

## ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТА ВІДНОВЛЕННЯ ОВТ

УДК: 614.841

DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.24.2021.31-36>Т.Я. Глова<sup>1</sup>, М.М. Семерак<sup>2</sup>, Б.М. Глова<sup>3</sup>, М.Р. Михайлишин<sup>4</sup><sup>1</sup> Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів<sup>2</sup> Національний університет "Львівська Політехніка", Львів<sup>3</sup> Львівський національний аграрний університет, Дубляни<sup>4</sup> Державна пожежно-рятувальна частина ГУ ДСНС України, Львів

### ВПЛИВ ЗМІНИ ТИСКУ НА ЦІЛІСНІСТЬ РЕЗЕРВУАРІВ ЗБЕРІГАННЯ НАФТОПРОДУКТІВ І ТОКСИЧНИХ РЕЧОВИН

Розглянуто напружено-деформований стан сталевих вертикальних резервуарів (РВС) для зберігання нафтопродуктів і токсичних речовин. Проведений аналіз причин виникнення понад допустимого тиску в середині резервуару, який є причиною втрати його цілісності. Використовуючи диференціальне рівняння замкнутої циліндричної оболонки, яка знаходиться під дією внутрішнього тиску, одержані аналітичні вирази для знаходження деформацій і напружень в боковій циліндричній поверхні і днищі. Для резервуарів РВС-900 проведені розрахунки осевих і кільцевих напружень. Результати досліджень представлені графічно.

**Ключові слова:** резервуар, внутрішній тиск, кільцеві і осеві напруження, втрата цілісності резервуару, переміщення.

#### Постановка проблеми

У даний час на військових складах зберігається велика кількість токсичних речовин та пально-мастильних матеріалів у ємностях спеціального призначення, серед яких найбільш розповсюдженими є вертикальні циліндричні резервуари (РВС). Внаслідок пошкодження або підпалу цих резервуарів відбувається витік токсичних речовин, а також можливість вибуху, що може спричинити ураження особового складу та зараження території, військової техніки, майна та різних об'єктів, що унеможливило проведення бойових дій протягом тривалого часу.

Однією з найбільш резонансних пожеж на території України була пожежа на нафтобазі біля села Крячки Васильківського району Київської області, що почалася 8 червня 2015 року і тривала 8 днів. Пожежа становила високу небезпеку, оскільки поруч була розташована військова частина з бойовим арсеналом. Внаслідок пожежі на нафтобазі загинуло шестеро осіб і 18 травмовано. Тому для запобігання вибухопожежонебезпеки до міцності інженерних циліндричних споруд висуваються достатньо високі вимоги.

Споруди для зберігання нафтопродуктів і токсичних речовин на складах є основними. Вони можуть бути у вигляді окремо розташованих резервуарів або групи резервуарів (резервуарних

парків). Найбільше розповсюдження набули наземні вертикальні сталеві резервуари (РВС) із стаціонарним дахом об'ємом від 100 до 50000 м<sup>3</sup>, які розміщуються на відкритих площадках. Відповідно до норм експлуатації резервуари наповнюються на 80% об'єму. Тобто в кожному резервуарі є газовий об'єм, який знаходиться під тиском. Протягом року резервуари піддаються дії як від'ємних, так і додатних атмосферних температур. Часто зміна температур є досить різкою, і рідини інтенсивно випаровуються або різко конденсуються гази. Слід зауважити, що 1 м<sup>3</sup> нафтопродукту при випаруванні займає 770 м<sup>3</sup> пари, а 1 м<sup>3</sup> водяного розчину – 1750 м<sup>3</sup> пари. Тобто в резервуарі різко змінюється тиск.

Тому, питання впливу тиску та перепаду температур за рахунок природних чинників та нештатних випадків на міцнісні характеристики вказаного типу інженерних споруд є важливими із теоретичних і практичних сторін. Саме такі задачі є предметом розгляду роботи.

#### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Механізм руйнування РВС досить складний і, на жаль, ще мало вивчений. В той же час, необхідно зауважити, що, згідно з матеріалами експертизи

аварій, руйнування РВС відбувається, в основному, внаслідок руйнування найбільш навантаженого конструктивного елемента – вузла з'єднання стінки резервуара з днищем [2-3]. Вплив температури та температурних напружень на з'єднання циліндричної бокової поверхні з днищем досліджено у працях [4-10]. Вплив гідростатичного тиску на бокову поверхню стінки резервуара досліджено у [1, 11]. У вищесказаних працях не було запропоновано методики дослідження напружено-деформованого стану з'єднання бокової поверхні стінки резервуара з днищем, що є основною причиною руйнування циліндричних конструкцій. Актуальність роботи підтверджується збільшенням в останні роки аварій інженерних споруд, пов'язаних з силовими та температурними впливами, зокрема і в Збройних Силах України.

### Формулювання мети статті

Розробка методики аналітичного визначення та дослідження напружено-деформованого стану вузла з'єднання циліндричної оболонки з днищем РВС при внутрішньому тиску.

### Виклад основного матеріалу

Змодельємо РВС циліндричною оболонкою, яка з'єднана на торці з днищем (круглою пластиною) методом електродугової зварки рис. 1.

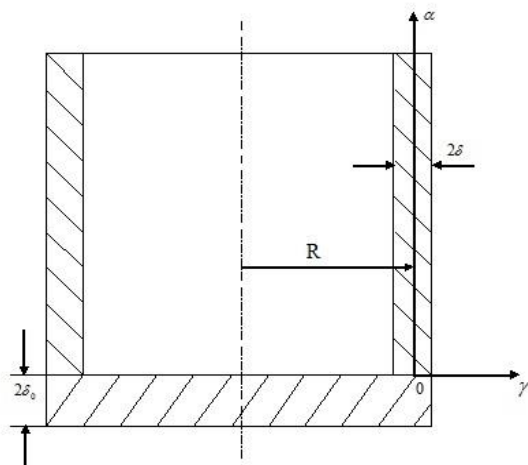


Рис. 1. Осьовий переріз резервуара

Радіус серединної поверхні циліндричної оболонки рівний  $R$ , а товщина її стінки  $2\delta$ . Товщина днища  $2\delta_0$ .

За умов пожежі резервуар нагрівається і інтенсивність випаровування нафтопродукту збільшується. При наявності постійної покрівлі тиск в резервуарі буде збільшуватися. Якщо пропускна здатність дихальної арматури є меншою ніж інтенсивність випаровування, тоді створюється загроза вибуху. При вибухах в РВС часто іде відрив днища, а бокова циліндрична поверхня і покрівля

миттєво відлітають на висоту понад 100 м, розливаючи нафтопродукт на сусідні резервуари та територію резервуарного парку. Тоді площа горіння інтенсивно збільшується.

Руйнуванню цілісності резервуара, через відрив днища, сприяють температурні та силові напруження, величина яких збільшується при збільшенні температури їх нагріву та збільшенню тиску відповідно.

Величини температурних напружень додаються до силових напружень, що спричинені тиском, і при досягненні критичної величини відбувається руйнування.

При визначенні напружено-деформованого стану РВС за дії тиску використаємо систему рівнянь [1]

$$\frac{d^4 w}{d\alpha^4} + 4\omega^4 w = \frac{2\omega^4 R^2}{E \cdot \delta} p, \quad (1)$$

де  $\omega^4 = \frac{3(1-\nu^2)}{4\delta^2 R^2}$ .  $E$ ,  $\nu$  – модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона матеріалу оболонки;  $p$  – силове навантаження, зумовлене тиском, Па.

Нормальні кільцеві зусилля  $N_2$ , моменти  $M_1$  і  $M_2$  визначаються за формулами:

$$N_2 = 2E\delta \frac{w}{R}, \quad M_1 = -\frac{E\delta}{2\omega^4 R^2} \frac{d^2 w}{d\alpha^2}, \quad (2)$$

$$M_2 = M_1 \nu = -\frac{E\delta \nu}{2\omega^4 R^2} \frac{d^2 w}{d\alpha^2}.$$

Осьові напруження  $\sigma_{\alpha\alpha}$  і кільцеві  $\sigma_{\beta\beta}$  знаходимо за формулами:

$$\sigma_{\alpha\alpha} = \frac{3M_1}{2\delta^3} \gamma, \quad \sigma_{\beta\beta} = \frac{1}{2\delta} \left( N_2 + 3M_2 \frac{\gamma}{\delta^2} \right). \quad (3)$$

де координата  $\gamma$  відраховується від серединної поверхні по її зовнішній нормалі (див. рисунок 1).

