

УДК 629.014



О. Ю. Шабалін



О. М. Кириченко



В. П. Раківненко



В. А. Сало



Л. А. Гребеник

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ МІЦНОСТІ ЦИСТЕРНИ З РІДИНОЮ ПРИ НЕРІВНОМІРНОМУ РУСІ АВТОЗАПРАВНИКА

У статті наведено дослідження щодо підвищення динамічної міцності цистерни з рідиною при нерівномірному русі автозаправника (розгін або гальмування) шляхом розвантаження вузла з'єднання корпусу цистерни з днищем розпірно-стикувальним шпангоутом.

К л ю ч о в і с л о в а: цистерна автозаправника, розпірно-стикувальний шпангоут, напружено-деформований стан, сферична пружна оболонка, умова міцності.

Постановка проблеми. Однією із задач енергозабезпечення було і є швидке та безаварійне транспортування нафтопродуктів до споживача. Засоби доставки існують різні, але в зонах, де відсутня залізнична інфраструктура, і особливо, коли мова йде про забезпечення паливом військових частин під час проведення ними бойових дій, використання автозаправників є беззаперечним. Із зазначеного випливає актуальність подальшого удосконалення конструктивних і експлуатаційних характеристик автоцистерн, забезпечення їх високої надійності та відповідності вимогам екологічної безпеки.

При нерівномірному русі заправленої автоцистерни в ній відбувається коливання рідини, внаслідок чого до дії на корпус і днище, крім надлишкового тиску насиченої пари компонента та гідродинамічного тиску, додається ще і сила гідродинамічного удару рухомої частини рідини, сумарні напруження від дії яких можуть перевищувати границю міцності матеріалу конструкції. Через це може відбутися пошкодження не тільки внутрішніх діафрагм – демпферів і зливної горловини, а і найнебезпечніше – відрив днища від корпусу цистерни. Теорія свідчить [3, 9], а практика підтверджує, що найбільш вразливим у випадку екстремального навантаження цистерни є вузол з'єднання корпусу з днищем, особливо, якщо приварене плоске днище. При динамічному ударі рухомої частини рідини, яка складає близько 10 % від всієї її маси, днище втратить стійкість, або, з великою ймовірністю, буде відірване [3]. Тому для розвантаження вузла з'єднання пропонується між корпусом і днищем поставити розпірно-стикувальний шпангоут, який сприйматиме значну частку навантаження, а замість плоского – застосовувати днище у вигляді сегмента сфери, яке буде працювати лише на розтяг.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вперше проблему руху твердого тіла з порожнинами, які заповнені рідиною, дослідив М. Є. Жуковський [1]. Його теорія про гідродинамічний взаємозв'язок рухомої ємності і рідини в ній покладена в основу подальших розробок і конструювання цистерн для транспортування рідинних речовин з різними властивостями.

Серед великої кількості наукових праць, які близькі до тематики, що розглядається, слід відзначити такі публікації, як [2–4]. У цих працях має місце фрагментарне дослідження умов безпечної експлуатації автоцистерн, але в жодній з них не визначено найбільш вразливого за умовами міцності елемента конструкції, яким є вузол з'єднання корпусу цистерни з її днищами. Разом з тим можна послатися на праці [5–8], в яких пропонується досліджувати міцність пружних оболонкових конструкцій ефективним чисельно-аналітичним RVR-методом для крайових задач у випадку статичного навантаження.

Мета статті полягає у чисельному дослідженні величини динамічного навантаження цистерни з рідиною при нерівномірному русі автозаправника для визначення конструкційних засобів підвищення її міцності та надання рекомендацій щодо межі безпечного режиму транспортування.

Виклад основного матеріалу. Напружений стан корпусу цистерни і днищ в основному характеризується розтягуючими зусиллями, крім вузької крайової зони в районі стикувального вузла, де вони стають стискаючими. Отже дослідження полягає у визначенні спроможності розпирного шпангоута сприймати стискаючі зусилля з урахуванням силової підтримки прилеглих частин корпусу цистерни і днищ. Для оцінювання міцності шпангоута необхідно знайти і порівняти діючі в ньому напруження з руйнуючими.

