

ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ВЗАЄМОДІЇ КОМПАУНДА З ВИВОДОМ І ОБОЛОНКОЮ ТА РОЗРОБКА ОПТИМАЛЬНОГО ПРОФІЛЮ КОМПАУНДУ В РІЗНИХ КОНСТРУКЦІЯХ ГЕРМОВУЗЛІВ ТОНКОПЛІВКОВИХ КОНДЕНСАТОРІВ

В роботі розроблені та досліджені математичні моделі взаємодії компаунда з виводом та оболонкою в різних конструкціях гермовузлів тонкоплівкових та електролітичних конденсаторів. Зроблено порівняльний аналіз різних конструкцій гермовузлів конденсаторів. Внесені рекомендації щодо підвищення надійності конденсаторів.

Ключеві слова: гермовузол, тонкоплівковий конденсатор, компаунд, адгезійний зв'язок, контактний тиск.

In paper mathematical models of cooperation of compound with the outlet and jacket in different constructions of hermeneutic knots of thin-film and electrolytic capacitors are developed and investigated. The comparative analysis of different designs of hermeneutic knots of capacitors has been made. Recommendations on raise of reliability of capacitors have been brought in.

Keywords: tight junction, thin-film capacitor, compound, adhesive bond, contact pressure.

Постановка проблеми. В сучасній радіоелектронній апаратурі велику питому вагу відносно всіх радіоелементів становлять конденсатори. Серед них найбільш чутливими до впливу дестабілізуючих факторів є тонкоплівкові та електролітичні конденсатори з вузлом вологозахисту, що герметизується компаундом, наприклад конденсатори К78-3, К50-16, К50-38 (рис. 1). Найбільш поширеним дефектом таких конденсаторів є розгерметизація їх вузлів вологозахисту, внаслідок відшарування компаунду від корпусу та виводу, розтріскування компаунду та його виштовхування з корпусу. Причинами цього можуть бути як експлуатаційні фактори: механічні uszkodження, термоудари (різка зміна температури), так і фактори, що виникають на етапі виробництва: конструкторські та технологічні.

Аналіз останніх досліджень. Багато досліджень проводилося по вибору герметизуючих компаундів для вузлів вологозахисту з урахуванням їх фізико-механічних властивостей. Однак майже не розглядалися питання взаємодії герметизуючих компаундів з елементами конструкції конденсаторів виводами та захисними металевими оболонками.

Постановка завдання. В даній статті розглядаються саме фактори, що впливають на міцність та герметичність вузла вологозахисту, які виникають на етапі виробництва, а саме при полімеризації компаунда.

При полімеризації цього компаунда, що проходить при температурі 100 °С, стакан, вивід та компаунд, нагріваючись до цієї температури, вільно розширюються. Після полімеризації, при вистиганні, ці деталі вже не можуть звужуватись незалежно одна від одної, і з цієї причини на границі компаунд-оболонка та компаунд вивід виникає контактна взаємодія (натяг), що втягує оболонку конденсатора в середину та стискає вивід. Виникаюча контактна взаємодія може бути направлена як на відрив контактуючих поверхонь різних матеріалів, так і на їх притискання. В подальшому цю взаємодію, узагальнюючи, будемо називати контактним тиском.

Якщо цей контактний тиск діє на відрив компаунда від оболонки або виводу і його значення перевищить значення адгезії матеріалів, що з'єднуються, то виникне відшарування та розгерметизація. При надмірному тиску на вивід може виникати розтріскування компаунду, що також призведе до розгерметизації.

Щоб розглянути взаємодію матеріалів, контактуючих у вузлі вологозахисту, була розроблена математична модель, в якій тонкостінний алюмінієвий стакан 3 (рис. 1) приймається за циліндричну оболонку, навантажену по частині її довжини (або по всій довжині) розподіленим контактним тиском і далі розглядається деформація цієї оболонки. Можна розглядати на міцність та жорсткість компаундний циліндр 2 (рис. 1) або диск, що знаходиться під дією того ж самого за величиною але протилежного за знаком тиску. Сумісну взаємодію компаунда з оболонкою та виводом можна розглянути і по схемі тришарових циліндрів, навантажених контактним тиском на границі розділу метала і компаунда.

Самі ж значення контактного тиску можуть бути знайдені з умови сумісності деформації контактуючих поверхонь компаунда і оболонки компаунда і виводу.

Аналіз конструкції конденсатора (рис. 1) дозволяє припустити, що наявність текстолітової перегородки утворює додаткову колоду опору і тим самим як би вкорочує довжину оболонки (десь у 8–10 разів), збільшуючи її жорсткість.

