

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НАДЛИШКОВОГО ТИСКУ РОЗІГРІТОГО ПОВІТРЯ НА ФУНКЦІОНАЛЬНУ РОБОТОЗДАТНІСТЬ ПЛІВКОВИХ КОНДЕНСАТОРІВ

В роботі наведено результати дослідження впливу надлишкового тиску розігрітого повітря. На основі аналізу умов експлуатації конденсаторів розроблено математичні моделі дії надлишкового тиску повітря всередині конденсатора в осьовому і радіальному напрямку як на етапі полімеризації компаунда, так і після закінчення полімеризації. Проведено розрахунки, які визначають можливість відриву компаунда від стінок корпусу конденсатора.

Ключові слова: компаунд, конденсатор, герметичність, тиск, напруження, міцність.

A.G. VOZNYAK, V.P. ROYZMAN
Khmelnitsky National University

RESEARCH INFLUENCE ADVANCED PRESSURE ON FUNCTIONAL OPERABILITY FILM CAPACITORS

An analysis of the conditions of the operation of film capacitors shows that, in addition to the contact pressure acting on the boundary of the compound with the shell, the leakproofness of the moisture protection unit is also adversely affected by the excess pressure of air at a temperature of 100 °C located inside the condenser. When investigating the effect of this factor on the functional capacity of film capacitors, it should be noted that the temperature of 100 °C corresponds not only to one of the polymerization modes of the compound, but also to the maximum value of the temperature difference of the thermocycles. Therefore, the effect of excess air pressure should be studied both during the polymerization stage and after its completion in the tests. Taking into account the above, studies of the effect of excess internal air pressure on the tightness of capacitors at the testing stage (in terms of thermocycling) were conducted, when the processes of polymerization of the compound and the formation of adhesive bonds between the compound, the output and the body have already been completed. In this case, the effect of excess pressure of air at a temperature of +100 °C in the axial (on the partition and compound cylinder) and radial (on the walls of the body of the condenser) directions.

Keywords: compound, capacitor, hermeticity, pressure, tension, strength.

Аналіз умов експлуатації плівкових конденсаторів показує, що крім контактного тиску, який діє на межі розділу компаунда з оболонкою, на герметичність вузла вологозахисту негативно впливає ще й надлишковий тиск повітря при температурі 100 °С, який знаходиться всередині конденсатора. При дослідженні впливу цього фактору на функціональну роботоздатність плівкових конденсаторів потрібно вказати, що температура 100 °С відповідає не тільки одному з режимів полімеризації компаунда, а й максимальному значенню перепаду температур термоциклів. Тому вплив надлишкового тиску повітря повинен бути вивчений як на етапі полімеризації, так і після його завершення при випробуваннях.

Враховуючи викладене, були проведені дослідження впливу надлишкового внутрішнього тиску повітря на герметичність конденсаторів на етапі випробувань (в умовах термоцикловання), коли процеси полімеризації компаунда і утворення адгезійних зв'язків між компаундом, виводом і корпусом вже завершені. При цьому розглядалася дія надлишкового тиску повітря при температурі + 100 °С в осьовому (на перегородку і компаундний циліндр) і радіальному (на стінки корпусу конденсатора) напрямках.

Розглянемо більш детально результати таких випробувань.

1. Модель взаємодії елементів

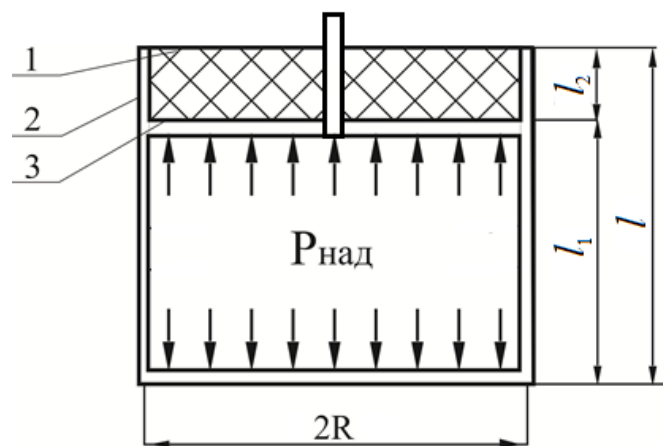
конденсатора при дії надлишкового тиску в осьовому напрямку.