Дослідження проведемо для випадку прискореного руху цистерни з циліндричним корпусом та днищами у вигляді сферичних сегментів і посиленим стискувальним вузлом. З урахуванням вказаних особливостей навантаження стискувального вузла розрахункова схема задачі набирає вигляду, зображеного на рис. 1, де T – точка встановлення шпангоута.

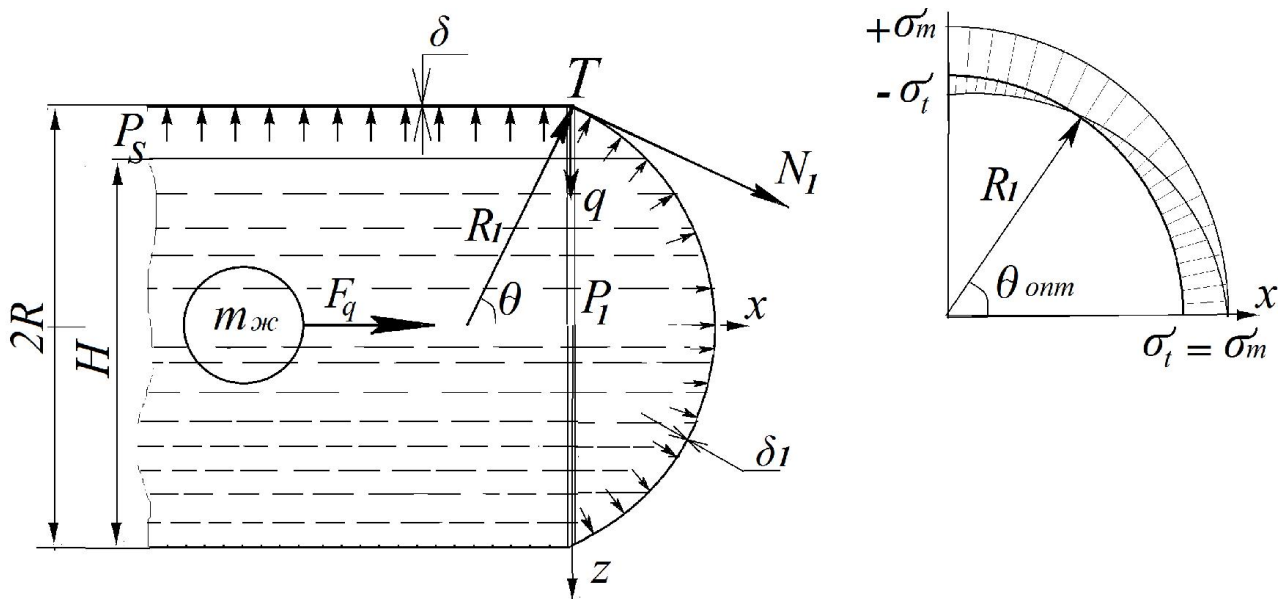


Рис. 1. Розрахункова схема задачі

На рис. 1 позначено:

$m_{ж}$ – маса рухомої частини рідини;

$F_g = m_{ж} g_0$ – динамічна сила, що діє на днище від рухомої частини рідини;

P_s – тиск насиченої пари рідини;

$P_{rc} = \rho g_0 H n_x$ – гідродинамічний тиск стовпа рідини на днище;

n_x – коефіцієнт осьового перевантаження цистерни;

g_0, ρ, H – відповідно прискорення земного тяжіння, густина і рівень рідини в цистерні;

$P_1 = P_s + P_{rc} + \frac{F_g n_x}{\pi R^2}$ – сумарний тиск на днище;

$N_1 = \frac{P_1 R_1}{2}$ – мембранне зусилля в днищі;

σ_r та σ_m – нормальні окружне і меридіанне напруження в днищі;

$q = N_1 \cos \theta$ – розпирне зусилля в шпангоуті;

R, δ та R_1, δ_1, θ – геометричні параметри корпусу і днища.

Діючі в шпангоуті напруження σ_g з урахуванням силової підтримки прилеглих частин корпусу цистерни і днища визначимо, користуючись теорією крайового ефекту. Для цього стискувальний

вузол розділимо умовно на окремі елементи (рис. 2). Взаємний вплив елементів урахуємо введенням внутрішніх зусиль і згинальних моментів.

