

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Хмельницький національний університет

На правах рукопису

ВОЗНЯК АНДРІЙ ГЕННАДІЙОВИЧ

УДК 621.373.52

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ І ТИСКУ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ
НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ І ГЕРМЕТИЧНОСТІ ВУЗЛІВ
ВОЛОГОЗАХИСТУ ПЛІВКОВИХ КОНДЕНСАТОРІВ

05.02.09 – Динаміка та міцність машин

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник
Ройзман Вілен Петрович
заслужений діяч науки і техніки України,
доктор технічних наук, професор

Хмельницький 2018

АНОТАЦІЯ

Возняк А.Г. Вплив температури і тиску на характеристики напружено-деформованого стану і герметичності вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 «Динаміка та міцність машин». – Хмельницький національний університет, Хмельницький, 2018.

У вступі приведено обґрунтування актуальності обраної теми дисертаційної роботи та розкрито сучасний стан досліджень в науковому напрямку у відповідності з постановкою задачі. Сформульовано мету роботи, задачі, які необхідно вирішити для її реалізації, та можливості практичного використання результатів досліджень. Обґрунтована наукова новизна результатів роботи та наведені відомості про їх апробацію.

Перший розділ присвячений розкриттю сучасного стану досліджень герметичності виробів радіоелектронної апаратури. Аналіз відомих результатів досліджень показує, що на даний час роботи з їх проектування проводяться, як правило, виключно в радіотехнічному напрямку, без необхідного вивчення характеристик напружено-деформованого стану, в першу чергу деформування з урахуванням таких експлуатаційних чинників, як температура та тиск.

Значний внесок у розвиток дослідження міцності і герметичності радіоелектронної апаратури внесли Харпер Ч., Галушко А. І., Ройзман В. П., Хавкін М. І., Черняк К. І., Кан К. Н., Тернер С., Швед П. І., Єрлих К. М., Гуль В. Є. та інші. Але, на жаль, в них теж до кінця не висвітлена проблема розгерметизації ємностей з прохідними выводами, до яких відносять плівкові конденсатори.

Варто також відмітити, що існуючі результати досліджень носять більше якісний, аніж кількісний характер оскільки вони проведені на лабораторних зразках або спрощених теоретичних моделях, що істотним чином обмежує сферу їх використання для реальних конструкцій. Крім того, реальні умови експлуатації герметизуючих матеріалів у всьому робочому діапазоні температур настільки складні, що вимагає проведення випробувань з визначення їх механічних характеристик з урахуванням експлуатаційних чинників.

В кінці першого розділу надано основні відомості про плівкові конденсатори і їх конструкції, зокрема конденсатора К78. Цьому конденсатору було притаманно розтріскування компаунда та відслоювання його від циліндричного корпусу і виводу.

Після того, як конденсатор зібраний, зі сторони його вільного торця проводиться заливка герметизуючим компаундом ЕК-23. Полімеризація цього компаунда проходить при температурі 100 °С. По такій же схемі організуються гермовузли ємностей різноманітної форми, розмірів, назв. В ці ємності вварюються горловини, в яких і організуються подібні гермовузли.

Корпус конденсатора виготовляється з алюмінієвого сплаву. Контактний вивід виготовлений з мідного дроту. Перегородка штампується з текстоліту.

Щоб зрозуміти причини розгерметизації у другому розділі розроблена математична модель, в якій тонкостінний алюмінієвий корпус (банка) приймається за циліндричну оболонку, навантажену по частині її довжини (або по всій довжині) розподіленим контактним тиском і далі розглядається деформація цієї оболонки.

Аналіз конструкції конденсатора дозволяє припустити, що наявність текстолітової перегородки утворює додаткову кругову опору і тим самим як би укорочує довжину оболонки, що контактує з компаундом (приблизно в 8-10 разів), збільшуючи її жорсткість. Тому потрібно було перевірити, чи не призведе до значного збільшення деформацій оболонки в області контакту з

компаундом заміна текстолітової перегородки на гумову, яка через свою велику податливість не може вважатися опорою, що перешкоджає переміщенню оболонки.