Будемо вважати, що надлишковий тиск повітря повністю передається на компаундний циліндр. При цьому нехтуємо тим фактом, що перегородка може чинити опір такій дії повітря.

Схема взаємодії елементів конденсатора – компаунда, виводу та корпусу в осьовому напрямку показані на рис. 1.

Оскільки на етапі випробувань процес утворення адгезійних зв'язків між матеріалами компаунда, виводу і корпусу вже завершено, то опір виштовхування компаундного циліндра з корпусу, який може статися від дії розігрітого надлишкового тиску в осьовому напрямку, будуть надавати сили адгезії K_1 між компаундом і виводом і K_2 компаундом і корпусом.

Вирази для цих сил мають вигляд:



1 – компаунд; 2 – оболонка; 3 – перегородка
Рис. 1. Схема взаємодії елементів конденсатора – компаунда, виводу та корпусу в осьовому напрямку

$$K_1 = \pi \cdot d_1 \cdot l_2 \cdot \tau_{1адг}, \quad (1)$$

$$K_2 = \pi \cdot d_2 \cdot l_2 \cdot \tau_{2адг}, \quad (2)$$

де l_2 – висота поверхні контакту компаунда з виводом і корпусом; d_1 – діаметр виводу; d_2 – діаметр внутрішньої поверхні корпусу; $\tau_{1адг}$ та $\tau_{2адг}$ – граничні дотичні напруження, які відповідають руйнуванню адгезійних зв'язків між матеріалами виводу і компаунду та корпусу і компаунду відповідно.

Для плівкового конденсатора, що розглядається, $l_2 = 0,5$ см; $d_1 = 0,1$ см; $d_2 = 5,4$ см, а значення граничних дотичних напружень $\tau_{1адг} = 14,7$ МПа і $\tau_{2адг} = 12,3$ МПа [1].

Сила надлишкового тиску повітря визначається з формули

$$K = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4} \cdot P_{над} \quad (3)$$

де $P_{над}$ – надлишковий тиск повітря при температурі 100 °С.

$$P_{над} = P_2 - P_1 = \frac{T_2}{T_1} \cdot P_1 - P_1 = 0,023 \text{ МПа},$$

де P_1, P_2 – тиск повітря при нормальній температурі навколишнього середовища T_1 і температурі T_2 полімеризації компаунда за Кельвіном відповідно.

Умову, відповідно до якої сили адгезії перешкоджають негативній дії надлишкового внутрішнього тиску повітря при температурі 100 °С, може бути записано у вигляді

$$K < K_1 + K_2. \quad (4)$$

Підставляючи відповідні значення параметрів у формули (1)–(3) отримуємо величини сил адгезії та надлишкового тиску:

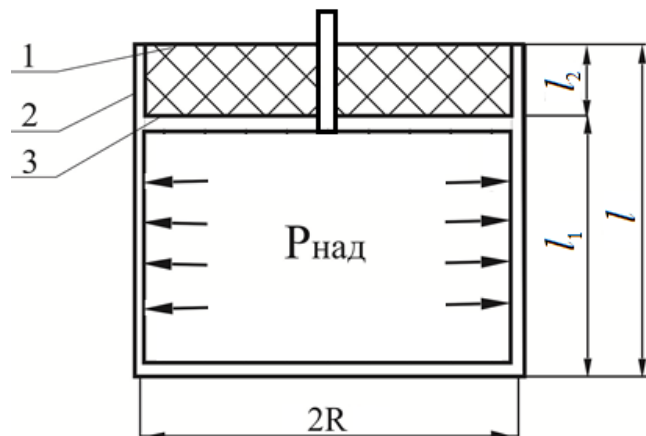
$$\begin{aligned} K &= 0,61 \text{ МПа}, \\ K_1 &= 2,31 \text{ МПа}, \\ K_2 &= 103,95 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Дійсно, умова (4) виконується з великим запасом і дія надлишкового тиску повітря в осьовому напрямку при температурі 100 °С на етапі випробувань не може бути причиною розгерметизації вузла вологозахисту.

2. Модель взаємодії елементів конденсатора при дії надлишкового тиску в радіальному напрямку

Для визначення можливості відриву стінки конденсатора від компаунда був проведений розрахунок конденсатора як циліндричної оболонки під дією надлишкового внутрішнього тиску $P_{над}$.