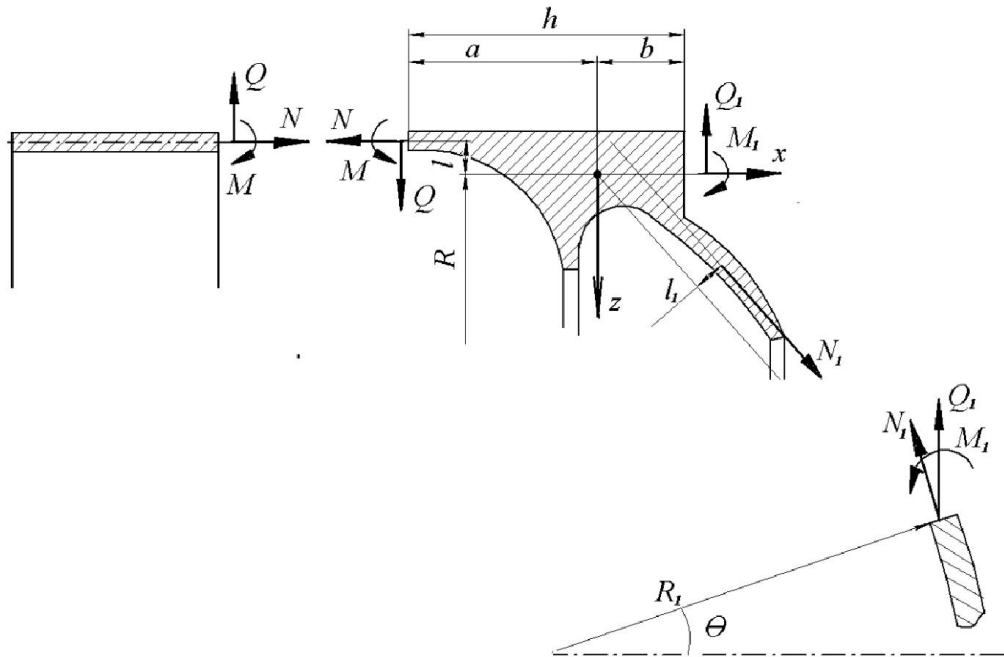


Рис. 2. Схема визначення внутрішніх зусиль і моментів

Складемо системи рівнянь радіального переміщення і рівноваги для кожного з елементів при дії зовнішнього навантаження.

1. Для шпангоута:

$$w = \frac{R^2}{EA} (Q + Q_1 + N_1 \cos \theta - f P_1 h);$$

$$-M + M_1 + Q_1 b - Q a + N_1 l_1 - \frac{f P_1 R}{2} l_2 = 0,$$
(1)

де w – радіальне переміщення шпангоута;
 Q, Q_1 та M, M_1 – поперечні зусилля і згинальні моменти;
 N, N_1 – мембранні зусилля в корпусі цистерні;
 E і A_w – модуль Юнга і площа перерізу шпангоута;
 f – коефіцієнт безпеки.

2. Для краю циліндричної частини:

$$w = \frac{1}{2\beta^2 D} (\beta M - Q) - \frac{f P_1 R^2}{E \delta};$$

$$\frac{1}{2\beta^2 D} (2\beta M - Q) = 0,$$
(2)

де $D = \frac{E \delta^3}{12(1 - \mu^2)}$ – циліндрична жорсткість корпусу;

(3)

$$\beta^4 = \frac{3(1 - \mu^2)}{R^2 \delta^2}.$$
(4)

3. Для краю сферичного днища:

$$w = \frac{2\lambda^2 \sin \theta}{E \delta_1} M_1 - \frac{2R_1 \lambda \sin^2 \theta}{E \delta_1} Q_1 - \frac{f P_1 R_1^2 (1 - \mu)}{2E \delta} \sin \theta; \quad (5)$$

$$-\frac{4\lambda^3}{E \delta_1 R_1} M_1 + \frac{2\lambda^2 \sin \theta}{E \delta_1} Q_1 = 0,$$

де μ – коефіцієнт Пуассона;

$$\lambda^4 = 3(1 - \mu^2) \cdot \left(\frac{R_1}{\delta_1} \right)^2. \quad (6)$$