Для цього, був проведений розрахунок прогину оболонки з перегородкою та без перегородки. Порівняння результатів розрахунків показує, що відмінність в прогинах розглянутих оболонок суттєва лише на невеликому, (0,2 мм) проміжку поблизу перегородки, тобто у оболонки з перегородкою, відшарування компаунда може початися біля перегородки, і далі, при сприятливих умовах поширитися по всій довжині компаунда. Тому одна з рекомендацій, яка випливає з цього порівняння, полягає в необхідності забезпечення достатнього зазору між оболонкою конденсатора і текстолітовою перегородкою. Для запобігання протікання компаунда в цей зазор, останній може бути закритий, наприклад, шаром гумоподібного компаунда КЛТ-30. Для цієї ж мети замість текстолітової перегородки може застосовуватися гума, яка дозволяє вільно деформуватися оболонці при дії на неї зусиль з боку компаунда.

У третьому розділі наведено результати дослідження впливу надлишкового тиску розігрітого повітря на герметичність конденсаторів.

На герметичність вузла негативно впливає надлишковий тиск повітря, при температурі 100 °С, який знаходиться всередині конденсатора. При дослідженні впливу цього фактору потрібно вказати, що температура 100 °С відповідає не тільки одному з режимів полімеризації компаунда, а й крайньому значенню перепаду температур термоциклів. Тому, вплив надлишкового тиску повітря повинен бути вивчений як на етапі полімеризації, так і при випробуваннях.

Було проведено відповідні розрахунки надлишкового тиску повітря в осьовому і радіальному напрямках, результати яких показали, що 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.

У зв'язку з тим, що мали місце виштовхування надлишковим тиском повітря компаунда разом з перегородкою (коли ще не була завершена полімеризація компаунда) наведено дослідження впливу розмірів розділювальної перегородки і "зига" (її опори) на цей дефект.

З цією метою проведено розрахунок прогину і радіального переміщення текстолітової перегородки від дії надлишкового тиску повітря при температурі +100 °С.

Розрахунки були проведені для трьох типорозмірів конденсаторів при фіксованій товщині перегородки і проводилися для реальних перегородок товщиною $\delta = 0,05$ см.

Аналіз результатів розрахунків дозволяв зробити висновок про те, що при передбачених технічних умовах розмірах текстолітової перегородки корпусу і допусків на них в умовах дії на перегородку надлишкового тиску розігрітого повітря при температурі 100 °С і відсутності зчепленого з корпусом компаунда, який перешкоджає прогину перегородки, вдасться забезпечити спірання перегородки на "зиг" лише в конструкціях конденсаторів першого типорозміру. У конструкціях конденсаторів другого і третього типорозмірів за рахунок допустимої зміни радіуса перегородки в даній конструкції вузла герметизації практично неможливо забезпечити на 100% виконання вказаної вимоги.

У четвертому розділі для ліквідації відшарування компаунда від стінки оболонки також було запропоновано значно збільшити гнучкість оболонки, щоб вона легше слідувала за деформаціями компаунда, шляхом розрізання частини оболонки по висоті вузла герметизації по утворюючим на n-секторів, які тепер утворюють секторну конструкцію.

Порівняння результатів розрахунків показує багаторазове (майже в 80 разів) збільшення гнучкості оболонки секторної конструкції за її довжиною, що контактує з компаундом в порівнянні з нерозрізаною оболонкою. Очевидно, що гнучкість секторної конструкції можливо зробити дуже великою. Її (гнучкість) можна регулювати розрізанням оболонки на необхідну кількість секторів, задаючи тим самим жорсткість утворених таким чином балочок.

Секторна конструкція вологозахисту виявилась ефективніша існуючої, і це було доведено експериментально.