Днища РВС є подвійними по товщині і мають велику жорсткість на згин. В цьому випадку кут повороту нормалі до серединної поверхні оболонки є досить малим, тому крайові умови на лінії спряження днища і бокової поверхні РВС мають вигляд

$$w|_{\alpha=0} = u|_{r=R}, \quad \frac{dw}{d\alpha}|_{\alpha=0} = 0, \quad \sigma_{rr}|_{r=R} = \frac{Q_1}{2\delta_0}, \quad (4)$$

де  $u$  – переміщення точок днища вздовж радіуса  $r$ ,  $m$ ;  $\sigma_{rr}$  – радіальні силові напруження в днищі резервуара,  $Q_1$  – зусилля взаємодії між боковою циліндричною поверхнею РВС і його днищем, яке припадає на одиницю довжини.

### Напружено-деформований стан днища РВС.

Осесиметричний напружено-деформований стан циліндричної оболонки (РВС), вільної відносно осевих переміщень в напрямку координати  $\alpha$ , яка знаходиться під дією внутрішнього тиску  $p$ , визначається прогином  $w$  стінки оболонки в напрямку координати  $\gamma$ .

Розглянемо напружено-деформований стан днища РВС. Згідно з розв'язком плоскої задачі теорії пружності радіальні переміщення  $u$  круглого днища, нормальні радіальні напруження  $\sigma_{rr}$  і кільцеві напруження  $\sigma_{\varphi\varphi}$  записуються у вигляді:

$$u = A_0 r + \frac{B_0}{r}; \quad (5)$$

$$\sigma_{rr} = \frac{E_0}{1-\nu_0^2} \left[ \frac{du}{dr} + \nu_0 \frac{u}{r} \right], \quad (6)$$

$$\sigma_{\varphi\varphi} = \frac{E_0}{1-\nu_0^2} \left[ \frac{u}{r} + \nu_0 \frac{du}{dr} \right], \quad (7)$$

де  $A_0$ ,  $B_0$  – постійні інтегрування;  $E_0$ ,  $\nu_0$  – відповідно модуль пружності та коефіцієнт Пуассона матеріалу днища.

У виразі (5) стала  $B_0 = 0$  так, як  $u|_{r=0} \neq \infty$ .

Враховуючи третю крайову умову (4), а також вираз (5) і (6), отримаємо

$$A_0 = \frac{(1-\nu_0)Q_1}{2\delta_0 E_0}.$$

Отже вираз (5) буде мати вигляд

$$u = \frac{(1-\nu_0)Q_1}{2\delta_0 E_0} r. \quad (8)$$

Використовуючи те, що  $Q_1 = \frac{dM_1}{d\alpha} \Big|_{\alpha=0}$  та другу

умову (2), отримаємо

$$Q_1 = \frac{p}{(1+k_0)\omega}, \quad (9)$$

$$\text{де } k_0 = \frac{E\delta(1-\nu_0)}{E_0\delta_0\omega R}.$$

Тоді вираз (5) остаточно буде мати вигляд

$$u(r) = \frac{prRk_0}{2E\delta(1+k_0)}. \quad (10)$$

Підставивши вираз (10) у (6) і (7), отримаємо

$$\sigma_{rr} = \sigma_{\varphi\varphi} = \frac{E_0}{1-\nu_0^2} \left[ \frac{prRk_0}{2E\delta(1+k_0)} (1+\nu_0) \right] = \frac{E_0 prRk_0}{2E\delta(1-\nu_0)(1+k_0)}. \quad (11)$$

Враховуючи всі умови (4), розв'язок рівняння (1) запишемо у вигляді

$$w(\alpha) = \frac{pR^2}{2E\delta} - \frac{pR^2}{2E\delta(1+k_0)} e^{-\omega\alpha} (\cos \omega\alpha + \sin \omega\alpha). \quad (12)$$