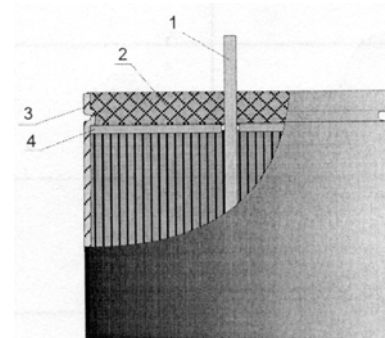


Рис. 1. Конструкція конденсатора
1 – вивід, 2 – компаунд,
3 – корпус, 4 – перегородка

Тому потрібно перевірити, чи не приведе до значного збільшення деформації оболонки в області контакту з компаундом заміна текстолітової перегородки на гумову, що не є опорою, або має значно меншу жорсткість.

Для початку розглянемо математичну модель деформації оболонки при наявності в конструкції конденсатора текстолітової перегородки.

Для цього розглянемо круглу циліндричну оболонку постійної товщини, що знаходиться під дією симетричного, відносно вісі, рівномірно розділеного по всій висоті вісі циліндра довжиною l_2 внутрішнього тиску інтенсивністю q (рис. 2). Необхідно підрахувати прогин (переміщення) серединної поверхні цієї короткої оболонки – стакана довжиною l_2 – від перегородки до вільного торця.

Відомо з [1], що задачі, пов'язані з симетричними деформаціями круглих циліндричних оболонок постійної товщини, зводяться до інтегрування диференційного рівняння:

$$\frac{d^4 y}{dz^4} + \frac{E \cdot h}{R^2 \cdot D} y = \frac{f(z)}{D}, \quad (1)$$

де $y(z)$ – радіальне переміщення точок серединної поверхні оболонки;

h – товщина оболонки;

R – радіус серединної поверхні оболонки;

E – модуль пружності матеріалу;

D – циліндрична жорсткість

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)};$$

μ – коефіцієнт Пуансона матеріалу;

$f(z)$ – розподілене навантаження, прикладене до серединної поверхні оболонки; в нашому випадку будемо вважати, що $f(z) = q = const$, тобто не будемо приймати до уваги можливої нерівномірності контактного тиску по довжині контактуючої поверхні.

Тоді задача зводиться до знаходження функції $y(z)$, що є рішенням рівняння:

$$\frac{d^4 y}{dz^4} + \frac{Eh}{R^2 D} y = \frac{q}{D}. \quad (2)$$

Для однозначного визначення цієї функції необхідно вказати граничні умови на краях оболонки. Сумістимо початок координат з лівим кінцем гермовузла оболонки, а вісь OZ – з віссю симетрії циліндра.

Так як на лівому кінці гермовузла оболонки є дно у вигляді текстолітової перегородки, то, вважаючи його защемленням оболонки, в точці $Z=0$ радіальне переміщення і кут повороту точок серединної поверхні рівні нулеві.

Враховуючи вирази для згинального моменту M та перерізуючої сили Q :

$$M = \frac{d^2 y}{dz^2} D, \quad Q = \frac{d^3 y}{dz^3} D$$

і вважаючи стакан оболонкою, защемленою на лівому кінці, де стоїть текстолітова перегородка $z=0$, запишемо граничні умови в вигляді:

$$\begin{cases} y_{z=0} = 0 \\ \frac{dy}{dz}_{z=0} = 0 \end{cases}, \quad (3)$$

а на вільному кінці, де $z=l_2$

$$\begin{cases} \frac{d^2 y}{dz^2}_{z=l_2} = 0 \\ \frac{d^3 y}{dz^3}_{z=l_2} = 0 \end{cases}. \quad (4)$$

Задача знаходження прогину точок серединної поверхні циліндричної оболонки зводиться до знаходження частинного розв'язку рівняння (2), що вдовольняє граничним умовам (3), (4).

Вводячи позначення:

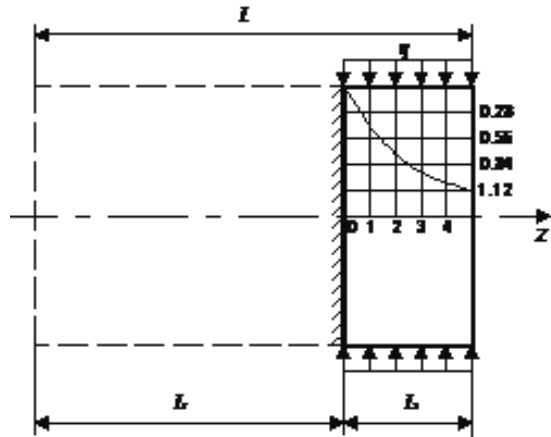


Рис. 2. Залежність переміщень серединної поверхні короткої оболонки по її довжині

$$4\beta^4 = \frac{Eh}{R^4 D} = \frac{12(1-\mu^2)}{R^2 h^2}, \quad (5)$$

ми можемо представити рівняння (2) в спрощеному вигляді:

$$\frac{d^4 y}{dz^4} + 4\beta^4 y = \frac{q}{D}. \quad (6)$$

Це лінійне неоднорідне рівняння четвертого порядку з постійними коефіцієнтами. Загальне рішення цього рівняння являє собою суму двох рішень рівняння y_0 однорідного рівняння, що відповідає (6), та часткового рішення y_1 рівняння (6).