Також проведений розрахунок контактної тиску на границі "компаунд-оболонка" та за схемою тришарового товстостінного циліндра. За отриманими формулами можна розрахувати розподіл напружень в кожному елементі конструкції "вивід-компаунд-оболонка".

Розглядається ще одна ідея по забезпеченню герметичності і міцності компаунда шляхом утворення замість тришарової конструкції двох двошарових шляхом створення кільцевої канавки в шарі компаунду між оболонкою і виводом, яка дає можливість регулювати товщину компаунду в кожній з конструкцій.

За результатами розрахунків, технічно задовільним можна вважати значення внутрішнього радіусу канавки, яка складає не менше 2,5 мм, що зручно з технологічної, економічної і інших точок зору, наприклад від 2,5 мм до 10 мм. При цьому контактний тиск і максимальні напруження приймають значення, при яких виконується умова міцності, а величина контактної тиску становить 95-99% від максимально можливого значення.

Мінімальне значення зовнішнього радіусу канавки для всіх типорозмірів конденсаторів обраний 5 мм, щоб забезпечити мінімально можливу ширину канавки. Зазначені таким способом радіальні розміри канавки забезпечують надійність, герметичність і міцність конструкції вузла вологозахисту. Щоб прибрати концентратори напружень в кряях канавки, вони згладжуються, утворюючи так звану оптимальну форму компаунда. Для реалізації в

конструкції конденсатора оптимальної форми компаунда рекомендуються два варіанти пристроїв, які формують необхідну форму компаунда вузла вологозахисту. Вибір тієї чи іншої конструкції повинен ґрунтуватися на зручності і економічності в конкретних умовах.

Для ще більшого забезпечення надійності герметизації обґрунтовано вставляти в канавку розділювальне, регулююче контактний тиск кільце, з матеріалу, який не адгезує з компаундом. Відшарування і розтріскування компаунда відбувається внаслідок того, що при заливці компаунда, корпус і вивід розширюються вільно, а в ході охолодження і при термоциклюванні вони вже не можуть звужуватися незалежно, і внаслідок відмінності в коефіцієнтах лінійного температурного розширення матеріалів корпусу і герметизуючого компаунду на границях матеріалів виникає контактний тиск, або натягу. Тому наявність кільця з матеріалу, який не адгезує з компаундом, дозволить умовно розбити по висоті тришарову конструкцію на дві двошарові, в кожній з яких в процесі проектування можна в радіальному напрямку змінювати товщину компаунда за рахунок зміни товщини кільця.

Запропоноване розділювальне кільце виконує наступні функції: при охолодженні гермовузла воно утримує частину компаунда біля корпусу, тому що КЛТР кільця менше КЛТР компаунда, зменшуючи енергію його відриву від корпусу, і дає можливість частині компаунда навколо виводу вільно, не «чіпляючись» за корпус, притискатися до виводу; при нагріванні гермовузла кільце утримує частину компаунда біля виводу, зменшуючи енергію його відриву від виводу, і дає можливість частині компаунда біля корпусу вільно, не "спираючись" в вивід, притискатися до корпусу. В результаті розрахунків, використання розділювального регулюючого контактний тиск кільця в конструкції вузла захисту від вологи дозволяє підвищити герметичність корпусу плівкового конденсатора (або іншої ємності, що містить вузол герметизації схожої конструкції). Ще краще застосувати кільце з матеріалу, який має демпфуючі властивості.

В зв'язку з тим, що мало місце виштовхування компаундованого циліндра на етапі полімеризації компаунда, була запропонована альтернативна технологія полімеризації компаунда, направлена на те, щоб адгезійні зв'язки між компаундом і оболонкою і виводом створювалися і в умовах наявності надлишкового тиску. Для цього пропонується після заливання компаунда робити 6 годинну витримку при кімнатній температурі, після чого полімеризація закінчується при температурі 100 °С.

