

Механіка

УДК 621.8

DOI: 10.31471/2304-7399-2025-20(76)-138-148

СИЛОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ НА ВУЗЛИ МІННОГО ТРАЛА ПРИ ВИБУХУ

В. І. Артим¹, В. М. Сенчішак¹, Ю. Б. Яніцький¹, Я. І. Шкіца²¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;²Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»;
03056, м. Київ, Берестейський проспект, 37

Високі навантаження від дії ударної хвилі при розмінуванні сприймає важка бронетанкова техніка, яка використовується в якості транспортного засобу мінного трала. Дослідження механізмів зменшення силового навантаження на вузли мінного трала при вибуху є актуальними, мають наукову та практичну цінність. Тому метою роботи є зменшення силового навантаження на транспортний засіб мінного трала при вибуху, можливість використання в якості транспортних засобів для мінних тралів існуючої автотракторної техніки меншої маси. У виконавчому механізмі каток мінного трала через коромисло жорстко з'єднаний з гребінкою, яка при вибуху шипами входить в ґрунт, створює жорстку опору заземлення, зменшуючи, при цьому, силове навантаження на транспортний засіб. Визначено силове навантаження на шип гребінки залежно від механічних характеристик ґрунту, що дозволило визначити кількість шипів для отримання необхідного зменшення навантаження на вузли мінного трала. Для зменшення максимального ударного пікового навантаження на транспортний засіб у момент вибуху, обґрунтовано встановлення пружного амортизатора між виконавчим механізмом та транспортним засобом. Отримані результати дають змогу зменшувати силове навантаження на вузли мінного трала з метою використання в якості транспортних засобів існуючу автотракторну техніку меншої маси.

Ключові слова: силове навантаження, вузли мінного трала, гребінка з шипами, пружний амортизатор.

Вступ. Площа території України, яка несе у собі потенційну мінну небезпеку, складає 174000 квадратних кілометрів. Уряд ставить за-

вдання розмінувати 80% замінованих територій протягом 10 років. Одним з пріоритетів є очищення земель сільськогосподарського призначення. Розроблено державну програму Demine Ukraine, яка ставить за мету пришвидшити процес очищення території України від мінного забруднення. Для її виконання необхідно використовувати нові наукові підходи до проектування, виготовлення та експлуатації технічних засобів розмінування. Тому дослідження і пошук шляхів зменшення силового навантаження при вибуху на транспортні засоби мінних тралів є актуальним.

Наукова та практична цінність. Це використання транспортних засобів з меншими масами у мінних тралах, що дозволить компонувати мінні трали з легшою автотракторною технікою.

Оцінці руйнівної дії вибухів присвячено багато робіт [1-5], досліджується вплив вибухової хвилі на вузли виконавчого механізму мінного трала [6], але робіт присвячених надійній роботі мінного трала при зменшенні його маси недостатньо.

Формування цілей статті. Метою роботи є зменшення силового навантаження на транспортний засіб мінного трала при вибуху, можливість використання в якості транспортних засобів для мінних тралів існуючої автотракторної техніки меншої маси.

Основний матеріал і результати. Кінематичний і силовий аналіз мінного трала виконували згідно з кінематичною схемою, яка наведена на рис.1. Розглядаємо виконавчий механізм мінного трала як плоский механізм. Коток 1 з коромислом 2 шарнірно з'єднаний з несучим кронштейном 3, який жорстко закріплений на захисній плиті a . Плита приєднана шарнірами E і D до бульдозера, який використовується в якості транспортного засобу мінного трала. Приєднана частина до бульдозера – це виконавчий механізм мінного трала. Коромисло 2 складається з двох плеч, жорстко з'єднаних під кутом γ . До одного плеча, у точці A , шарнірно приєднаний коток 1, а до другого плеча, у точці B , жорстко приєднана гребінка з набором стержнів.

До вибуху, у транспортному режимі, коромисло займає положення AOB . При вибуху, під дією ударної хвилі, коромисло повертається на кут ϕ_t і займає положення $A'OB'$. При цьому гребінка шипами входить у ґрунт, створюючи жорстку опору защемлення, зменшуючи силове навантаження на транспортний засіб на величину R_{Bx} .