### Напружено-деформований стан стінки РВС.

Враховуючи співвідношення (11), а також (2) і (3), отримаємо

$$\sigma_{\alpha\alpha}(\alpha, \gamma) = -\frac{3pR\gamma\psi(\omega\alpha)}{2\delta^2(1+k_0)\sqrt{3(1-\nu^2)}}, \quad (13)$$

$$\sigma_{\beta\beta}(\alpha, \gamma) = \frac{pR}{2\delta} - \frac{pR}{2\delta(1+k_0)} \left[ \varphi(\omega\alpha) + \frac{3\nu\gamma}{\delta\sqrt{3(1-\nu^2)}} \psi(\omega\alpha) \right]. \quad (14)$$

де  $\varphi(\omega\alpha) = e^{-\omega\alpha} (\cos \omega\alpha + \sin \omega\alpha)$ ,

$$\psi(\omega\alpha) = e^{-\omega\alpha} (\cos \omega\alpha - \sin \omega\alpha).$$

Для напружень  $\sigma_{\beta\beta}$  на зовнішній і внутрішній поверхнях стінки резервуара  $\gamma = \pm\delta$  маємо:

$$\sigma_{\beta\beta}^+(\alpha, \gamma) = \frac{pR}{2\delta} - \frac{pR}{2\delta(1+k_0)} \left[ \varphi(\omega\alpha) + \frac{3\nu}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \psi(\omega\alpha) \right]. \quad (15)$$

$$\sigma_{\beta\beta}^-(\alpha, \gamma) = \frac{pR}{2\delta} - \frac{pR}{2\delta(1+k_0)} \left[ \varphi(\omega\alpha) - \frac{3\nu}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \psi(\omega\alpha) \right]. \quad (16)$$

Одержані вище формули використані для дослідження силових напружень в боковій стінці РВС.

Розрахунки проводились за формулами (10–16) для РВС – 900 при таких параметрах:  $R = 5.2$  м;  $\delta = 0.005$  м;  $\delta_0 = 0.01$  м;  $\nu = 0.33$ ;  $\nu_0 = 0.28$ ;  $E = 2.1 \cdot 10^{11}$  Па;  $E_0 = 2 \cdot 10^{11}$  Па;  $H = 11.92$  м.

Використовуючи (9), отримаємо  $Q_1 = 12.5 \frac{\kappa H}{\text{м}}$

при  $p = 10^5$  Па і  $Q_1 = 62.5 \frac{\kappa H}{\text{м}}$  при  $p = 5 \cdot 10^5$  Па.

Напруження в днищі резервуара розраховані за виразом (11)  $\sigma_{rr} = \sigma_{\varphi\varphi} = 0.62$  МПа при  $p = 10^5$  Па і

$\sigma_{rr} = \sigma_{\varphi\varphi} = 3.12$  МПа при  $p = 5 \cdot 10^5$  Па.

Використовуючи (12), обчислимо відхилення бокової стінки резервуара при різному внутрішньому тиску і результати відобразимо графічно.

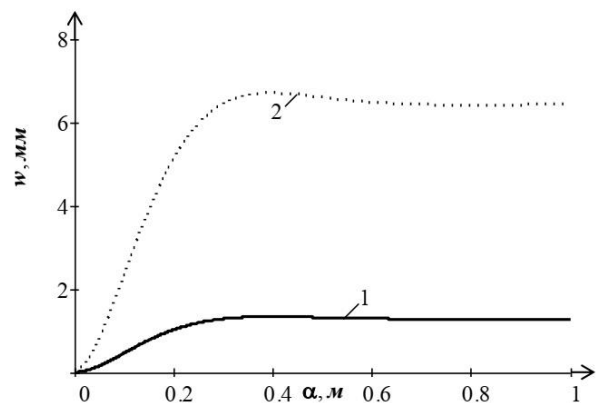


Рис 2. Відхилення бокової стінки резервуара при різних внутрішніх тисках: 1-  $p = 10^5$  Па,

2-  $p = 5 \cdot 10^5$  Па

Максимальне значення відхилення бокової стінки резервуара (рис. 2) приймає на відстані

$\alpha = 0.4$  м від днища і  $w = 1.34$  мм при  $p = 10^5$  Па, а при  $p = 5 \cdot 10^5$  Па –  $w = 6.71$  мм.