В п'ятому розділі викладені експериментальні дослідження, направлені на перевірку теоретичних положень, методів і засобів забезпечення герметичності гермовузлів. Для цього була доопрацьована тензометрична апаратура, яка тепер має можливість регулювати силу струму, що дозволяє не перегрівати тензорезистори. Також описано випробувальний стенд, на якому проводилась перевірка готових конденсаторів на герметичність і висотність, а також вимірювання деформацій оболонки від дії компаунда як вже заполімеризованого, при термоударах +100 °С...-60 °С, так і на етапі полімеризації. В цьому розділі наведені ще вісім можливих варіантів організації вузла вологозахисту та альтернативної технології заливання і полімеризації компаунда.

По закінченню викладені загальні висновки по роботі.

Ключові слова: компаунд, гермовузол, напруження, полімеризація, герметичність, конденсатор, деформація, циліндрична оболонка.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Возняк А.Г. Огляд проблеми міцності і герметичності компаундованих виробів радіоелектронної апаратури / В.П. Ройзман, А.Г. Возняк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2016. - №1. – С. 112-116.

2. Voznyak A. Solving problem of thermal conduction for providing strength of electronic units on thermal impacts / S. Petrashchuk, I. Kovtun, A. Voznyak // Heat and Mass Transfer in the system of Thermal Modes of Energy – Technical and Technological Equipment. - МАТЕС, Volume 72, 01086, 2016. – P. 1-5.

3. Возняк А.Г. Розробка конструкції вузла герметизації конденсатора з розділювальним кільцем / В.П. Ройзман, А.Г. Возняк // Збірник наукових праць Національної академії Державної прикордонної служби України. Сер. : Військові та технічні науки. – 2017. - №3. – С. 224-233.

4. Возняк А.Г. Розрахунок контактного тиску в вузлах вологозахисту алюмінієвих конденсаторів / А.Г. Возняк, В.П. Ройзман // Молодий вчений, Технічні науки. – 2017. - №12. – С. 544-547.

5. Voznyak A. Contact pressure calculation in waterproof joints of aluminum capacitors / A. Voznyak, V. Rozman // Scientific Light (Wroclaw, Poland), VOL 1, No 19 (2018), ISSN 0548-7110. – P. 35-42.

6. Voznyak A. Research of unsealing problem in cylindrical sealed volumes of various purposes by the example of thin-film capacitors / A. Voznyak, V. Rozman, A. Vubulis // Белорусский национальный технический университет; Серия Приборостроение , редкол.: О.К. Гусев [и др.]. – Минск : БНТУ, 2017. – С. 309-311.

7. Возняк А.Г. Проблема міцності і герметичності компаундованих виробів радіоелектронної апаратури / В.П. Ройзман, А.Г. Возняк // Наука и образование : Сб. тр. IX Междунар. науч. конференции, (3-10 января 2016 г., Хайдусобосло, Венгрия). – Хмельницкий : ХНУ, 2015. – С. 22-32.

8. Возняк А.Г. Дефекти компаундованих виробів радіоелектронної апаратури. Огляд літератури / В.П. Ройзман, А.Г. Возняк // Современные достижения в науке и образовании : Сб. тр. XI Междунар. науч. конф., (29 сент. – 6 окт. 2016 г.,г. Иерусалим, Израиль). – Хмельницкий : ХНУ, 2016. – С. 84-90.

9. Возняк А.Г. Розробка конструкції вузла герметизації конденсатора з розділюваним кільцем / А.Г. Возняк // Наука и образование : сб. тр. X Междунар. науч. конференции, (27 апр. – 4 мая 2017 г., Рим, Италия). – Хмельницький : ХНУ, 2017. – С. 18-24.

10. Возняк А.Г. Розрахунок прогину секторної конструкції вузла герметизації / А.Г. Возняк // Сучасні досягнення у науці та освіті : Зб. пр. XII Міжнародної наукової конференції, (17 – 24 вересня 2017 р., Нетанія, Ізраїль). – Хмельницький : ХНУ, 2017. – С. 100-103.