Для визначення горизонтальної складової R_{Bx} використано метод скінченних елементів (МСЕ). На першому етапі в програмному середовищі ANSYS створено параметричну контактну твердотільну модель заглибленого в ґрунт сталевого стержня гребінки (рис. 2). Контактні поверхні запрограмовано як фрикційні з коефіцієнтом тертя 0,3. Ґрунтовий масив – це куб з об'ємом 1 м^3 . Задачу вирішували в модулі Transient Structural, який дає змогу поступово збільшувати навантажен-

A: Transient Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: Pa

Time: 1

3,6244e8 Max

3,0204e8

2,2665e8

1,6202e8

1,0295e8

5,57e7

2,0012e7

0 Min

0

0

0,000 0,450 0,900 (m)

0,225 0,675

a)

A: Transient Structural

Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: m

Time: 1

0,0077168 Max

0,0066559

0,0055949

0,0045339

0,003473

0,002412

0,0013511

0,00029011

0 Min

0

0,000 0,450 0,900 (m)

0,225 0,675

б)

а – еквівалентні напруження; б – деформації.

Рис. 3. Приклад результатів досліджень:

Особливістю задач даного типу є складність вибору адекватних механічних характеристик верхнього шару ґрунту. Аналіз свідчить про значний розкид значень пружності, пластичності, міцності та необхідності використання складних нелінійних моделей опору руху стержня. Тому зупинилися на аналізі двох граничних станів ґрунту, а саме, пухкий пісок як мінімальний варіант опору руху та глинистий сухий злежаний ґрунт як варіант із максимальним опором руху. У результаті мо-

делювання встановлено, що оптимальними геометричними параметрами стержня є глибина занурення 250 мм та його діаметр 30 мм. За таких умов, мінімальна горизонтальна сила F на одному стержні, яка на моделі (рис. 2) позначена параметризованою горизонтальною силою A , дорівнює 500 Н, а максимальна – близько 5000 Н.

В умовах максимального опору ґрунту, в місці з'єднання стержня і гребінки, виникають досить значні напруження – до 360 МПа. При таких умовах працездатність гребінки забезпечується міцністю стержня та вузла його кріплення.

Необхідне зусилля отримуємо шляхом використання гребінок з визначеною кількістю стержнів залежно від стану ґрунту на ділянці розмінування, тобто

$$R_{Bx} = Fn, \quad (1)$$

де n – кількість стержнів гребінки.

Виконавчий механізм мінного траля жорстко закріплений на вибухозахисній плиті a . Плита, відповідно, приєднується у шарнірах E і D через тягу DF до балки EC . Таке з'єднання плити з балкою є жорстким. Всю цю систему ланок підтримує гідроциліндр 6 , який з'єднаний з балкою EC і станиною бульдозера відповідно шарнірами M і K , забезпечуючи жорстке з'єднання ланок виконавчого механізму з корпусом бульдозера. Тому кронштейн 3 з плитою a і корпусом бульдозера розглядаються у наведеній кінематичній схемі мінного траля як одна ланка.

Навантаженість ланок і вузлів мінного траля розглянемо для двох моментів часу роботи траля. Перший момент відповідає початку вибуху ($t = 0$). І другий – коли опорний стержень OB увійде в контакт з ґрунтом.

Розглянемо початковий момент часу. На рис. 4 зображена розрахункова схема силового навантаження траля на початку дії вибухової хвилі. У відповідних точках ланок і вузлів мінного траля прикладені зовнішні активні сили в момент вибуху.

Сили, які навантажують ланки виконавчого механізму траля, детально описані і визначені у роботі [6]. У момент вибуху (при $t = 0$), кутове прискорення максимальне.

$$\varepsilon_{max} \cong \frac{Ap_{max}l_2\sin\phi_0}{J}. \quad (2)$$

Відповідно максимальні значення матимуть момент сил інерції $\tilde{M}_{imax} = -\tilde{\varepsilon}_{max}J$ і тангенційне прискорення котка $\vec{F}_{imax}^t = -m_k\vec{a}_{max}^t$ ($a_{max}^t = \varepsilon_{max}l_2$). А нормальна складова прискорення котка $\vec{F}_i^n = -m_k\vec{a}^n = 0$ ($a^n = \omega^2l_2 = 0$, $\omega = 0$).