$$y = y_0 + y_1$$

Оскільки права частина рішення – величина постійна, то часткове рішення (6) являє собою багаточлен нульового ступеня:

$$y_1 = \frac{q}{4\beta^4 D},$$

а y_0 отримаємо, розв'язавши однорідне рівняння:

$$\frac{d^4 y_0}{dz^4} + 4\beta^4 y_0 = 0. \quad (7)$$

Рішенням цього рівняння буде вираз:

$$y_0 = C_1 k_0(\beta z) + C_2 k_1(\beta z) + C_3 k_2(\beta z) + C_4 k_3(\beta z), \quad (8)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 – довільні сталі, що визначаються з чотирьох граничних умов (2.4); k_0, k_1, k_2, k_3 – функції Крилова від аргументу βz , що визначаються виразами:

$$k_0 = \frac{1}{2}(e^{\beta z} + e^{-\beta z}) \cos \beta z; \quad k_1 = \frac{1}{4}[(e^{\beta z} + e^{-\beta z}) \sin \beta z + (e^{\beta z} - e^{-\beta z}) \cos \beta z];$$

$$k_2 = \frac{1}{4}(e^{\beta z} - e^{-\beta z}) \sin \beta z; \quad k_3 = \frac{1}{8}[(e^{\beta z} + e^{-\beta z}) \sin \beta z - (e^{\beta z} - e^{-\beta z}) \cos \beta z].$$

Загальне рішення неоднорідного рівняння (6) прийме вигляд:

$$y = C_1 k_0(\beta z) + C_2 k_1(\beta z) + C_3 k_2(\beta z) + C_4 k_3(\beta z) + \frac{q}{4\beta^4 D}. \quad (9)$$

Визначивши довільні сталі C_1, C_2, C_3, C_4 з умов (2.4), отримаємо кінцевий вираз для прогину:

$$y(z) = 4\delta \frac{\overline{k_1^2 + k_0 k_2}}{k_0^2 + 4k_1 k_3} k_2(\beta z) - 4\delta \frac{\overline{k_0 k_1 + 4k_2 k_3}}{k_0^2 + 4k_1 k_3} k_3(\beta z) + \delta [1 - k_0(\beta z)], \quad (10)$$

де $\delta = \frac{q}{4\beta^4 D}$; $k_i(\beta l_2) = \overline{k_i}$, $i = 0, 1, 2, 3$.

Іншим варіантом може бути конструкція гермовузла конденсатора в якому текстолітова перегородка замінена на гумову (або взагалі відсутня), тобто не обмежує переміщення оболонки конденсатора (рис. 3).

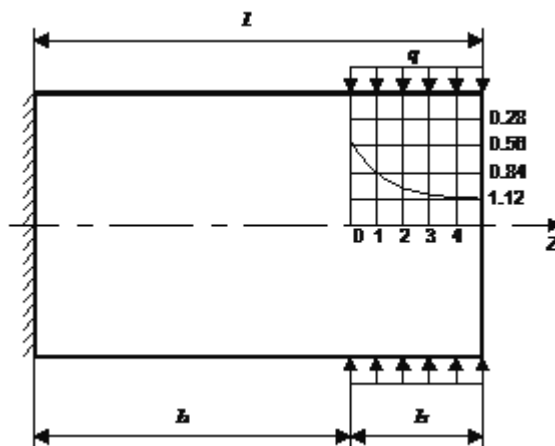


Рис. 3. Залежність переміщень серединної поверхні довгої оболонки від її довжини

Розглянемо круглу циліндричну оболонку постійної товщини з днищем на лівому кінці (рис. 3). На

правому кінці оболонки по довжині l_2 розподілений внутрішній тиск інтенсивністю q .

Розрахунок точок прогину серединної поверхні циліндричної оболонки зводиться, як і в попередньому випадку, до розв'язку диференційного рівняння (1).

Якщо початок координат сумістити з дном оболонки (жорстке заземлення), а вісь OZ з віссю симетрії циліндра то функція розподіленого навантаження, прикладеного до серединної поверхні оболонки може бути записана в вигляді:

$$f(z) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq z \leq l_1 \\ q & \text{при } l_1 \leq z \leq l \end{cases}$$

де $l_1 + l_2 = l$.