Сумісне розв’язання рівнянь (1), (2) і (5) дає можливість записати кінцеву формулу для визначення радіального переміщення стискувального шпангоута при дії сумарного зовнішнього навантаження:

$$w = \frac{f P_1 R^2 R_1}{2E A_u} \cdot \frac{\cos \theta - \frac{2h}{R_1} - \frac{1 - \mu}{\lambda \sin \theta} - \frac{8R^2}{E \delta R_1} \beta^3 D}{1 + \frac{R^2 \delta_1}{A_u R_1 \lambda \sin^2 \theta} + \frac{4R^2}{E A_u} \beta^3 D}. \quad (7)$$

Діючим напруженням, яке відповідає знайденому переміщенню, буде

$$\sigma_d = E \frac{w}{R}. \quad (8)$$

Руйнуючим для стиснутого шпангоута може бути напруження втрати стійкості $\sigma_{кр}$ або границя міцності матеріалу σ_b .

У науковій літературі відомі дослідження стійкості стиснутого розподіленим навантаженням кільця шпангоута, яке по краях підтримується іншими пружними елементами [9], а також численні розрахунки з цього приводу, згідно з якими критичні напруження втрати стійкості кільцем значно перевищують напруження міцності (про що йдеться у статті [10], яка входить до науко-метричної бази Scopus).

Отже, при $\sigma_{кр} \geq \sigma_b$ стиснутий шпангоут необхідно розраховувати на міцність і руйнуючим напруженням буде $\sigma_p = \kappa \sigma_b$, де κ – коефіцієнт, що враховує ослаблення матеріалу зварюванням. Найбільш ефективним критерієм оцінювання працездатності стискувального вузла може бути величина коефіцієнта запасу міцності шпангоута

$$\eta = \frac{\kappa \sigma_b}{\sigma_d}. \quad (9)$$

залежно від величин коефіцієнта осьового перевантаження автоцистерни n_x і половини центрального кута сферичного сегмента θ .

Запропоновану методику застосуємо для розрахунку міцності стискувального вузла модернізованої цистерни з циліндричним корпусом та днищем у вигляді сферичних сегментів і розпірного шпангоута, використовуючи основні параметри автозаправника АТЗ-3,8-55А (рис. 3).

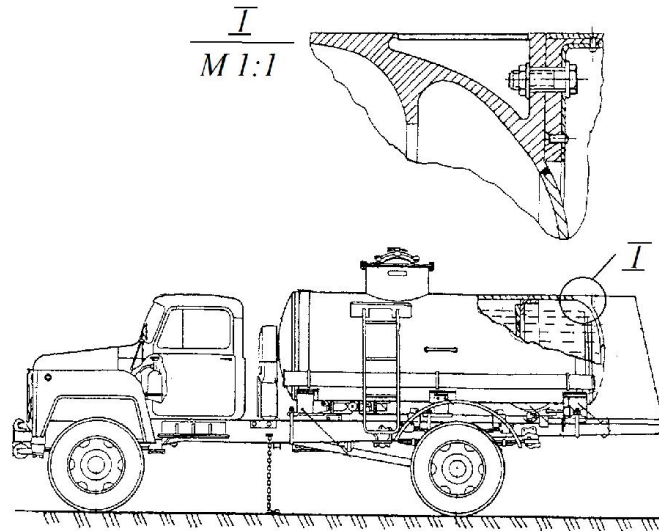


Рис. 3. Модернізована цистерна автозаправника АТЗ-3,8-55А

Вихідні розрахункові дані:

рідина – бензин А-93 ($\rho = 710 \text{ кг/м}^3$, $P_s = 0,04 \text{ МПа}$);

$m_{жс} = 245 \text{ кг}$ рухома частина рідини [3];

$R = 0,6 \text{ м}$, $R_1 = \frac{R}{\sin \theta}$, $\delta = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $\delta_1 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – геометричні параметри цистерни;

АМг-6 ($E = 0,7 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\sigma_b = 320 \text{ МПа}$, $\mu = 0,3$) – матеріал цистерни.

У конструкцію стискувального вузла встановлено розпірний порожньотілий шпангоут, у якого більший осьовий момент інерції, порівняно із суцільним шпангоутом тієї ж маси, і який забезпечує зручне кріплення до цистерни кабіни управління (рис. 3).

