

# Механіка

УДК 621.8

DOI: 10.31471/2304-7399-2024-19(73)-86-95

## ПЕРЕМІЩЕННЯ І НАВАНТАЖЕННЯ У ВУЗЛАХ ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ МІННОГО ТРАЛА ПРИ ВИБУХУ

**Є. І. Крижанівський, В. І. Артим, В. М. Сенчішак, Ю. Б. Яніцький**  
*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;  
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;  
тел. +380(342)71-72-31; e-mail: kyevstakhiy@nung.edu.ua*

*Встановлено, що розроблення аналітичної моделі для визначення переміщень і навантажень вузлів виконавчих механізмів при вибуху є актуальним, має теоретичну та практичну цінність. На основі аналізу останніх досліджень і публікацій зроблено висновок про недостатню увагу до вивчення впливу вибухової хвилі на вузли виконавчих механізмів. Тому метою роботи визначено розроблення аналітичної моделі для оцінки переміщень і навантажень вузлів виконавчих механізмів з урахуванням впливу вибуху. Для розроблення моделі запропоновано механізм котка мінного трала. Отримано залежності кінематичних параметрів ланок механізму котка, який потрапляє у зону вибуху, від параметрів вибухової хвилі. Проведено силовий аналіз механізму мінного трала. Вияснено, які при цьому виникають зовнішні навантаження на ланки механізмів і як вони перерозподіляються через рухомі з'єднання на корпусні ланки транспортного засобу. Запропоновано рівняння для визначення кута нахилу захисного щита з умови стабілізації вертикальної стійкості машинного агрегату. Отримані результати дають змогу проводити аналіз переміщення і навантажень ланок реальних виконавчих механізмів мінного трала з метою оптимізації їх параметрів при проектуванні.*

**Ключові слова:** вибухова хвиля, механізм мінного трала, кінематичний аналіз, силовий аналіз.

**Вступ.** На сьогодні захист від вибухової небезпеки є однією з найактуальніших проблем. Для її вирішення необхідно використовувати нові наукові підходи до проектування, виготовлення та експлуатації технічних об'єктів.

Тому розроблення аналітичної моделі для визначення переміщень і навантажень вузлів виконавчих механізмів при вибуху є актуальним, має теоретичну та практичну цінність.

Темі вибухової небезпеки присвячено багато робіт, наприклад [1-6]. Але практично усі роботи спрямовані на вирішення проблеми оцінки руйнівної дії вибуху на технічні об'єкти та людей. Робіт, присвячених впливу вибухової хвилі на вузли виконавчих механізмів, недостатньо.

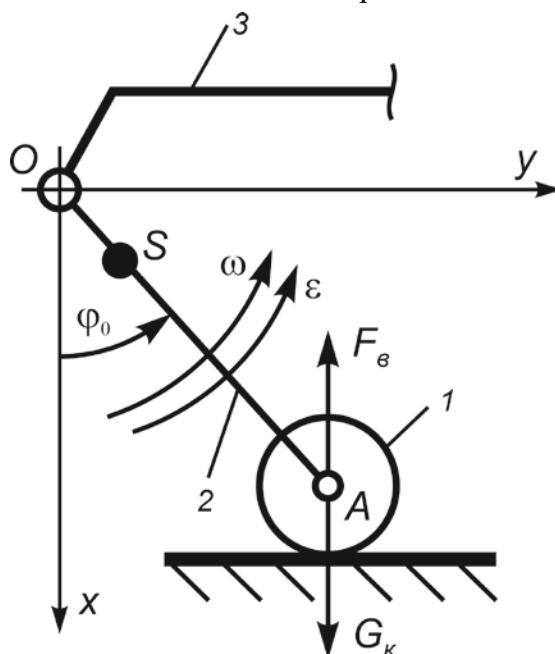
**Формулювання цілей статті.** Метою роботи є розроблення аналітичної моделі для оцінки переміщень і навантаження вузлів виконавчих механізмів з урахуванням впливу вибуху.