Або за допомогою одиничної функції:

$$\eta = \begin{cases} 0 & \text{при } z \leq 0 \\ 1 & \text{при } z \geq 0 \end{cases}$$

Таким чином диференційне рівняння (1) можна переписати в вигляді:

$$\frac{d^4 y}{dz^4} + 4\beta^4 y = \frac{q}{D} \eta(z - l_1) - \frac{q}{D} \eta(z - l). \quad (11)$$

Граничні умови на краях оболонки для даного типу конструкції (дно оболонки зліва – жорстке заземлення, з права – вільний торець) можна записати наступним чином:

$$\begin{cases} y_{z=0} = 0 \\ \frac{dy}{dz}_{z=0} = 0 \end{cases}, \quad (12)$$

$$\begin{cases} \frac{d^2 y}{dz^2}_{z=l} = 0 \\ \frac{d^3 y}{dz^3}_{z=l} = 0 \end{cases}. \quad (13)$$

Задача зводиться до розв'язку рівняння (11), при граничних умовах (12), (13).

Знайшовши всі необхідні похідні виразу (11), та визначивши довільні сталі C_1, C_2, C_3, C_4 , розв'язок рівняння матиме вигляд:

$$\begin{aligned} y(z) = & 4\delta \frac{\bar{k}_1 k_1 (\beta(l-l_1)) - \bar{k}_0 k_2 (\beta(l-l_1))}{k_0^2 + 4\bar{k}_1 k_3} k_2(\beta z) - \\ & - 4\delta \frac{\bar{k}_0 k_1 (\beta(l-l_1)) - 4\bar{k}_3 k_2 (\beta(l-l_1))}{k_0^2 + 4\bar{k}_1 k_3} k_3(\beta z) + \\ & + \delta [1 - k_0(\beta(z-l_1))] \alpha(z-l_1) - \delta [1 - k_0(\beta(z-l))] \eta(z-l) \end{aligned}, \quad (14)$$

де $\delta = \frac{q}{4\beta^4 D}$; $k_i(\beta l) = \bar{k}_i$, $i = 0, 1, 2, 3$.

По формулах (10) та (14) був проведений розрахунок серединної поверхні, відповідно короткої (з наявністю текстолітової перетинки) та довгої (без неї) циліндричних оболонок у вказаних на рисунках (1), (2) точках при наступних числових значеннях геометричних розмірів оболонки, які відповідають конденсаторові К78-3:

$$l = 50 \text{ мм}, \quad l_2 = 5 \text{ мм}, \quad h = 0,2 \text{ мм}, \quad R = 16,9 \text{ мм}.$$

Матеріал оболонки – алюмінієвий сплав АД1, для якого $E = (0,71 - 0,74)10^6 \text{ кг/см}^2$.

Результати розрахунків приведені у вигляді графіків на рисунках (1), (2), де вигин $y(z)$ виражається у відносних одиницях:

$$\delta = \frac{q}{4\beta^4 D}. \quad (15)$$

Порівняння результатів розрахунків (графіків) показує, що різниця в прогинах розглянутих оболонок суттєва лише на невеликому 0,2 мм проміжку поблизу перетинки, де різко відчутний вплив опори.

Про те видно, що в короткій оболонки, тобто в стакані з перетинкою відшарування може початись біля перетинки, а далі за сприятливих умов розповсюдиться по всіх областях компаунда.

На основі даного порівняльного аналізу можна зробити наступний висновок – чим більш гнучкою

буде оболонка, тим легше вона піде за компаундом (при охолодженні гермовузла) і тим меншим буде контактний тиск на відрив.

Одним з шляхів підвищення надійності таких конденсаторів є оптимізація конструкції вузла вологозахисту, що полягає в розробці оптимального профілю герметизуючого компаунду. То ж розглянемо таку реалізацію – розробку оптимального профілю герметизуючого компаунду (рис. 4) шляхом переходу від тришарового циліндра до двох двошарових: вивід-компаунд і компаунд-оболонка, чого можна домогтися спеціальною фігурною формою заливання компаунду (або утворенням канавки) у прошарку компаунда між виводом і оболонкою, а також задача визначення оптимального розміру внутрішнього і зовнішнього радіусів канавки.

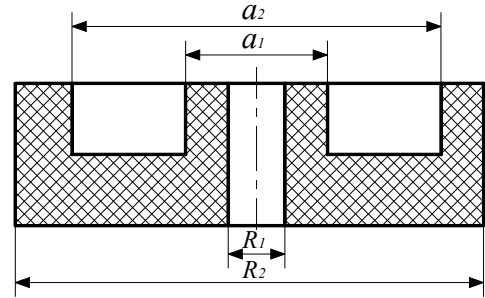


Рис. 4. Фігурна форма залитого компаунду

У якості критеріїв оптимізації розмірів (радіусів) канавки вибираються такі:

- 1) забезпечення максимально можливого розміру контактної тиску на межі вивід-компаунд;
- 2) забезпечення мінімально можливого розміру контактної тиску на межі компаунд – оболонка;
- 3) для забезпечення міцності конструкції необхідно виконання умови міцності для компаунда в обох частинах аналізованої конструкції, тобто:

$$\sigma_{\text{екв1}} < [\sigma], \quad (16)$$

$$\sigma_{\text{екв2}} < [\sigma], \quad (17)$$

де $\sigma_{\text{екв1}}$, $\sigma_{\text{екв2}}$ – еквівалентні напруження, по прийнятій теорії міцності в компаунді відповідно в з'єднаннях вивід-компаунд і компаунд-оболонка.