З урахуванням рівнянь (1) – (13) розв'язування задачі виконане за універсальною комп'ютерною програмою MAPLE-16 і подане у вигляді графіків $\eta = f(n_x)$, побудованих для різних значень напівкута днища θ (рис. 4).

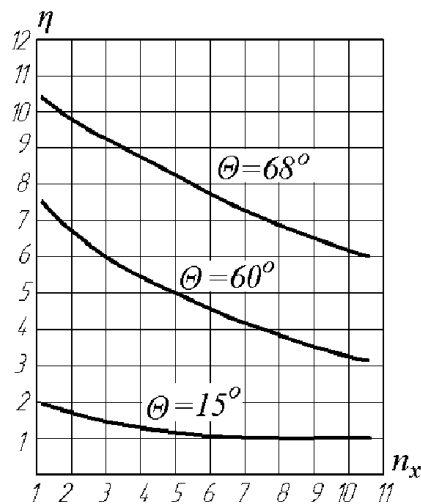


Рис. 4. Залежність величини η від зміни коефіцієнта перевантаження n_x

З аналізу графіків випливає, що найбільший коефіцієнт запасу міцності розпірного шпангоута досягається при центральному напівкуті днища $\theta_{opt} = 68^\circ$, коли стискаючі тангенціальні напруження дорівнюють нулю [11].

Слід зазначити, що автоцистерна – агрегат багаторазового використання, який становить певну екологічну загрозу довкіллю, тому і ступінь надійності її повинен бути достатньо високим, що відповідає значенню коефіцієнта запасу міцності шпангоута в межах $\eta = 7...9$ при допустимих коефіцієнтах перевантаження $n_x = 4...8$. Але такі перевантаження неприйнятні для водія, тому в системі управління автомобіля мають бути передбачені акселерометри, які б в аварійних ситуаціях руху (при $n_x \geq 3$) блокували ведучі колеса автомобіля з одночасним виключенням системи запалювання і задіянням подушок безпеки.

Висновки

У статті наведено дослідження щодо підвищення динамічної міцності цистерни з рідиною при нерівномірному русі автозаправника (розгін або гальмування). Результати дослідження дають можливість оцінити кількісний характер динамічного навантаження автоцистерни, а також запропонувати конструкційні засоби підвищення її міцності, рекомендувати безпечний режим руху.

Перелік джерел посилання

1. Жуковский Н. Е. О движении твердого тела, имеющего полости, наполнение однородной капельной жидкостью. *Собрание сочинений. Вып. 1.* Москва: ГНТИ, 1931. Т. 2. 136 с.
2. Глущенко В. В., Подригало М. А., Абрамов Д. В. Оцінювання стійкості автомобілів-цистерн проти перекидання в поперечній площині. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України.* Харків: НАНГУ, 2016. Вип. 1 (27). С. 13–19.
3. Соколовський С. А. Динамічні характеристики рухомої цистерни з рідиною. *Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України.* Харків: Акад. ВВ МВС України, 2011. Вип. 1 (17). С. 75–83.
4. Шабалін О. Ю., Глущенко В. В. Дослідження впливу механічних пошкоджень поверхні оболонкових конструкцій на їх несучу здатність. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України.* Харків: НАНГУ, 2018. Вип. 1 (31). С. 46–51.
5. Сало В. А., Литовченко П. И., Чижиков И. В. Напряженно-деформированное состояние упругой цилиндрической панели с отверстием. *Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов.* Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”, 2011. Вып. 1 (65). С. 63–70.
6. Сало В. А. О концентрации напряжений около отверстия в упругой сферической оболочке. *Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов.* Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”, 2004. Вып. 2 (37). С. 66–72.
7. Сало В. А., Нечипоренко В. М. Дослідження міцності пружної циліндричної конструкції під дією локального навантаження. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України.* Харків: НАНГУ, 2017. Вип. 2 (28). С. 76–82.
8. Calculation of stress concentrations in orthotropic cylindrical shells with holes on the basis of a variational method / V. A. Salo et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 2019. Vol. 3, Issue 7 (99). P. 11–17. doi: 10.15587/1729-4061.2019.169631.
9. Кан С. Н. Строительная механика оболочек. Москва: Машиностроение, 1966. 508 с.
10. Кан С. Н., Ингульцов В. Л., Кириченко А. Н. Устойчивость цилиндрических оболочек с подкрепляющим слоем. *Прикладная механика.* Киев, 1972. Т. 5, № 8. С. 50–56. Access in Scopus.
11. Кириченко О. М., Раківненко В. П. Опір матеріалів. Харків: Акад. ВВ МВС України, 2013. С. 382.

