Калайда. *Диференціальні рівняння*. Київ, Україна: Вища школа, 1981.

Сокіл Богдан Іванович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри інженерної механіки, e-mail: sokil_b_i@ukr.net.

Ємельянов Олександр Вячеславович – ад'юнкт штатний науково-організаційного відділу, e-mail: nemesis795@gmail.com.

Нагачевський Вячеслав Йосипович – канд. техн. наук, старший викладач кафедри інженерної техніки, e-mail: slavik.inag@gmail.com.

Нанівський Роман Антонович – канд. техн. наук, начальник науково-організаційного відділу, e-mail: roman_nani@ukr.net.

Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів.

**B. Sokyl
O. Yemelianov
V. Nagachevskyi
R. Nanivskyi**

The influence of the mine trawl's modernized movable operating element parameters on its operating performance

Hetman Peter Sahaidachny National Army Academy

The technique of investigation of the influence of the main parameters of the modernized movable operating element of the mine trawl on its operating performance has been developed. It is based on: a design model adequate to movable operating element of the trawl; physically substantiated assumptions regarding the effect of the explosion shock wave on the neutralizing operating disk of the trawl and effect of the ground on the support disk; mathematical model of the movable operating element's dynamics. Taken together, these allow to obtain analytical dependencies that determine the basic parameters of the movement of the working U-shaped rocker along with the support and operating discs (neutralizing operating body of the mine trawl), depending on external and internal factors. It is shown that the angular velocity caused by the impact of the shock wave on the operating disk (initial angular velocity of the rocker arm) depends not only on the mass of the charge and the depth of the mine's occurrence, but also largely on the configuration, size of the disks and the rocker arm. As for the basic operating performances, they are largely determined by the maximum angle of rotation of the U-shaped rocker arm - φ_1 . An algebraic dependence is

obtained for its determination. By numerical simulation and analysis of the results obtained at different values of the mass of the mine charge, the depth of its occurrence, the geometric parameters of the rocker arm with disks it is found that the proposed model of the movable operating element of the mine trawl is more viable: for soils with a higher value of the elasticity modulus; operating discs of smaller diameter and smaller thickness; smaller angles between the legs of the U-shaped rocker arm and their smaller geometric parameters. The obtained theoretical results could serve as a basis for wide-ranging design and engineering works on modernization of movable operating elements of mine trawls in order to improve their performance characteristics.

Key words: mine trawl, neutralizing movable operating element of the trawl, explosion shock wave, mathematical model of the movable operating element's dynamics

Sokil Bogdan – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Engineering Mechanics, e-mail: sokil_b_i@ukr.net.

Yemelyanov Oleksandr – Post-Graduate, Staff member of the Scientific Research Organizing Department, e-mail: nemesis795@gmail.com.

Nagachevskiy Vyacheslav – Ph. D. (Eng.), Senior Lecturer of the Department of Engineering Mechanics, e-mail: slavik.inag@gmail.com.

Nanivskiy Roman – Ph. D. (Eng.), Head of the Scientific Research Organizing Department, e-mail: roman_nani@ukr.net.

**Б. И. Сокол
А. В. Емельянов
В. И. Нагачевский
Р. А. Нанивский**

Влияние параметров модернизированного рабочего органа минного трала на его эксплуатационные характеристики

Национальная академия сухопутных войск имени гетмана Петра Сагайдачного

Разработана методика исследования влияния основных параметров модернизированного обезвреживающего рабочего органа минного трала на его эксплуатационные характеристики. В ее основу положено: адекватную рабочему органу трала расчетную модель; физически обоснованные предположения относительно действия ударной волны взрыва на обезвреживающий рабочий диск трала и почвы на опорный диск; математическую модель динамики рабочего органа. В совокупности это позволило получить аналитические зависимости, определяющие основные параметры движения рабочего U-образной формы коромысла вместе с опорным и рабочим дисками (обезвреживающего рабочего органа минного трала) в зависимости от внешних и внутренних факторов. Показано, что угловая скорость обусловлена действием ударной волны на рабочий диск (начальная угловая скорость коромысла) зависит не только от массы заряда и глубины залегания мины, но и во многом от конфигурации, размеров дисков и коромысла. Что касается основных эксплуатационных характеристик, то они в значительной степени определяются максимальным углом поворота U-образной формы коромысла – φ_1 . Получено алгебраическую зависимость для его определения. Путем численной симуляции ее и анализа полученных результатов при различных значениях массы заряда мины, глубины ее залегания, геометрических параметров коромысла с дисками установлено, что предложенная модель рабочего органа минного трала более живучая: для почв с большим значением модуля упругости; рабочих дисков меньшего диаметра и меньшей их толщины; меньших величин угла между ножками U-образной формы коромысла и меньших геометрических их параметров. Полученные теоретические результаты будут служить базой для широкоплановых проектно-конструкторских работ по модернизации рабочих органов минных тралов с целью улучшения их эксплуатационных характеристик.

Ключевые слова: минный трал, обезвреживающий рабочий орган трала, ударная волна взрыва, математическая модель динамики рабочего органа.

Сокол Богдан Иванович – д-р тех. наук, профессор, заведующий кафедрой инженерной механики, e-mail: sokil_b_i@ukr.net.

Емельянов Александр Вячеславович – адъюнкт штатный научно-организационного отдела, e-mail: nemesis795@gmail.com.

Нагачевский Вячеслав Иосифович – канд. тех. наук, старший преподаватель кафедры инженерной техники, e-mail: slavik.inag@gmail.com.

Нанивский Роман Антонович – канд. тех. наук, начальник научно-организационного отдела, e-mail: roman_nani@ukr.net.