$[\sigma]$ – максимально допустиме напруження для компаунду, що при коефіцієнті запасу міцності $n=3$ дорівнює 150 кг/см^2 , або 15 МПа .

Крім того для забезпечення міцності адгезійного зв'язку між компаундом і корпусом, необхідно виконати умову

$$\sigma_{\text{max}}^{\text{гр}} = \sigma_{2\text{max}} \Big|_{R=R_2} \leq \frac{\sigma_{\text{адг}}}{K} \quad (18)$$

де $\sigma_{2\text{max}} \Big|_{R=R_2}$ – максимальне напруження на поверхні контакту компаунда і корпусу;

$\sigma_{\text{адг}}$ – адгезійне напруження між компаундом і корпусом, рівне 125 кг/см^2 ;

K – коефіцієнт запасу по адгезії.

Розрахункові формули для контактних тисків і напружень, характер яких визначає вибір розмірів канавки, мають вигляд [1]:

$$P_{1k} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T}{\frac{1 - 2\mu_2}{E_1} + \frac{R_1^2 (1 - 2\mu_2) + a_1^2 (1 - \mu_2)}{E_2 (a_1^2 - R_1^2)}},$$

$$P_{2k} = \frac{(\alpha_2 - \alpha_3) \Delta T}{\frac{R_2^2 (1 - 2\mu_2) + a_2^2 (1 - \mu_1)}{E_2 (R_2^2 - a_2^2)} + \frac{R_2^2 (1 - 2\mu_3) + R_3^2 (1 - \mu_3)}{E_3 (R_3^2 - R_2^2)}}, \quad (19)$$

$$\sigma_{1\text{max}} = \sigma_{1t} \Big|_{R=R_1} = \frac{P_{1k} (R_1^2 + a_1^2)}{a_1^2 - R_1^2},$$

$$\sigma_{2\text{max}} = \sigma_{2t} \Big|_{R=a_2} = -\frac{P_{2k} R_2^2}{R_2^2 - a_2^2},$$

$$\sigma_t = \sigma_{2t} \Big|_{R=R_2} = -\frac{P_{2k} (R_2^2 + a_2^2)}{R_2^2 - a_2^2},$$

де фізико-механічні характеристики E , μ , α – відповідно модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу виводу мають індекс 1, компаунда – 2, матеріалу корпусу – 3;

ΔT – перепад температур, R_1 – радіус виводу, R_2 – внутрішній радіус корпусного стакану, R_3 – зовнішній радіус корпусного стакану, σ_t – окружне напруження.

Для визначення технічно задовільних радіусів канавки розглядається практичне забезпечення

виконання поставлених умов. З цією метою розраховані значення за формулами (19) і побудовані графіки залежностей контактних тисків і максимального напруження в системі "вивід – компаунд" від внутрішнього радіуса канавки (a_1).

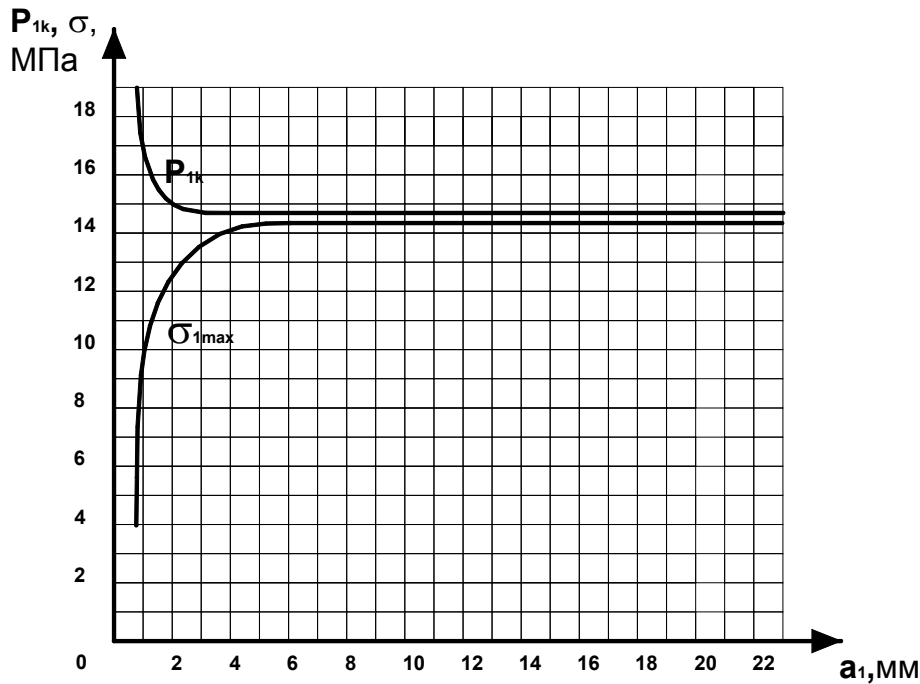


Рис. 5. Графіки залежності тиску P_{1k} і напруження σ_{1max} від внутрішнього радіуса канавки