Вектор $\vec{G}$ є силою ваги кронштейна 3, захисної плити і бульдозера разом взятих. Сила $\vec{R}_N$ – реакція ґрунту у зоні контакту з гусеничною стрічкою транспортного засобу. Ця реакція невідома.

Сила тертя $\vec{F}_t$ гусеничної стрічки з ґрунтом є ключовим параметром, що визначає його тягову здатність, тобто чинить опір зовнішньому навантаженню. Вона залежить від сили $\vec{R}_N$, типу ґрунту та коефіцієнта зчеплення μ між поверхнями ґрунту і гусеничної стрічки, і визначається за формулою $F_t = \mu R_N$.

Коефіцієнт μ залежить від стану ґрунту та конструкції гусениць (табл.1).

Таблиця 1. Залежність коефіцієнта зчеплення μ від типу ґрунту

Тип ґрунту	μ (для гусениць)
Сухий твердий ґрунт	0,5 – 0,8
Вологий ґрунт	0,4 – 0,6
Пухкий пісок	0,2 – 0,4

Після вибуху контакт котка з ґрунтом зникає одночасно з реакцією ґрунту і тому ця реакція на схемі відсутня. У розрахунках переміщення трала приймається рівномірним без прискорення.

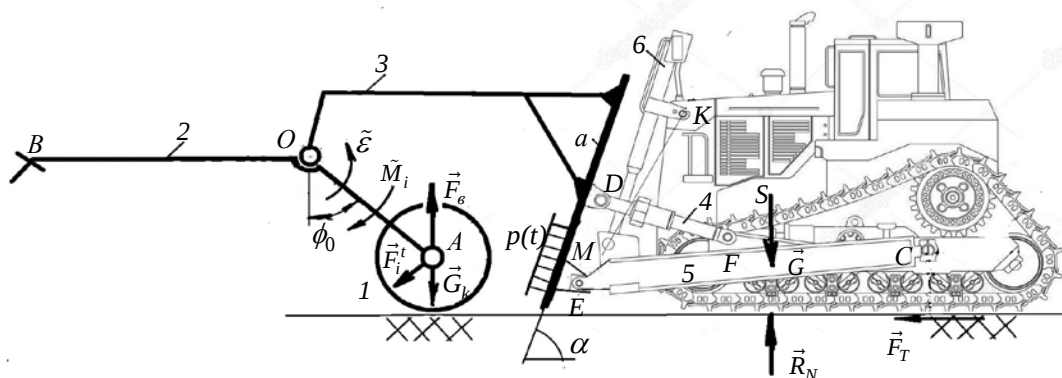


Рис. 4. Схема навантаження вузлів мінного трала в момент вибуху

Спроектуємо всі зовнішні сили на горизонтальну вісь

$$A_1 p_{\max} \sin \alpha - F_{i\max}^t \cos \phi_0 - F_T = 0, \quad (3)$$

де A_1 – площа захисного щита; $p_{\max}$ – тиск ударної хвилі у момент вибуху.

Рівняння (3) перепишемо з врахуванням формули (2)

$$A_1 p_{\max} \sin \alpha - A p_{\max} \frac{m_k l_2^2 \sin \phi_0 \cos \phi_0}{J} = F_T. \quad (4)$$

Момент інерції котка з коромислом визначається за формулою [1]
 $J = m_k l_2^2$. Тоді рівняння (4) матиме вид

$$A_1 p_{\max} \sin \alpha - A p_{\max} \sin \phi_0 \cos \phi_0 = F_T.$$

Або

$$p_{\max} (A_1 \sin \alpha - A \sin \phi_0 \cos \phi_0) = F_T. \quad (5)$$

Тягова здатність мінного траля буде стабільною за наступної умови співвідношення сил, тобто ударна хвиля від вибуху міни не перемістить транспортний засіб у протилежну сторону його руху

$$p_{\max} (A_1 \sin \alpha - A \sin \phi_0 \cos \phi_0) \leq F_T. \quad (6)$$

Рівняння (5) перепишемо

$$\sin \alpha - \frac{A}{A_1} \sin \phi_0 \cos \phi_0 \leq \frac{\mu R_N}{A_1 p_{\max}}. \quad (7)$$