Нехай R – серединний радіус оболонки, h – товщина стінки, інші розміри вказані на рис. 2.



1 – компаунд; 2 – оболонка; 3 – перегородка

Рис. 2. Схема взаємодії елементів конденсатора – компаунда, виводу та корпусу в осьовому напрямку

Спочатку розглянемо деформацію частини корпусу, яка знаходиться під перегородкою. Для цього умовно виріжемо з циліндричної оболонки елементарний сектор, обмежений двома площинами, під кутом $d\theta$, як показано на рис. 3.

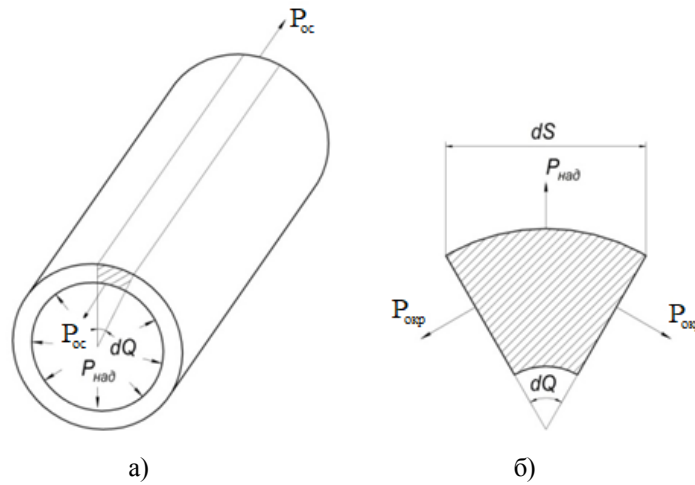


Рис. 3. Схема циліндричної оболонки (а) та її елементарного сектора (б)

Нехай $P_{ос}$ – осьове зусилля, обумовлене присутністю дна в оболонці, $P_{окр}$ – окружне зусилля. Оскільки $dS = R d\theta$, то прийнявши $dS = 1$, отримаємо $d\theta = 1/R$. Тоді рівнодіюча $P_{окр}$ осьового зусилля в радіальному напрямку дорівнює: $P_{окр} \cdot d\theta = P_{окр} / R$.

Сумарна інтенсивність навантаження на сектор в радіальному напрямку буде визначатися так:

$$P_1 = P_{над} - \frac{P_{окр}}{R} \tag{5}$$

Представимо розрахункову схему сектора циліндричної оболонки (рис. 4) під дією навантажень P_1 та $P_{ос}$.

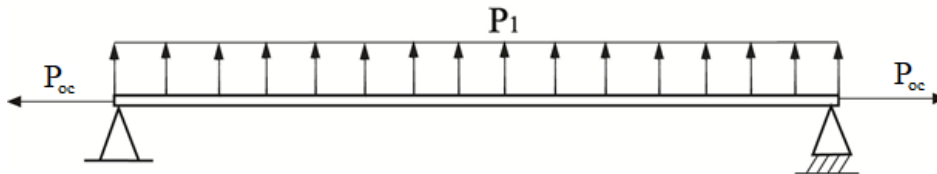


Рис. 4. Розрахункова схема сектора циліндричної оболонки

Розглянемо диференціальне рівняння для прогину циліндричної оболонки:

$$D \cdot \frac{d^4 W}{dz^4} + P_{ос} \cdot \frac{d^2 W}{dz^2} = P_1, \tag{6}$$

де вісь z збігається з геометричною віссю корпусу конденсатора і має початок в центрі нижнього перерізу компаундного циліндра; W – деформація серединної поверхні циліндричної оболонки.

З урахуванням (5) рівняння (6) набуває вигляду

$$D \cdot \frac{d^4 W}{dz^4} + P_{ос} \cdot \frac{d^2 W}{dz^2} = P_{над} - \frac{P_{окр}}{R}. \tag{7}$$

При цьому $P_{ос} = \sigma_1 h$, $P_{окр} = \sigma_2 h$, де σ_1 , σ_2 – нормальні напруження в поперечному і меридіональному перетинах оболонки в її серединній поверхні.