**Основний матеріал і результати.** Для розроблення моделі запропоновано механізм котка мінного трала. На рис. 1 зображена його розрахункова модель. Масивний коток 1, масою  $m_1$ , шарнірно з'єднаний з коромислом 2. А коромисло протилежним кінцем з'єднано шарнірно з ведучим кронштейном 3.

Щоб отримати у подальшому прості залежності алгоритму розрахунку, виконаємо деякі попередні перетворення. Розподілену, по довжині масу коромисла 2, замінимо двома масами  $m_A$  і  $m_O$ , розміщеними у точках  $O$  і  $A$ . Величина цих мас обчислюється за формулами [7]:

$$m_A = m_2 \frac{l_{OS}}{l_2}, \quad m_O = m_2 \frac{l_{AS}}{l_2},$$

де  $m_2$  і  $l_2$  – відповідно маса і довжина коромисла 2.



1 – коток; 2 – коромисло; 3 – ведучий кронштейн.

Рис. 1. Розрахункова модель котка мінного трала

Тепер сумарна маса котка становитиме

$$m_k = m_I + m_A,$$

де  $m_I$  – маса деталей котка.

Запишемо рівняння обертального руху котка навколо осі  $O$  у диференціальній формі [7]

$$J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\phi} = M_p + M_o, \quad (1)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання коромисла котка після вибуху, рад/с;  $\phi$  – кут повороту коромисла котка, рад;  $J$  – зведений момент інерції мас ланок коромисла і котка, кг·м<sup>2</sup>.

У праву частину рівняння (1) входять обертовий момент  $M_p$  від рушійної сили  $\bar{F}_e$ , яка є результатом вибуху міни, і момент сил опору  $M_o$  від ваги котка  $\bar{G}_k$  ( $G_k = m_k g$ ).

Запишемо аналітичний вираз для  $M_o$  і  $M_p$

$$M_o = -G_k l_2 \sin(\phi_0 + \phi), \quad (2)$$

$$M_p = F_e l_2 \sin(\phi_0 + \phi), \quad (3)$$

де  $F_e = Ap(t)$  ( $A$  – площа горизонтальної проекції деталей котка;  $p(t)$  – тиск ударної хвилі вибуху).

Зведений момент інерції мас котка і коромисла

$$J = m_k l_2^2. \quad (4)$$

Зведений момент інерції  $J = const$ , тоді  $\frac{dJ}{d\phi} = 0$ . Рівняння (1) набуває виду

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_p + M_o, \quad (5)$$

або

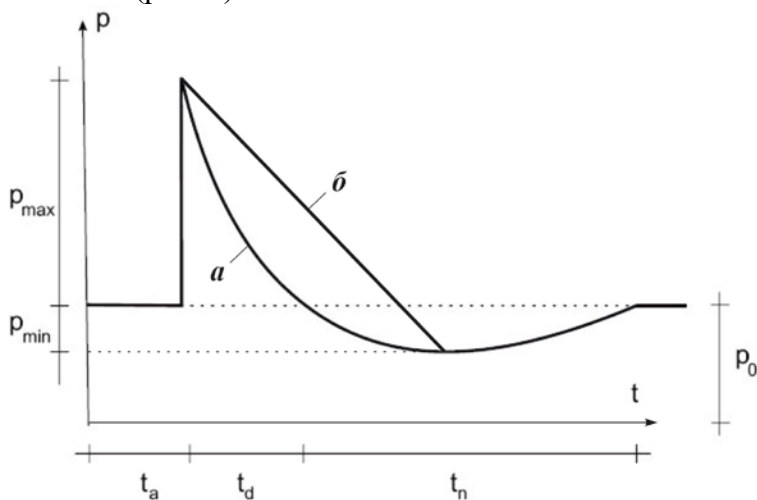
$$J \frac{d\omega}{dt} = Ap(t) l_2 \sin(\phi_0 + \phi) - m_k g l_2 \sin(\phi_0 + \phi). \quad (6)$$

Значення кута повороту коромисла  $\phi$  знаходиться в інтервалі від  $\phi_0 = 45^\circ$  до  $\phi = 90^\circ$ . Отже, значення функції  $\sin(\phi_0 + \phi)$  буде змінюватися в інтервалі 0,75...1,0. З метою спрощення виразу (6) приймемо опосередковане значення функції  $f = \sin(\phi_0 + \phi) = 0,9$ .