Дослідимо, як змінюється максимальне відхилення при різних товщинах бокової стінки резервуара

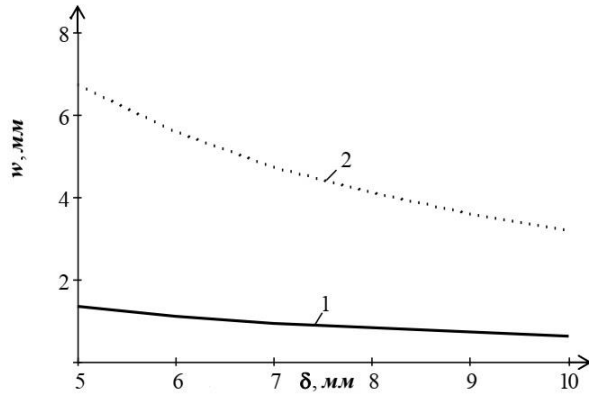


Рис 3. Відхилення бокової стінки резервуара в залежності від товщини бокової стінки при  $\alpha = 0.4$  м при різних внутрішніх тисках: 1-  $p = 10^5$  Па, 2-  $p = 5 \cdot 10^5$  Па

З графічних залежностей рис. 3 показано, що із збільшенням товщини бокової стінки резервуара, радіальні відхилення стінки зменшуються. Якщо збільшити товщину бокової стінки у два рази, то відхилення бокової стінки зменшиться у 2,12 рази при  $p = 5 \cdot 10^5$  Па.

Враховуючи (13), обчислимо зміну осевих напружень при різному тиску

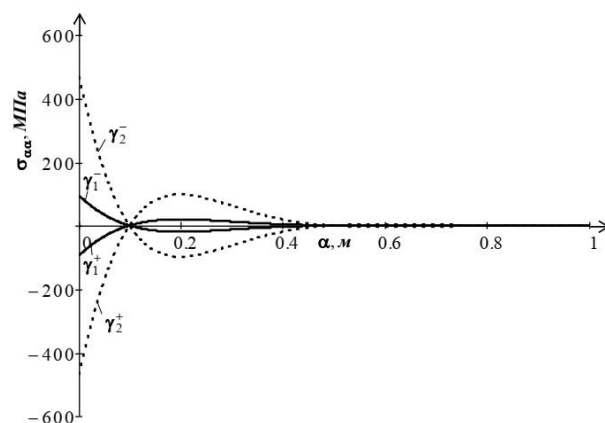


Рис 4. Зміна осевих напружень вздовж координати  $\alpha$  при різному внутрішньому тиску  $\gamma_1^\pm - p = 10^5$  Па,  $\gamma_2^\pm - p = 5 \cdot 10^5$  Па

Аналіз графічних залежностей показує, що осеві напруження  $\sigma_{\alpha\alpha}$  набувають максимальних значень на поверхні  $\alpha = 0$ . На зовнішній поверхні  $\gamma = +\delta$  вони діють на стиск, а на поверхні  $\gamma = -\delta$  – на розтяг. За абсолютною величиною вони рівні між

собою і  $\sigma_{\alpha\alpha} = 94,54$  МПа при  $p = 10^5$  Па, а при  $p = 5 \cdot 10^5$  Па –  $\sigma_{\alpha\alpha} = 472,7$  МПа.

Покажемо зміну величини осевих напружень в залежності від товщини бокової стінки резервуара і результати відобразимо графічно.

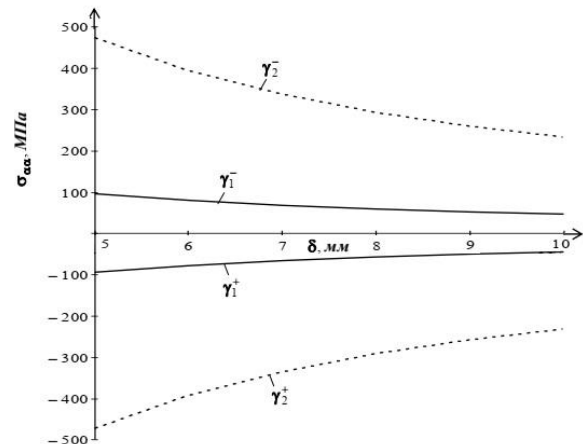


Рис 5. Зміна осевих напружень в залежності від товщини бічної стінки при  $\alpha = 0$  і при різному внутрішньому тиску  $\gamma_1^\pm - p = 10^5$  Па,  $\gamma_2^\pm - p = 5 \cdot 10^5$  Па

На рис. 5 показана зміна осевих напружень від товщини бічної стінки резервуара. Аналіз графічних залежностей показує, що із збільшенням товщини бічної стінки осеві напруження на поверхні спряження бічної поверхні з днищем відповідно зменшуються.