Лінійна відносна деформація серединної поверхні оболонки в напрямку дотичної до кола її поперечного перетину визначається так:

$$\epsilon_2^0 = \frac{2\pi \cdot (R + W) - 2\pi R}{2\pi R} = \frac{W}{R}. \tag{8}$$

Згідно з законом Гука для плоского напруженого стану [2], відносна деформація ε_2^0 визначається так:

$$\varepsilon_2^0 = \frac{1}{Eh} \cdot (P_{окр} - \mu P_{ос}). \quad (9)$$

Прирівнюючи (8) і (9), отримаємо

$$\frac{W}{R} = \frac{1}{Eh} \cdot (P_{окр} - \mu P_{ос}), \quad (10)$$

звідси знаходимо співвідношення

$$P_{окр} = \frac{W}{R} \cdot E \cdot h + \mu \cdot P_{ос}. \quad (11)$$

Підставляючи цей вираз в диференціальне рівняння (7), воно набуває вигляду

$$D \cdot \frac{d^4 W}{dz^4} + P_{ос} \cdot \frac{d^2 W}{dz^2} = P_{над} - \frac{W}{R^2} \cdot E \cdot h - \mu \cdot \frac{P_{ос}}{R}. \quad (12)$$

яке можна записати в такому вигляді

$$D \cdot \frac{d^4 W}{dz^4} + P_{ос} \cdot \frac{d^2 W}{dz^2} + \frac{W}{R^2} \cdot E \cdot h + \mu \cdot \frac{P_{ос}}{R} = P_{над}, \quad (13)$$

$$P_{ос} = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot P_{над}}{2\pi R} = \frac{R \cdot P_{над}}{2}. \quad (14)$$

З урахуванням (14) рівняння (13) можна представити у вигляді

$$D \cdot \frac{d^4 W}{dz^4} + \frac{P \cdot R}{2} \cdot \frac{d^2 W}{dz^2} + \frac{W}{R^2} \cdot E \cdot h = P_{над} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{r}\right). \quad (15)$$

Вплив осьового зусилля, який враховується другим членом в рівнянні (15), відносно невеликий. Відкинувши його, можна значно спростити розрахунки.

Перепишемо рівняння у вигляді: $D \cdot \frac{d^4 W}{dz^4} + \frac{W}{R} \cdot E \cdot h = P_{над} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{2}\right)$.

Оскільки для типорозмірів оболонок, які розглядаються, $\beta l > 3$, то їх можна вважати довгими. Тому при розрахунках будемо враховувати умови закріплення таких оболонок тільки з одного кінця.

Тепер розглянемо зусилля, діючі на стикі корпусу з компаундом (рис. 5).

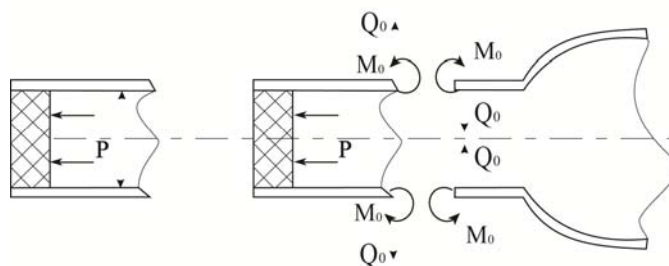


Рис. 5. Схема зусиль, які діють на стикі корпусу і компаунда

Рішення рівняння (7) представимо у вигляді:

$$W(z) = \frac{P_{над} \cdot R^2}{E \cdot h} + e^{-\beta z} (C_1 \cdot \cos \beta z + C_2 \cdot \sin \beta z). \quad (16)$$

Оскільки при $z = 0$, переміщення W дорівнює 0, то $C_1 = C_2 = -\frac{P_{\text{над}} \cdot R^2}{E \cdot h}$, тоді рівняння (16) набуває вигляду:

$$W(z) = \frac{P_{\text{над}} \cdot R^2}{E \cdot h} \cdot [1 - e^{-\beta z} (\cos \beta z + \sin \beta z)], \quad (17)$$

а його друга похідна

$$W''(z) = 2 \cdot \beta^2 \cdot e^{-\beta z} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z) \cdot \frac{P_{\text{над}} \cdot R^2}{E \cdot h}. \quad (18)$$

Враховуючи формулу для визначення згинального моменту $M(z)$ в перерізі з координатою z та (18), він буде в даному випадку мати вигляд

$$M(z) = 2 \cdot \beta^2 \cdot \frac{P_{\text{над}} \cdot R^2}{E \cdot h} \cdot e^{-\beta z} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z) \cdot D. \quad (19)$$