Тепер рівняння (6) набуває вигляду

$$J \frac{d\omega}{dt} = Ap(t) l_2 f - m_k g l_2 f. \quad (7)$$

Тиск ударної хвилі вибуху змінюється в часі від  $p_{max}$  до атмосферного  $p_0$ . Беручи до уваги експериментальний графік зміни тиску в часі, наведений в [1], можемо наближено прийняти, що він змінюється за лінійним законом (рис. 2).



а – згідно з експериментальними результатами [1]; б – прийнята у моделі.

Рис. 2. Зміна тиску вибухової хвилі в часі

Із співвідношення сторін трикутників отримаємо

$$p(t) = p_{max} - p_{max} \frac{t}{t_k}, \quad (8)$$

де  $t_k$  – кінцеве значення часу, у секундах.

Вираз (8) підставимо у рівняння (7)

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{Ap_{max}l_2f}{J} - \frac{Ap_{max}l_2ft}{Jt_k} - \frac{m_kgl_2f}{J}$$

або

$$d\omega = \left( \frac{Ap_{max}l_2f}{J} - \frac{Ap_{max}l_2ft}{Jt_k} - \frac{m_kgl_2f}{J} \right) dt. \quad (9)$$

Вираз (9) інтегруємо

$$\int_0^{\omega} d\omega = \int_0^t \left( \frac{Ap_{max}l_2f}{J} - \frac{Ap_{max}l_2ft}{Jt_k} - \frac{m_kgl_2f}{J} \right) dt. \quad (10)$$

Після інтегрування отримаємо розв'язок рівняння (10)

$$\omega = \frac{Ap_{max}l_2ft}{J} - \frac{Ap_{max}l_2ft^2}{2Jt_k} - \frac{m_kgl_2ft}{J}. \quad (11)$$

Для визначення кута повороту коромисла  $\varphi$  використаємо умову  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ . Вираз (11) перепишемо

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{Ap_{max}l_2ft}{J} - \frac{Ap_{max}l_2ft^2}{2Jt_k} - \frac{m_kgl_2ft}{J}. \quad (12)$$

Після інтегрування (12) отримаємо

$$\varphi = \frac{Ap_{max}l_2ft^2}{2J} - \frac{Ap_{max}l_2ft^3}{6Jt_k} - \frac{m_kgl_2ft^2}{2J}. \quad (13)$$

Перегрупуємо вираз (13)

$$\varphi = \left( \frac{Ap_{max}l_2f}{2J} - \frac{gf}{2l_2} \right) t^2 - \left( \frac{Ap_{max}l_2f}{6J} \right) \frac{t^3}{t_k}. \quad (14)$$

Перепишемо формулу (11) з деякими перестановками

$$\omega = \left( \frac{Ap_{max}l_2f}{J} - \frac{gf}{l_2} \right) t - \left( \frac{Ap_{max}l_2f}{2J} \right) \frac{t^2}{t_k}. \quad (15)$$

Після диференціювання виразу (15) за часом, отримаємо залежність зміни кутового прискорення в часі

$$\varepsilon = \left( \frac{Ap_{max}l_2f}{J} - \frac{gf}{l_2} \right) - \left( \frac{Ap_{max}l_2f}{Jt_k} \right) t. \quad (16)$$

Аналіз залежності (16) вказує на те, що в момент вибуху (при  $t = 0$ ) кутове прискорення набуває максимального значення

$$\varepsilon_{max} = \frac{Ap_{max}l_2f}{J} - \frac{gf}{l_2}. \quad (17)$$

Визначимо, за який час обертальний рух коромисла з котком закінчиться. Для цього праву частину формули (15) прирівнюємо до нуля

$$\left( \frac{Ap_{max}l_2f}{2J} \right) \frac{t}{t_k} = \frac{Ap_{max}l_2f}{J} - \frac{gf}{l_2}.$$