З графіків видно, що при малих значеннях a_1 на порівняно невеличкій ділянці (до 4 мм) відбувається інтенсивне зростання P_{1k} і падіння σ_{1max} , а при зростанні a_1 до нескінченності обидві функції прямують до однієї і тієї ж самої межі:

$$\lim \sigma_{1max} = \lim P_{1k} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T}{\frac{1 - 2\mu_1}{E_1} + \frac{1 - 2\mu_2}{E_2}} \quad (20)$$

Тому технічно задовільним можна вважати значення внутрішнього радіуса канавки, що складає не менше 2,5 мм, це зручно з технологічної, економічної й інших точок зору, наприклад $a_1 = 2,5-10$ мм.

При цьому контактний тиск і максимальні напруження приймають такі значення:

при $a_1 = 2,5$ мм, $P_{1k} = 137,8$ кг/см², $\sigma_{1max} = 149,3$ кг/см²;

при $a_1 = 10$ мм, $P_{1k} = 144,4$ кг/см², $\sigma_{1max} = 145,2$ кг/см²;

тобто при товщині прошарку компаунда коло виводу 2,5-9,5 мм виконується нерівність (16), а розмір контактного тиску складає 95–99 % від максимально можливого значення.

Нами були розглянуті три типорозміри конденсаторів (табл. 1)

Таблиця 1

Типорозміри конденсаторів

№	Типорозмір конденсатора	Радіус виводу, мм	Зовнішній радіус компаунду, мм	Зовнішній радіус оболонки, мм
1	K78-3	0,5	16,5	17
2	K50-16	0,5	21,8	22,3
3	K50-38	0,5	27	27,5

Для цих трьох типорозмірів конденсаторів були побудовані графіки залежності контактного тиску (P_{2k}) і напружень (σ_{2max}) від зовнішнього радіуса канавки, що представлені на рис. 6 (а, б, в). Аналіз графіків показує, що із зростанням a_2 , тобто зі зменшенням товщини шару компаунда біля корпусу, зменшується по абсолютній величині тиск та різко збільшуються значення напружень.