Використовуючи вирази (15), (16), дослідимо зміну кільцевих напружень на бічній поверхні резервуара.

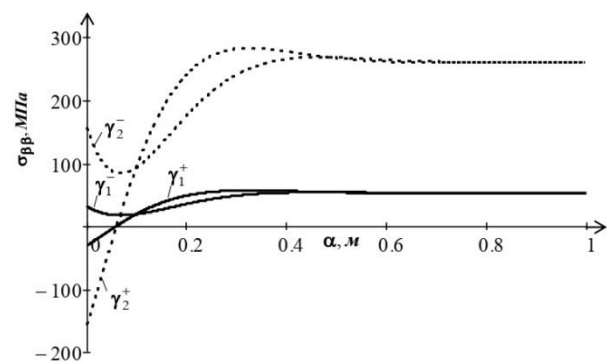


Рис 6. Зміна кільцевих напружень вздовж координати  $\alpha$  при різному внутрішньому тиску  $\gamma_1^\pm - p = 10^5$  Па,  $\gamma_2^\pm - p = 5 \cdot 10^5$  Па

Кільцеві напруження  $\sigma_{\beta\beta}$  на поверхні  $\alpha = 0$  діють на розтяг для  $\gamma = -\delta$  і рівні 31,5 МПа при  $p = 10^5$  Па і 157,4 МПа при  $p = 5 \cdot 10^5$  Па. На зовнішній поверхні резервуара ( $\gamma = +\delta$ )  $\sigma_{\beta\beta}^+$

приймають максимальне значення. Максимальне значення напруження  $\sigma_{\beta\beta}^+$  приймають на висоті  $\alpha = 0,3$  м від днища. Воно рівне 56,3 МПа при тиску  $p = 10^5$  Па і 281,4 МПа при  $p = 5 \cdot 10^5$  Па.

### Висновки

Пально-мастильні матеріали і токсичні речовини є основною складовою у Збройних Силах України, до зберігання яких відносяться з особливою обережністю. Тому задача на дослідження міцності інженерних циліндричних конструкцій при впливі температури і тиску є актуальною.

Виходячи з основних співвідношень теорії пружності тонких пластин і оболонок одержано аналітичні вирази напружено-деформованого стану циліндричних резервуарів за умов зміни внутрішнього тиску на їхні конструктивні елементи, які дають можливість дослідити міцність вузла з'єднання циліндричної поверхні резервуара з днищем з врахуванням силових і фізико-механічних характеристик та геометричних розмірів резервуара. Визначена відстань від поверхні днища, де є максимальні радіальні відхилення бокової стінки резервуара. Встановлено, що найбільшої величини осьові напруження досягають на поверхні з'єднання циліндричної поверхні з днищем. Кільцеві напруження бокової стінки резервуара досягають свого максимального значення на відстані  $\alpha = 0,3$  м від днища, які діють на розтяг, а також на спряженні днища і бокової стінки резервуара, які діють на стиск. Отримані результати доцільно використовувати при розробці пропозицій для підвищення міцності оболонок циліндричних резервуарів зберігання нафтопродуктів і токсичних речовин.