Оскільки

$$M(0) = 2 \cdot \beta^2 \cdot \frac{P_{\text{над}} \cdot R^2}{E \cdot h} \cdot D, \quad (20)$$

то (19) набуває вигляду:

$$M(z) = \frac{P_{\text{над}}}{2 \cdot \beta^2} \cdot e^{-\beta z} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z). \quad (21)$$

Перерізуюча сила $Q(z) = dM(z)/dz$, з урахуванням (21) буде визначатися як

$$Q(z) = \frac{P_{\text{над}}}{2 \cdot \beta^2} \cdot (-2 \cdot \beta \cdot \cos \beta z) \cdot e^{-\beta z} = -\frac{P_{\text{над}}}{\beta} \cdot e^{-\beta z} \cos \beta z. \quad (22)$$

В закріпленні сектора циліндричної оболонки, вона виражається як

$$Q(0) = -\frac{P_{\text{над}}}{\beta}. \quad (23)$$

Тепер розглянемо кільце, по якому корпус контактує з компаундом. Як його розрахункову схему розглядаємо циліндричне кільце завдовжки l_2 , умовно вирізане з корпусу (рис. 6). Кільце знаходиться під дією радіальних зусиль інтенсивністю Q_0 і згинального моменту інтенсивністю M_0 . Під дією цих навантажень в кільці виникає радіальне переміщення W і поворот на кут φ навколо центру ваги осевого перерізу стінки корпусу.

Як видно з рис. 6, радіальне переміщення W в точці Z визначається з виразу (z)

$$W = W_0 + z \cdot \text{tg} \varphi \approx W_0 + z \cdot \varphi, \quad (24)$$

Відносне видовження в окружному напрямку дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{W}{R} = \frac{W_0}{R} + z \cdot \frac{\varphi}{R}. \quad (25)$$

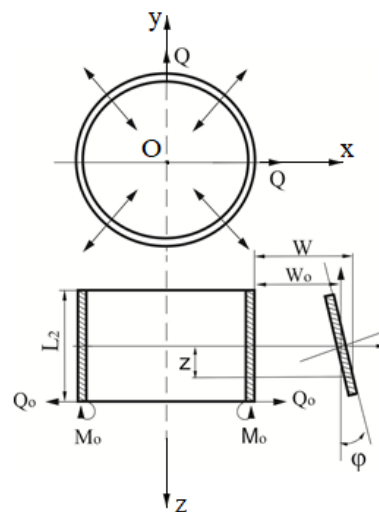


Рис. 6. Схема деформацій кільця циліндричної оболонки, яке контактує з компаундом

Розглянемо деформацію кільця окремо під дією радіального зусилля Q_0 (рис. 7, а) та згинального моменту M_0 (рис. 7, б).

Враховуючи симетрію кільця, як його розрахунковою моделлю може бути обрано півкільце, як показано на рис. 7.

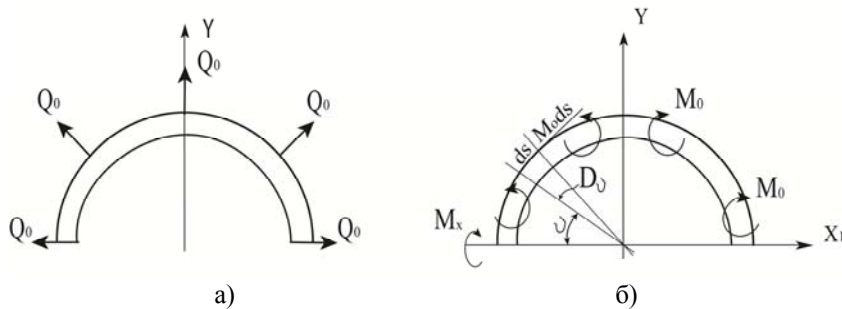


Рис. 7. Схема навантаження півкільця радіальним зусиллям Q_0 (а) та згинальним моментом M_0 (б)

З умови рівноваги радіальних сил Q_0 отримаємо вираз для визначення внутрішньої радіальної сили N :

$$N = Q_0 \cdot R. \tag{26}$$

З умови рівноваги згинальних моментів відносно осі x $\sum M_{x1} = 0$ отримуємо

$$2 \cdot M - \int_0^\pi M_0 \cdot dS \cdot \sin \varphi = 0. \tag{27}$$

Оскільки $ds = R d\varphi$, з (27) знаходимо, що

$$M = M_0 \cdot R, \tag{28}$$

де M – згинальний момент, який діє в поперечному перерізі кільця.