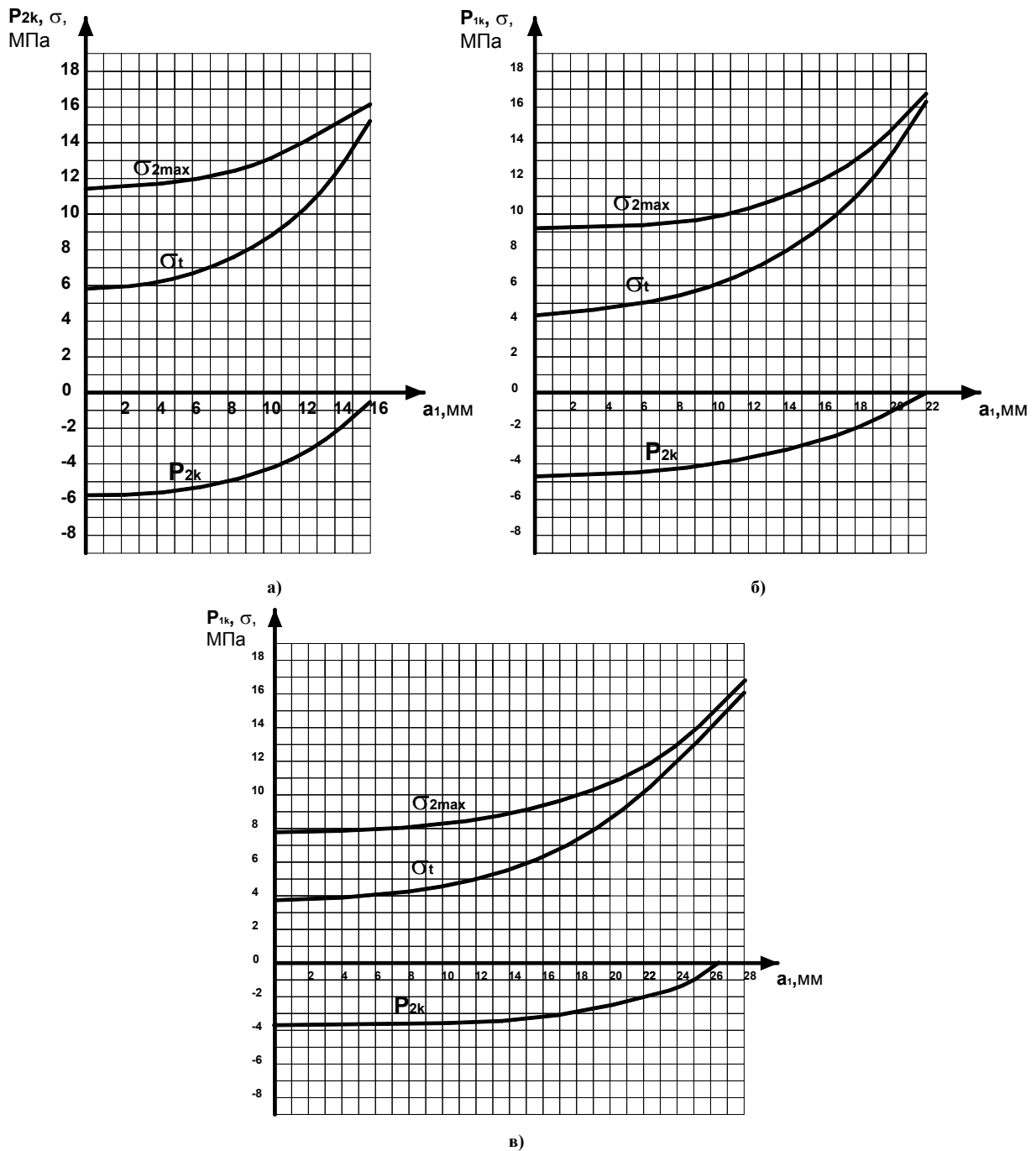


Рис. 6. Графіки залежності контактної тиску (P_{2k}), максимального окружного напруження (σ_{2max}) та окружного напруження σ_t на границі компаунд – оболонка від зовнішнього радіуса канавки a_2 для першого (а), другого (б) та третього (в) типорозмірів конденсатора

Обрані з графіків (рис. 6) технічно прийнятні значення зовнішнього радіуса канавки a_2 , а також величини, яких досягає контактний тиск та напруження в системі компаунд – корпус при відповідних значеннях a_2 для випадків запасу по адгезії $K=1$ та $K=1,5$ наведені в таблицях 2, 3. З таблиць видно, що при зміні зовнішнього радіуса канавки у вказаних межах виконуються нерівності (17) та (18) (при відповідному значенні K), а величина контактної тиску нижче величини допустимих адгезійних напружень між компаундом та корпусом.

Вибрані з таблиць радіальні розміри канавки забезпечують надійність герметизації та міцність вузла захисту від вологи.

Потрібно зауважити, що якщо з якихось міркувань коефіцієнт запасу по адгезії необхідно збільшити, то максимальне значення зовнішнього радіуса канавки для кожного із типорозмірів можна обрати аналогічно тому, як це робилось у випадках коефіцієнтів запасу, рівних 1 та 1,5, змінюючи величину допустимого напруження адгезії.

В таблиці 4 наведені значення допустимих напружень по адгезії при деяких коефіцієнтах запасу

Таблиця 2

Діапазон прийнятних значень зовнішнього радіуса канавки і відповідне йому значення контактного тиску та напруження в системі "компаунд – корпус" при значенні коефіцієнта запасу по адгезії $K=1$

Типорозмір	Прийнятне значення зовнішнього радіуса канавки, мм	Контактний тиск на границі компаунд-корпус P_{2k} , МПа	Максимальне напруження в матеріалі компаунда σ_{2max} , МПа	Максимальне напруження на границі компаунд-корпус σ_t , МПа
1	Мінімальне значення $a_2=6$	-5,26	12,13	6,87
	Максимальне значення $a_2=12$	-3,26	13,84	10,58
2	Мінімальне значення $a_2=14$	-3,31	11,27	7,96
	Максимальне значення $a_2=18$	-2,1	13,22	11,12
3	Мінімальне значення $a_2=16$	-3,05	9,4	6,35
	Максимальне значення $a_2=24$	-1,4	13,22	11,92

Таблиця 3

Діапазон прийнятних значень зовнішнього радіуса канавки і відповідне йому значення контактного тиску та напруження в системі "компаунд – корпус" при значенні коефіцієнта запасу по адгезії $K=1,5$

Типорозмір	Прийнятне значення зовнішнього радіуса канавки, мм	Контактний тиск на границі компаунд-корпус P_{2k} , МПа	Максимальне напруження в матеріалі компаунда σ_{2max} , МПа	Максимальне напруження на границі компаунд-корпус σ_t , МПа
1	Мінімальне значення $a_2=5$	-5,44	11,98	6,854
	Максимальне значення $a_2=9$	-4,49	12,8	8,3
2	Мінімальне значення $a_2=5$	-4,46	9,41	4,95
	Максимальне значення $a_2=14,5$	-3,19	11,46	8,26
3	Мінімальне значення $a_2=5$	-3,75	7,76	4,01
	Максимальне значення $a_2=19,5$	-2,54	10,61	8,08

Таблиця 4

Значення допустимих напружень по адгезії при різних коефіцієнтах запасу адгезії

Коефіцієнт запасу	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
Допустиме напруження адгезії	83,3	78,1	73,5	69,4	65,7	62,5

Мінімальне значення зовнішнього радіуса канавки для всіх типорозмірів і для всіх значень вибрано 5 мм, щоб забезпечити мінімально можливу ширину канавки.