### Список літератури

1. Тимошенко С. П., Гудер Дж. Теория упругости. М.: Наука. 1975. 576 с.
2. Волков О. М. Версия “домино” на пожаре группы РВС-20000 на линейной производственно-диспетчерской станции “Конда”. Интернет - журнал “Технологии техносферной безопасности”. Выпуск № 3 (49), 2013. URL: <http://academygps.ru/ttb> (дата звернення 10.02.2021)
3. Семерак М. М., Глова Т. Я., Чернецький В. В., Байтала В. М. Напружено-деформований стан стінки та днища вертикальних сталевих резервуарів при їх нагріві. Вісник ЛДУБЖД. 2015. № 12. С. 228–235.
4. Elsheikh A.H., Guo J. and K.-M. Lee (2018), Thermal deflection and thermal stresses in a thin circular plate under an axisymmetric heat. *Journal of thermal stresses*. V. 42. pp. 361-373. DOI: <https://doi.org/10.1080/01495739.2018.1482807> (accessed: 10.02.2021).
5. Глова Т. Я., Семерак М. М., Глова Б. М. Вплив зміни температури на цілісність резервуарів зберігання нафтопродуктів і токсичних речовин. *Військово-технічний збірник*. Львів, 2020. № 23. С. 34–39. DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.23.2020.34-39> (дата звернення 10.02.2021).
6. Semerak M., Pozdeev S., Yakovchuk R., Nekora O. and Sviatkevych O. (2018), Mathematical modeling of thermal fire effect on tanks with oil products. *MATEC Web Conf*. p. 247. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824700040> (accessed: 10.02.2021).
7. Alexandrov S. and Alexandrova N. (2001), Thermal effects on the development of plastic zones in thin axisymmetric plates. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*. Vol. 36 (2). pp. 169-175. DOI: <https://doi.org/10.1243/0309324011512720> (accessed: 10.02.2021).
8. Aleksandrova N. and Nelli N. (2016), Effect of thermal gradients on stress/strain distributions in a thin circular symmetric plate. *Structural Engineering and Mechanics*. Vol. 58 (4). pp. 627–639. <https://doi.org/10.12989/SEM.2016.58.4.627> (accessed: 10.02.2021).
9. Semerak, F.V. and Glek, R.R. (1993), The thermally stressed state of a round plate heated by an annular heat source. *J Math Sci* 64. pp. 944–946. <https://doi.org/10.1007/BF01140322> (accessed: 10.02.2021).
10. Dafni Pantousa and Luis A. Godoy (2019), On the mechanics of thermal buckling of oil storage tanks. *Thin-walled structures*. № 145, pp. 10-14. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2019.106432> (accessed: 10.02.2021).
11. Розенштейн И. М. Аварии и надежность стальных резервуаров. Москва: Недра, 1995. С. 44-172.

### References

1. Tymoshenko S.P. and Gudier Dzh. (1975), “Teoriya upryhosti” [The theory of elasticity]. M.: Science. 1975. 576 p. [in Russian].
2. O.M. Volkov (2013), Versiya “Domino” na pozhare grupy RVS-20000 na lineynoy proizvodstvenno-dyspetcherskoy stancii “Konda” [Version “Domino” on the fire of group of vertical steel tanks on the linear production-management station “Konda”]. Internet - magazine “*Technosphere safety technologies*” (<http://academygps.ru/ttb>) Issue № 3 (49), 2013. (Accessed 10 February 2021). [in Russian].
3. Semerak M.M., Hlova T.Ya., Chernetskiy V.V. and Baytala V.M. (2015), “Napryzheno-deformovani stan stinku ta dnyshcha vertikalnuh stalevuh rezervuariv pru ih nahriivi” [Stress-strain state of the wall and bottom of vertical steel tank under heating]. *Bulletin of Lviv state university of life safety*. 2015. № 12. pp. 228 – 235. [in Ukrainian].
4. Elsheikh A.H., Guo J. and K.-M. Lee (2018), Thermal deflection and thermal stresses in a thin circular plate under an axisymmetric heat. *Journal of thermal stresses*. V. 42, 2018, pp. 361-373. DOI: <https://doi.org/10.1080/01495739.2018.1482807> (Accessed 10 February 2021).
5. T. Hlova, M. Semerak and B. Hlova (2020), “Vplyv zminy temperatury na tsilisnist rezervuariv zberihannia naftoproduktiv i toksychnykh rehovyn” [The influence of temperature changes on the integrity of tanks for storage of petroleum products and toxic substances]. *Military Technical Collection*. Lviv, 2020. № 23. С. 34–39. DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.23.2020.34-39> (Accessed 10 February 2021). [in Ukrainian].
6. Semerak M., Pozdeev S., Yakovchuk R., Nekora O. and Sviatkevych O. (2018), Mathematical modeling of thermal fire

effect on tanks with oil products. MATEC Web Conf., 2018, p. 247. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824700040> (Accessed 10 February 2021).