Тоді

$$\frac{t}{t_k} = 2 - \frac{2Jg}{Ap_{max}l_2^2} \quad \text{або} \quad \frac{t}{t_k} = 2 - \frac{2G_k}{Ap_{max}l_2}.$$

Остаточно

$$t = \left( 2 - \frac{2G_k}{Ap_{max}l_2} \right) t_k. \quad (18)$$

Чисельник дробу у формулі (18) значно менший від знаменника, тому його значення завжди буде близьким до нуля.

Отже, робимо висновок, що повна зупинка обертального руху котка з коромислом відбудеться за період часу  $t \cong 2t_k$ .

Підставимо цей час у формулу (14) і визначимо максимальний кут повороту коромисла з котком

$$\varphi_{\max} = \left( \frac{2Ap_{\max}l_2f}{3J} - \frac{2gf}{l_2} \right) t_k^2$$

або

$$\varphi_{\max} = \left( \frac{2Ap_{\max}f}{3m_k l_2} - \frac{2gf}{l_2} \right) t_k^2. \quad (19)$$

Ми отримали залежності кінематичних параметрів ланок механізму котка, який потрапляє у зону вибуху. Після кінематичних досліджень розглянемо силову задачу. Вияснимо, які при цьому виникають зовнішні навантаження на ланки механізмів і як вони перерозподіляються, через рухомі з'єднання, на корпусні ланки транспортного засобу.

На рис. 3 зображено розрахункову схему.

Коток 1 з коромислом 2 шарнірно закріпленій до ведучого кронштейна 3 із захисним щитом 4. Вище досліджено, що після вибуху коток з коромислом починає прискорений обертальний рух навколо шарніра  $O$ . В результаті прискореного руху ланок виникають сили інерції.

У механізмі котка є дві маси  $m_O$  і  $m_k$ . Центр маси  $m_O$  знаходиться на осі  $O$ . Прискорення цієї маси приймаємо рівним нулю, оскільки рух котка з коромислом розглядається відносно осі  $O$ . Відповідно сила інерції цієї маси рівна нулю.

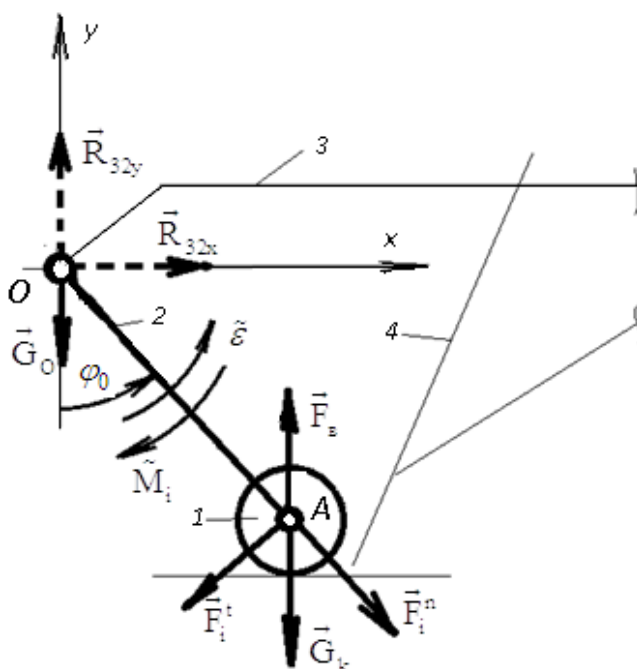


Рис. 3. Схема навантаження ланок механізму

Маса котка  $m_k$  рухається по колу навколо осі  $O$ . Сумарне прискорення центра маси складається із нормального прискорення  $a^n = \omega^2 l_2$  і тангенціального  $a^t = \varepsilon l_2$ . Відповідно виникають складові сумарної сили інерції (рис. 2): нормальна складова  $\vec{F}_i^n = -m_k \vec{a}^n$  і тангенціальна складова  $\vec{F}_i^t = -m_k \vec{a}^t$ . При нерівномірному обертанні виникає момент сил інерції  $\vec{M}_i = -\tilde{\varepsilon} J$ .