Зазначені таким способом радіальні розміри канавки забезпечують надійність, герметичність і міцність конструкції вузла вологозахисту.

Для реалізації в конструкціях конденсаторів зазначених вище пропозицій рекомендуються два варіанти пристроїв, що формують задану форму компаунда вузла вологозахисту.

Перший являє собою циліндричну обичайку, виготовлену з матеріалу, що не адгезує з компаундом, наприклад, з фторопласта (рис. 7).

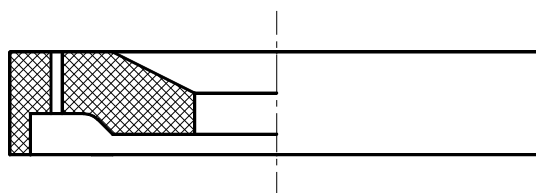


Рис. 7. Обичайка

Перевага такої конструкції в тому, що вона дає можливість формувати канавку з боку зовнішнього торця компаундного циліндра (рис. 8); при цьому конструкція конденсатора лишається без змін, а пристосування є пристроєм багаторазового використання.

До недоліків цього варіанта потрібно віднести ускладнення технології заливання, що полягає у необхідності встановлення пристосування на корпус перед заливанням і зняття його після полімеризації.

В другому варіанті замість текстолітової перегородки встановлюється гнучка фігурна діафрагма (рис. 9.), із відповідного матеріалу, а канавка формується з боку внутрішньої сторони компаундного циліндра (рис. 10.).

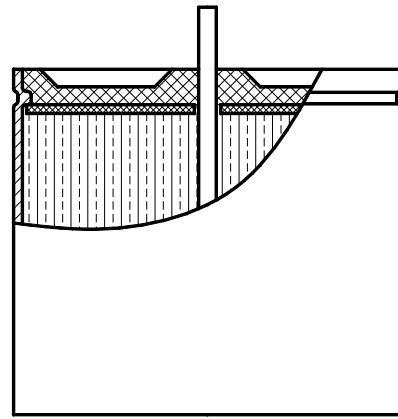


Рис. 8. Конструкція конденсатора з фігурною формою компаунда

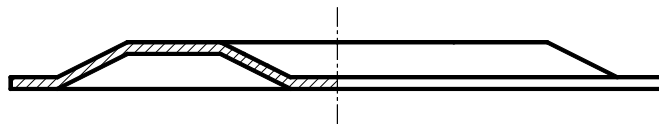


Рис. 9. Перегородка

У цьому випадку технологія складання конденсатора і герметизації вузла вологозахисту залишається без змін. В другому варіанті жорсткість діафрагми менше жорсткості текстолітової перегородки, що знижує жорсткість усього корпуса конденсатора в порівнянні з серійним, що також сприяє герметизації.

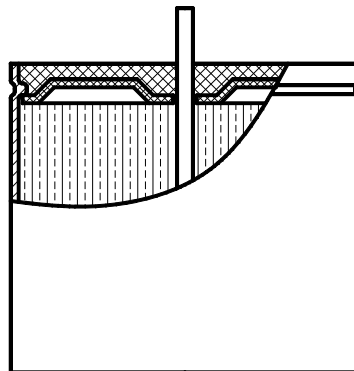


Рис. 10. Конструкція конденсатора утворена за допомогою діафрагми

Застосування будь-якого із запропонованих варіантів підвищує показники міцності і герметичності. Вибір тієї або іншої конструкції повинний ґрунтуватися з урахуванням зручності та економічності в конкретних умовах.

Висновки.

На основі аналізу взаємодії системи "оболонка-компаунд-вивід" розраховані розміри канавки в компаунді вузлів захисту від вологи конденсаторів трьох типорозмірів, що забезпечує міцність та герметичність конструкції.

За результатами розрахунків розроблені два варіанти пристроїв для формування фігурної форми компаунда у вузлах захисту від вологи конденсаторів.

Література

1. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин : [справочник] / Биргер И.А., Шор Б.Ф. Иосилевич Г.Б. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Герметизация полимерными материалами в радиоэлектронике / [Тареев Б.М., Яманова Л.В., Волкодав В.А., Ивлев Н.Н.]. – М. : Энергия, 1974. – 302 с.
3. Локтаев В.С. Технология производства микромодулей / В.С. Локтаев, В.Д. Гимпельсон. – М. : Энергия, 1973. – 144 с.

Надійшла 28.1.2013 р.
Рецензент: д.т.н. Сорокати Р.В.