7. Alexandrov S. and Alexandrova N. (2001), Thermal effects on the development of plastic zones in thin axisymmetric plates. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*. 2001. Vol. 36(2). pp. 169-175. DOI: <https://doi.org/10.1243/0309324011512720> (Accessed 10 February 2021).

8. Aleksandrova N. and Nelli N. (2016), Effect of thermal gradients on stress/strain distributions in a thin circular symmetric plate. *Structural Engineering and Mechanics*. 2016. Vol. 58(4). pp. 627-639. <https://doi.org/10.12989/SEM.2016.58.4.627> (Accessed 10 February 2021).

9. Semerak, F.V. and Glek, R.R. (1993), The thermally stressed state of a round plate heated by an annular heat source. *J. Math. Sci.* 64, 944-946. 1993. <https://doi.org/10.1007/BF01140322> (Accessed 10 February 2021).

10. Dafni Pantousa and Luis A. Godoy (2019), On the mechanics of thermal buckling of oil storage tanks. *Thin-walled structures*. 2019. № 145, C. 10-14. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2019.106432>. (Accessed 10 February 2021).

11. Rozenshtein I. M. (1995), "Avarii i nadezhnost stal'nyh rezervuariv" [Accidents and reliability of steel tanks]. Moscow : Nedra. 1995. pp. 44-172. [in Russian].

## ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ НА ЦЕЛОСТНОСТЬ РЕЗЕРВУАРОВ ХРАНЕНИЯ НЕФТЕПРОДУКТОВ И ТОКСИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ

Т.Я. Глова, М.М. Семерак, Б.Н. Глова, М.Р. Михайлишин

*Рассмотрено напряженно-деформированное состояние стального вертикального резервуара (РВС) для хранения нефтепродуктов и токсических веществ. Проведенный анализ причин возникновения более допустимого давления внутри резервуара, который является причиной потери его целостности. Используя дифференциальное уравнение замкнутой цилиндрической оболочки, находящейся под действием внутреннего давления, получены аналитические выражения для нахождения деформаций и напряжений в боковой цилиндрической поверхности и днища. Для резервуара РВС-900 проведены расчеты осевых и кольцевых напряжений. Результаты исследований представлены графически.*

**Ключевые слова:** резервуар, внутреннее давление, кольцевые и осевые напряжения, потеря целостности резервуара, перемещения.

## THE INFLUENCE OF PRESSURE CHANGES ON THE INTEGRITY OF TANKS FOR STORAGE OF PETROLEUM PRODUCTS AND TOXIC SUBSTANCES

T. Hlova, M. Semerak, B. Hlova, M. Mykhailyshyn

*Tanks for the storage of oil products and toxic substances in warehouses are the main ones. They can be in the form of separate tanks or a group of tanks. The most widespread are vertical steel tanks with a stationary roof that a placed in open areas. The tanks heat up, and the intensity of evaporation of the oil product increases in case of fire. If there is a permanent roof, the pressure in the tank will increase. If the capacity of the breathing valves is less than the intensity of evaporation then there is a risk of explosion. Explosions in the tank often lead to the separation of the bottom, and the side cylindrical surface and the roof fly away instantly, spilling oil on neighboring tanks and the territory of the tank's park. Then the combustion area increases intensively. The destruction of the integrity of the tank, due to the separation of the bottom, contributes to temperature and power stresses, the value of which increases with increasing temperature of their heating and increasing pressure, respectively. The values of temperature stresses are added to the power stresses caused by pressure, and when the critical value is reached, destruction occurs.*

*We investigated the stress-strain state of a steel vertical tank for the storage of oil products and toxic substances. The analysis of the reasons for the occurrence of admissible pressure in the tank, which is the reason for the loss of its integrity, is carried out. Using the differential equation of a closed cylindrical shell, which is under the action of internal pressure, analytical expressions are obtained to find deformations and stresses in the side cylindrical surface and bottom. Were calculated axial and annular stresses for the tank of RVS-900. Based on the basic relations of the theory of elasticity of thin plates and shells analytical expressions of the stress-strain state of the cylindrical tanks are obtained for conditions for changing of pressure on their structural elements. It is shown that the greatest values of axial stresses are obtained on the surface of the connection of the cylindrical surface with the bottom. The researches results are presented graphically.*

**Keywords:** tank, internal pressure, hoop and axial stresses, loss of tank integrity, displacement.