Тепер спроєкуємо всі сили на вертикальну вісь у

$$-A_1 p_{\max} \cos \alpha - F_{i \max}^t \sin \phi_0 + F_e - G_k - G + R_N = 0. \quad (8)$$

Після деяких підстановок рівняння (8) перепишемо у наступному вигляді

$$R_N = A_1 p_{\max} \cos \alpha + A p_{\max} \cos \phi_0 \sin \phi_0 - A p_{\max} + G_{\Sigma}.$$

Або

$$R_N = A_1 p_{\max} \cos \alpha + A p_{\max} (\cos \phi_0 \sin \phi_0 - 1) + G_{\Sigma}, \quad (9)$$

де G_{Σ} – загальна вага мінного траля.

Вираз (9) перепишемо з врахуванням того, що функція $\cos \phi_0 \sin \phi_0 \approx -0,5$ при $\phi_0 \cong 45^\circ$.

$$R_N = p_{\max} (A_1 \cos \alpha - 0,5A) + G_{\Sigma}. \quad (10)$$

Реакцію $\vec{R}_N$ підставимо у формулу (7)

$$\sin \alpha - \frac{0,5A}{A_1} \leq \frac{p_{\max} \mu (A_1 \cos \alpha - 0,5A) + \mu G_{\Sigma}}{A_1 p_{\max}}. \quad (11)$$

Нерівність (11) перепишемо і розв'яжемо відносно кута α

$$\sin \alpha - \mu \cos \alpha \leq \frac{\mu G_{\Sigma}}{A_1 p_{\max}} + \frac{0,5A}{A_1} (1 - \mu). \quad (12)$$

Якщо нерівність (12) поділити на $\sqrt{1 + \mu^2}$, то прийдемо до виразу

$$\sin(\alpha - \psi) \leq \frac{c}{\sqrt{1 + \mu^2}}, \quad (13)$$

$$p(t) = p_{\max} - p_{\max} \frac{t}{t_k},$$

де t_k – кінцеве значення часу, при якому $p(t) = 0$, у секундах.

Перепишемо рівняння (16)

$$A_1 p_{\max} \left(1 - \frac{t}{t_k} \right) \sin \alpha + F_i^n - R_{Bx} - F_T = 0. \quad (17)$$

З рівняння (17) визначаємо

$$R_{Bx} + F_T = A_1 p_{\max} \left(1 - \frac{t}{t_k} \right) \sin \alpha + \omega(t)^2 l_{OA}, \quad (18)$$

де $R_{Bx} + F_T$ – сумарний силовий опір ударній хвилі.

З (18) визначаємо необхідне значення горизонтальної складової реакції защемлення гребінки

$$R_{Bx} = A_1 p_{\max} \left(1 - \frac{t}{t_k} \right) \sin \alpha + \omega(t)^2 l_{OA} - F_T. \quad (19)$$

Враховуючи значний розкид механічних характеристик ґрунтів [7], з метою забезпечення надійності та ефективності роботи гребінки, приймаємо для різних типів ґрунтів значення горизонтальної реакції ґрунту на один стержень в розмірі мінімального значення сили F , тобто $F=500$ Н для всіх типів ґрунтів.

З (1) визначаємо кількість стержнів в гребінці

$$n = \frac{R_{Bx}}{F}, \quad (20)$$

де $F = 500$ Н; R_{Bx} – визначаємо за формулою (19), Н.

Права частина рівності (18) визначає результуючу силу ударної хвилі на транспортний засіб мінного трала, на величину якої суттєво впливає кут α . У момент вибуху міни, при сталому куті α , ударна хвиля наносить жорсткий силовий удар, який через шарніри E і D передається на транспортний засіб. Для зменшення пікового максимального ударного навантаження пропонуємо у шарнірі D розмістити пружний амортизатор. Частина пікового навантаження поглине амортизатор на виконання роботи пружної деформації. При цьому кут α зменшиться за рахунок переміщення точки D внаслідок пружної деформації. З рівняння (18) виходить, що при зменшенні кута α горизонтальна складова від ударної хвилі зменшиться, що також зменшить максимальне пікове навантаження на транспортний засіб у момент вибуху.