Окрім сил інерції, на коток діє сила ударної хвилі вибуху  $\vec{F}_\theta$ , вага котка  $\vec{G}_k$  і частка ваги коромисла  $\vec{G}_O$ . Зовнішнє навантаження котка буде передаватись через шарнір  $O$  на ведучий кронштейн 3 у формі реакції  $\vec{R}_{32}$ , яку показано на схемі двома складовими  $\vec{R}_{32x}$  і  $\vec{R}_{32y}$ .

Напишемо умову динамічної рівноваги всіх сил як суму їх проєкцій на осі координат  $x, y$

$$R_{32x} + F_i^n \sin(\varphi_0 + \varphi) - F_i^t \cos(\varphi_0 + \varphi) = 0, \quad (20)$$

$$R_{32y} + F_\theta - G_k - G_O - F_i^n \cos(\varphi_0 + \varphi) - F_i^t \sin(\varphi_0 + \varphi) = 0. \quad (21)$$

Після простих перетворень рівняння (20), (21) перепишемо

$$R_{32x} = -m_k \omega(t)^2 l_2 \sin(\varphi_0 + \varphi) + m_k \varepsilon(t) l_2 \cos(\varphi_0 + \varphi), \quad (22)$$

$$R_{32y} = -A \left( p_{max} - p_{max} \frac{t}{t_k} \right) + G_k + G_O + m_k \omega(t)^2 l_2 \cos(\varphi_0 + \varphi) + m_k \varepsilon(t) l_2 \sin(\varphi_0 + \varphi). \quad (23)$$

Отже, складові реакції  $\vec{R}_{32x}$  і  $\vec{R}_{32y}$  є функціями часу. Сумарна реакція  $\vec{R}_{32} = \vec{R}_{32x} + \vec{R}_{32y}$  набуватиме максимальних значень у початковий момент вибуху, так як при  $t \cong 0$   $F_\theta = Ap_{max}$ .

Для початкового моменту часу формули (22), (23), з урахуванням (8) і (17), матимуть вид

$$R_{32x} = (Ap_{max}f - G_k f) \cos(\varphi_0), \quad (24)$$

$$R_{32y} = -Ap_{max} + G_k + G_O + (Ap_{max}f - G_k f) \sin(\varphi_0). \quad (25)$$

Вертикальна складова  $\vec{R}_{32y}$  напрямлена вниз, оскільки

$$Ap_{max} > G_k + G_O + (Ap_{max}f - G_k f) \sin(\varphi_0).$$

Реакція  $\vec{R}_{32}$ , яка виникає у циліндричному з'єднанні  $O$ , передається на ланку 3 (рис. 4).

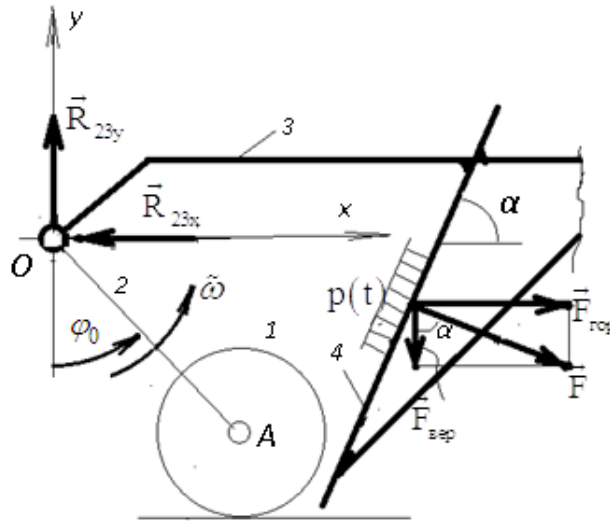


Рис. 4. Схема навантаження кронштейна

Тут  $\vec{R}_{23x} = -\vec{R}_{32x}$ , а  $\vec{R}_{23y} = -\vec{R}_{32y}$ .