11. Возняк А.Г., Ройзман В.П. Забезпечення герметичності вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів / А.Г. Возняк, В.П. Ройзман // Освітньо-наукове забезпечення діяльності складових сектору безпеки і оборони України : тези X Всеукраїнської науково-практичної конференції (Хмельницький, 2 листопада 2017 року). – Хмельницький, Вид-во НАДПСУ, 2017. – С. 546-548.

12. Возняк А.Г. Вплив температури і тиску на характеристики деформування та герметичності вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів / В.П. Ройзман, А.Г. Возняк // Сучасні досягнення у науці і освіті, м. Хайдусобосло, Угорщина. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – С. 23-25.

13. Возняк А.Г. Технологія полімеризації компаунда при наявності надлишкового тиску повітря / А.Г. Возняк // XII Международная научная конференция “Наука и образование”. г. Осло, Норвегия – Хмельницький : ХНУ, 2018.

ЗМІСТ

	Стр.
ВСТУП.....	14
РОЗДІЛ 1	
АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВИВЧЕННЯ	
НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ГЕРМЕТИЧНОСТІ	
РАДІОЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ.....	
	20
1.1. Конструктивні особливості радіоелектронних пристроїв та причини виникнення напружень при їх формуванні	20
1.2. Аналіз методів визначення характеристик напружено-деформованого стану полімерних матеріалів та систем компаунд-електрорадіоелемент.....	28
1.3. Огляд результатів досліджень напружено-деформованого стану та герметичності виробів радіоелектронної апаратури	35
1.4. Висновок та постановка задачі.....	39
РОЗДІЛ 2	
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДЕФОРМУВАННЯ ОБОЛОНОК ВУЗЛА	
ВОЛОГОЗАХИСТУ КОНДЕНСАТОРА	
	42
2.1. Конструктивні особливості вузла вологозахисту плівкових конденсаторів та умови їх експлуатації.....	42
2.2. Математичне моделювання оболонок вузла вологозахисту	44
2.2.1. Оболонка з перегородкою.....	48
2.2.2. Оболонка без перегородки.....	53
2.3. Результати обчислювальних експериментів з визначення деформацій оболонок.....	58
2.4. Висновки по розділу.....	60

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ НАДЛИШКОВОГО ТИСКУ РОЗІГРІТОГО ПОВІТРЯ НА ФУНКЦІОНАЛЬНУ РОБОТОЗДАТНІСТЬ

ПЛІВКОВИХ КОНДЕНСАТОРІВ.....	61
3.1. Модель взаємодії елементів конденсатора при дії надлишкового тиску.....	61
3.1.1. Осьовий напрямок.....	62
3.1.2. Радіальний напрямок.....	64
3.2. Результати розрахунків впливу надлишкового тиску на відрив компаунда від стінки корпусу конденсатора.....	73
3.3 Розрахункове визначення впливу розмірів текстолітової перегородки конденсатора та її деформування на герметичність вузла вологозахисту.....	75
3.4. Висновки по розділу.....	86

РОЗДІЛ 4

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ РІШЕННЯ ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

МІЦНОСТІ І ГЕРМЕТИЧНОСТІ КОНДЕНСАТОРІВ.....	88
4.1. Математична модель секторної конструкції вузла вологозахисту...88	
4.2. Розрахунок контактного тиску на границі "компаунд-оболонка"....92	
4.3 Розрахунок контактного тиску за схемою тришарового товстостінного циліндра.....	100
4.4. Розробка оптимальної форми компаунда вузла вологозахисту конденсатора.....	104
4.5. Конструкція вузла вологозахисту конденсатора з використанням розділювального кільця.....	114
4.6. Технологія полімеризації компаунда при наявності надлишкового тиску розігрітого повітря.....	120
4.7. Висновки по розділу.....	123