Відносне видовження кільця в окружному напрямку від навантаження по його зовнішньому контуру визначається так

$$\varepsilon = \frac{N \cdot q}{E \cdot F} + \frac{M_x}{E \cdot I_x} \cdot y, \tag{29}$$

де F – площа поперечного перерізу кільця, I_x – осьовий момент інерції кільця.

Відповідна деформація від контактних зусиль визначається як

$$\varepsilon_k = \frac{N \cdot q}{E \cdot F} = \frac{q_k \cdot R}{E \cdot F}. \tag{30}$$

З умови сумісності деформацій $\varepsilon = \varepsilon_k$. З урахуванням (26) та (28) отримуємо формулу для визначення контактних зусиль та тиску

$$q_k = \frac{P_{над}}{\beta} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot y}{\beta \cdot l_1^2} \right), \tag{31}$$

$$P_k = \frac{q_k}{l_2}. \tag{32}$$

Формула (31) дозволяє провести оцінку міцності на відрив стінки конденсатора від компаунда під дією внутрішнього надлишкового тиску повітря, встановити ступінь впливу q_k в порівнянні з іншими факторами.

3. Результати розрахунків впливу надлишкового тиску на відрив компаунда від стінки корпусу конденсатора

З метою вирішення задачі було проведено комплекс розрахункових досліджень для трьох типорозмірів конденсаторів, які відрізняються радіусом R оболонки.

Значення параметрів конденсаторів при $\mu = 0,32$ наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Значення параметрів досліджуваних конденсаторів

| Параметри конденсатора | Одиниця виміру | Значення параметрів конденсатора | | |
|--|----------------|----------------------------------|----------|----------|
| | | $i = 1$ | $i = 2$ | $i = 3$ |
| R | см | 1,675 | 2,205 | 2,725 |
| $\beta_i = \frac{\sqrt[4]{3 \cdot (1 - \mu^2)}}{\sqrt{R \cdot h}}$ | 1 / см | 4,42648 | 3,857995 | 3,470424 |

Проведено розрахунки величин q_k і P_k , які визначають можливість відриву компаунда від стінок корпусу конденсатора, отриманих за формулами (31) та (32) для трьох типорозмірів конденсаторів. При розрахунках використовувалися такі числові значення сталих величин: $h = 0,05$ см; $l_2 = 0,5$ см. Порівняння величин максимальних зусиль на відрив стінки корпусу конденсатора від компаунда ($P_{k|y=\frac{l_2}{2}}$), які виникають внаслідок дії надлишкового внутрішнього тиску повітря і їх порівняння з величинами адгезійних ($\sigma_{\text{адг}} = 12,3 \text{ Н/м}^2$) напружень і контактних тисків на межі "компаунд-корпус" (величина P_{2k} має порядок 10 МПа), дозволили зробити висновок про несуттєвий вплив цього зусилля на герметичність вузла вологозахисту плівкових конденсаторів.

Висновки

Дія надлишкового внутрішнього тиску повітря на етапі випробувань при температурі $+100$ °С як в осьовому, так і в радіальному напрямках не може бути причиною розгерметизації вузла вологозахисту плівкових конденсаторів, якщо закінчилось утворення адгезійних зв'язків між компаундом і стінками корпусу, а також між компаундом і виводом.

Література

1. Галушко А.И. Определение внутренних напряжений и физико-механических свойств некоторых компаундов / А.И. Галушко, Л.Ф. Чувилина // Обмен опытом в радиопромышленности. – 1968. – № 6.
2. Погорелов В.И. Строительная механика тонкостенных конструкций / В.И. Погорелов. – БХВ-Петербург, 2007. – 528 с.

References

1. Galushko A.I. Opredelenie vnytnnykh napryazheniy i fiziko-mehnicheskikh svoystv nekotorykh kompaundov / A.I. Galushko, L.F. Chuvilina // Obmen oputom v radiopromushlenosti. – 1968. – №6.
2. Pogorelov V.I. Stroitel'naya mehanika tonkostennuh konstrukciy / V.I. Pogorelov. – BHV – Peterburg, 2007. – 528 p.