Стаття надійшла до редакції 10.11.2019 р.

УДК 629.014

О. Ю. Шабалин, А. Н. Кириченко, В. П. Ракивненко, В. А. Сало, Л. А. Гребеник

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧНОЙ ПРОЧНОСТИ ЦИСТЕРНЫ С ЖИДКОСТЬЮ ПРИ НЕРАВНОМЕРНОМ ДВИЖЕНИИ АВТОЗАПРАВЩИКА

В статье представлено исследование повышения динамической прочности цистерны с жидкостью при неравномерном движении автозаправщика (разгон или торможение) путем разгрузки узла соединения корпуса цистерны с днищем распорно-стыковочным шпангоутом.

К л ю ч е в ы е с л о в а: цистерна автозаправщика, распорно-стыковочный шпангоут, напряженно-деформированное состояние, сферическая упругая оболочка, условие прочности.

UDC 629.014

O. Shabalin, O. Kirichenko, V. Rakivnenko, V. Salo, L. Grebenik

INVESTIGATION OF THE DYNAMIC STRENGTH OF A TANK WITH A FLUID UNDER NON-UNIFORM MOTION OF A REFUELER

The article presents the results of research on increasing the dynamic strength of a tank with a fluid in the uneven motion of the refueler (in case of acceleration or braking) by unloading the node of the tank shell with the bottom of the main frame.

One of the tasks of energy saving was and is the rapid and trouble-free transportation of petroleum products to the consumer. Means of delivery are different, but it is proved that transporting up to 200 km by road tankers is more appropriate than rail, especially when it comes to providing fuel for military units in their combat operations. Hence there is the urgency of further improvement of the constructive and operational characteristics of tank-vehicles, ensuring their high reliability and compliance with environmental safety requirements.

During the uneven movement of a refueler there is a fluctuation in the fluid, which results to the interaction of the shell and the bottom of the tank, in addition to the excess pressure of the saturated vapor of the component and the hydrodynamic pressure, and also to the force of the hydrodynamic impact of the moving part of the liquid, because of that the total pressure of which may exceed the limits of the strength of the construction material. In this case, damage may occur not only to internal diaphragms - dampers and drainage, but also to the most dangerous - the separation of the bottom of the tank shell. The theory shows and practice confirms that the most vulnerable in extreme loading of the tank is a node of connection of the shell with the bottom, especially if the flat bottom is welded. With a dynamic impact of the moving part of the liquid, which makes up about 10% of its mass, the bottom will lose its stability, or with great probability will be torn off. Therefore, in order to unload the connection node, it is suggested to place a spacer between the casing and the bottom, a docking shaft that receives a significant portion of the load, and instead of a flat one, apply a bottom in the form of a segment of a sphere that will only work on tension.

Key words: refueling tank, strong frame, stress-strained state, spherical elastic shell, strength condition.

Шабалин Олег Юр'євич – кандидат військових наук, доцент, заступник начальника Національної академії Національної гвардії України з озброєння та техніки – начальник відділу технічного забезпечення Національної академії Національної гвардії України.

<http://orcid.org/0000-0003-3473-1648>

Кириченко Олександр Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри інженерної механіки Національної академії Національної гвардії України.
<http://orcid.org/0000-0001-9136-7593>

Раківненко Валерія Павлівна – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри інженерної механіки Національної академії Національної гвардії України.
<http://orcid.org/0000-0002-6136-6191>

Сало Валентин Андрійович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри інженерної механіки Національної академії Національної гвардії України.
<http://orcid.org/0000-0003-2533-0949>

Гребеник Лариса Анатоліївна – доцент кафедри інженерної механіки Національної академії Національної гвардії України.
<http://orcid.org/0000-0002-5962-7639>