РОЗДІЛ 5

МЕТОДИКА І РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	124
5.1. Методичні основи експериментальних досліджень.....	124
5.1.1. Вибір клею для монтажу тензорезисторів.....	125
5.1.2. Визначення допустимої величини струму живлення тензорезисторів.....	128
5.1.3. Компенсація температурного приросту опору тензорезисторів.....	132
5.2. Апаратура для дослідження деформування виробів радіоелектронної техніки	133
5.3. Рекомендації по препаруванню тензорезисторами об'єкта вивчення.....	137
5.4. Процедура перевірки конденсаторів на герметичність.....	138
5.4.1. Схеми тензометрування корпусу конденсаторів.....	138
5.4.2. Експериментальний стенд для перевірки конденсаторів на герметичність.....	140
5.4.3. Вимірювання деформації корпусу конденсатора від дії компаунда.....	142
5.5. Результати порівняння розрахункових та експериментальних даних.....	144
5.6. Висновки по розділу.....	155
ВИСНОВКИ.....	156
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	159
ДОДАТКИ.....	169

ВСТУП

Актуальність теми. Аналіз конструкторських особливостей сучасних виробів радіоелектронної апаратури (РЕА) показує, що вирішення завдань по забезпеченню захисту від вологи і стійкості при зміні температури і тиску навколишнього середовища призвело до використання в конструкціях нових матеріалів з недостатньо вивченими властивостями і об'єднанню таких різнорідних матеріалів. Механічна взаємодія, що виникає в таких конструкціях, наприклад в конденсаторах, може істотно вплинути як на протікання основних електричних процесів, так і на працездатність виробу в цілому. Конденсатори складають основу практично будь-якого зразка РЕА, а через їх дефекти відбувається до 60% від загальної кількості відмов РЕА. Серед цих відмов значна кількість має місце через розгерметизацію конденсаторів при зміні температури і тиску навколишнього середовища. По даним національних симпозіумів у США найбільшу інтенсивність відмов мають електролітичні алюмінієві конденсатори. У нас також існує проблема відмови тонкоплівкових алюмінієвих конденсаторів К-78, К-50 та інших через розгерметизацію їх вузлів вологозахисту з прохідними виводами. Тому актуальною науково-технічною задачею є розробка методів та засобів їх захисту від вологи і стійкості. Проте, в даний час, роботи з проектування РЕА часто проводяться лише у виключно радіотехнічному напрямку, без необхідних розрахунків на міцність, без вимірювання напружень і оцінки напружено-деформованого стану (НДС) конструкцій в цілому і їх окремих елементів. В той же час сучасні вимоги і майбутнє радіоелектроніки, а також сфери її використання, висувають в один ряд з виключно радіоелектронними завданнями проблему забезпечення їх механічної міцності і надійності.

Крім того, для забезпечення функціональної роботоздатності виробів сучасних РЕА виникає необхідність більш детального вивчення питань їх герметичності, оскільки їх вирішенню зараз приділяють недостатньо уваги.

Окремі результати досліджень в цьому напрямку знайшли відображення в роботах проф. В. П. Ройзмана та його учнів Хавкіна М. І., Петращук С. А., а також Харпера Ч., Галушко А. І. та інших. Але, на жаль, в них теж до кінця не висвітлена проблема розгерметизації ємностей з прохідними выводами, до яких відносять плівкові конденсатори.