Висновок. Розроблено розрахункову модель зменшення силового навантаження на виконавчий механізм і транспортний засіб мінного трала при дії вибуху. Удосконалено кінематичну схему виконавчого механізму для зменшення силового навантаження на транспортний засіб мінного трала. Отримані результати дають змогу зменшити силове

навантаження на вузли мінного трала і використовувати в якості транспортного засобу існуючу автотракторну техніку меншої маси.

Література

1. Larcher M. Simulation of the effects of an air blast wave. JRC 41337. European Communities, 2007.
2. Schwer L. A brief introduction to coupling load blast enhanced with Multi-Material ALE: the best of both worlds for air blast simulation. LS-DYNA Forum. Bamberg 2010.
3. Li Shuhu, Liu Juncong, Huang Yusong, Liu Aiyun, Xu Jingli, Xing Wenfang, Wei Huazhen and Wang Ronghui. Research on Anti-ballistic Mechanism and Numerical Simulation of Biomimetic Composite. 2022 International Conference on Defence Technology (2022 ICDT). Journal of Physics: Conference Series. 2478. (2023) DOI: 10.1088/1742-6596/2478/7/072050
4. Alañón, A., Cerro Prada, E., Vázquez Gallo, M. J., and Santos, A. P. (2018). Mesh size effect on finite element modeling of blast loaded reinforced concrete slab. Engineering with Computers, 34(4), 649658. DOI: 10.1007/s0036601705644
5. Chiquito, M., Castedo, R., López, L. M., Santos, A. P., Mancilla, J.M., and Yenes, J. I. (2019). Blast Wave Characteristics and TNT Equivalent of Improvised Explosive Device at Small scaled Distances. Defence Science Journal, 69(4), 328335. DOI: 10.14429/dsj.69.13637
6. Крижанівський Є.І. Переміщення і навантаження у вузлах виконавчого механізму мінного трала / Є. І. Крижанівський, В. І. Артим, В. М. Сенчішак, Ю. Б. Яніцький // Прикарпатський вісник НТШ Число. – 2024. – №19(73). – С. 86-95.
7. Механіка ґрунтів, основи та фундаменти: підручник / Л. М. Шутенко, О. Г. Рудь, О. В. Кічасва та ін.; за ред. Л. М. Шутенка; пер. з рос.; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2017. – 563 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 03.06.2025 р.

FORCE LOAD ON MINE TRAWL ASSEMBLIES DURING EXPLOSION

V. I. Artym¹, V. M. Senchishak¹, Yu. B. Yanitskyi¹, Ya. I. Shkitsa²

¹Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;
76019, Ivano-Frankivsk, Karpatska St., 15;

²National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"; 03056, Kyiv, Prospect Beresteiskyi, 37;

Heavy armoured vehicles used as a mine trawl vehicle are subjected to high loads from the shock wave during demining. The study of mechanisms

for reducing the force load on mine trawl components during an explosion is relevant, of scientific and practical value. Therefore, the aim of the work is to reduce the force load on a mine trawl vehicle in the event of an explosion, and to make it possible to use existing motor-tractor equipment of less mass as vehicles for mine trawls. In the actuating mechanism, the mine trawl roller is rigidly connected through a rocker arm to the comb, which, when exploded, enters the ground with spikes, creates a rigid pinching resistance, while reducing the force load on the vehicle. The force load on the comb spike was determined, depending on the mechanical characteristics of the soil, which made it possible to determine the number of spikes to obtain the required load reduction on the mine trawl components. To reduce the maximum peak impact load on the vehicle at the time of explosion, the installation of an elastic shock absorber between the actuator and the vehicle is justified. The obtained results make it possible to reduce the power load on the mine trawl components in order to use existing motor-tractor equipment of lower mass as vehicles.

Keywords: *power load, mine trawl assemblies, spiked comb, elastic shock absorber.*