Горизонтальна складова впливає на опір руху транспортного засобу, а вертикальна складова – на його вертикальну стійкість.

Для стабілізації вертикальної стійкості машинного агрегату, пропонується встановити під визначеним кутом  $\alpha$  захисний щит, який захищає від вибухової хвилі транспортний засіб. Від ударної хвилі на захисний щит діятиме результуюча сила  $F = p(t)A_1$ . Максимальне її значення буде у момент вибуху  $F_{max} = p_{max}A_1$  ( $A_1$  – площа щита).

Вертикальна її складова  $F_{вер} = F_{max} \cos \alpha$  буде зрівноважувати реакцію  $\vec{R}_{23y}$  і забезпечувати, таким чином, вертикальну стійкість машинного агрегату, за умови, що  $F_{вер} \geq R_{23y}$ . Звідси

$$F_{max} \cos \alpha \geq R_{23y};$$

$$\cos \alpha \geq \frac{R_{23y}}{F_{max}}. \quad (26)$$

Вплив результуючої від дії горизонтальних сил  $\vec{R}_{23x}$  і  $\vec{F}_{гор}$  на рух мінного траля забезпечується його рушійною силою.

**Висновок.** Розроблено розрахункову модель виконавчого механізму мінного траля з урахуванням дії вибуху. Отримано рівняння для визначення кута нахилу захисного щита з умови стабілізації вертикальної стійкості виконавчого механізму. Отримані результати дають змогу проводити аналіз переміщення і навантажень ланок реальних виконавчих механізмів мінного траля з метою оптимізації їх параметрів при проектуванні.



*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. LSDYNA 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. Forth, S. (2012). ProSAir User Guide. Cranfield, UK: Cranfield University, Applied Mathematics and Scientific Computing Department. Huang, Y., Willford, M. R., and Schwer, L. E. (2012, June). Validation of LSDYNA r MMALE with blast experiments. Paper presented at the 12th International LSDYNA Users Conference, Detroit, DYNAMore.
7. Кіницький Я.Т. Короткий курс теорії механізмів і машин. Підручник для інж.-техн. спец. вищих навч. закладів України. 2-е вид. перероблене і скорочене. Львів: Афіша, 2004. 272 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 11.10.2024 р.*

**DISPLACEMENT AND LOAD IN THE NODES OF THE MINE TRAWL ACTUATOR MECHANISM DURING AN EXPLOSION**

**E. I. Kryzhanivskiy, V. I. Artym, V. M. Senchishak, Yu. B. Yanitskiy**

*Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;*

*76019, Ivano-Frankivsk, Karpatska St., 15;*

*tel. +380(342)71-72-31; e-mail: kyevstakhiy@nung.edu.ua*

*It has been established that the development of an analytical model for determining the displacements and loads of the actuator nodes during an explosion is relevant, has theoretical and practical value. Based on the analysis of the latest research sources and publications, a conclusion was made about the insufficient attention to the impact of the blast wave on the actuator nodes. Therefore, the purpose of the work was to develop an ana-*

*lytical model for assessing the displacements and loads of the actuators taking into account the impact of the explosion. To develop the model, a mine trawl roller mechanism was proposed. The dependences of the kinematic parameters of the links of the roller mechanism, which falls into the explosion zone, on the parameters of the blast wave were obtained. A force analysis of the mine trawl mechanism was carried out. It was clarified what external loads arise on the links of the mechanisms and how they are redistributed through the movable joints to the body links of the vehicle. An equation was proposed to determine the angle of inclination of the protective shield from the condition of stabilizing the vertical stability of the machine unit. The results obtained make it possible to analyze the displacements and loads of the links of real mine trawl actuators in order to optimize their parameters during design.*

**Keywords:** *blast wave, mine trawl mechanism, kinematic analysis, force analysis.*