Враховуючи викладене, в даній роботі вирішується задача визначення впливу температури і тиску на характеристики деформування та герметичності виробів РЕА на прикладі вузла вологозахисту плівкового конденсатора К-78 (плівковий полістирольний), який широко застосовується в різних медичних приладах, зокрема в дефібриляторах для запуску роботи серця, що зупинилось при операції. Саме експлуатація такого конденсатора показала, що йому притаманно розтріскування компаунда та його відшарування від циліндричного корпусу і виводу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась за особистою участю автора в Хмельницькому національному університеті і відповідає науковому напрямку статична і динамічна міцність виробів РЕА, який розвивався спочатку на кафедрі прикладної механіки, а далі, до теперішнього часу, на кафедрі телекомунікацій та радіотехніки, а також держбюджетних робіт 4Б-2015 “Розвиток наукових та інженерних основ надійності електронної техніки шляхом удосконалення технологій її тестування на вібрації та удари” та “Розробка наукових основ захисту виробів радіоелектроніки, закріплених на об'єднувальних платах, від деформації плат, а плат від динамічних і теплових навантажень” (№ ДР 0117U001168).

Мета роботи полягає у встановленні закономірностей впливу температури і тиску на характеристики деформування та герметичності вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів та розробці теоретично-експериментальних методів виявлення причин їх деформування та розгерметизації і рекомендацій з запобігання таких дефектів.

Для досягнення сформульованої мети роботи були визначені такі **задачі**:

1. Розробити теоретично-експериментальні методи виявлення причин деформування та розгерметизації корпусу конденсатора з урахуванням особливостей конструкції та умов їх експлуатації.

2. Розробити математичні моделі впливу температури навколишнього середовища в діапазоні $+100\text{ }^{\circ}\text{C}\dots-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ та тиску на деформування та герметизацію корпусу конденсатора і його елементів як на етапі полімеризації компаунда, так і її завершення, а також в процесі експлуатації.

3. Розробити математичну модель взаємодії герметизуючого компаунда з оболонкою конденсатора і його виводом при термоударах $+100\text{ }^{\circ}\text{C}\dots-60\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4. Провести комплекс експериментально-розрахункових досліджень з визначення впливу умов експлуатації плівкового конденсатора на характеристики його деформування та герметизації.

5. Розробити рекомендації з підвищення функціональної роботоздатності компаундованих гермовузлів.

Об'єктом дослідження є характеристики деформування та герметизації вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів.

Предмет дослідження – закономірності впливу температури і тиску на характеристики міцності та герметичності вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів.

Наукова новизна.

1. Розроблено математичну модель впливу розігрітого повітря всередині корпусу конденсатора на етапі заливки і полімеризації компаунда на герметичність гермовузла, на основі якої запропонована альтернативна технологія полімеризації компаунда, яка забезпечує герметичність.

2. На основі математичного аналізу взаємодії системи “корпус-компаунд-вивід” в діапазоні температур $+100\text{ }^{\circ}\text{C}\dots-60\text{ }^{\circ}\text{C}$, розраховані розміри канавки в компаунді для вузлів вологозахисту (герметизації) конденсаторів

трьох типорозмірів, котра забезпечує герметичність конструкцій конденсаторів К78.

3. Запропоновано використання в конструкції вузла вологозахисту розділювальне кільце і проведено обґрунтування його ефективності. Визначені розміри такого кільця, які забезпечують герметичність вузла вологозахисту конденсатора.

4. Запропонована математична модель і виконаний розрахунок деформації перегородки під дією надлишкового тиску розігрітого повітря, на основі якої отримані такі розміри перегородки і “зига”, які забезпечують її надійну роботу під дією надлишкового тиску розігрітого повітря всередині конденсатора.

5. Розроблена математична модель контактної взаємодії компаунда з оболонкою і виводом на етапах полімеризації і термоударів, яка дає можливість отримати різні технічні рішення по забезпеченню герметичності вузла герметизації.

6. З розробленої математичної моделі були реалізовані наступні основні технічні рішення, які забезпечили герметичність вузла герметизації:

- секторна конструкція вузла герметизації;
- оптимальна форма герметизуючого компаунда;
- та ще 5 конструкторсько-технічних рішень, похідних від них.

7. По результатам розрахунків розроблено два варіанти пристосувань для формування фігурної форми компаунда у вузлах герметизації конденсаторів:

- за допомогою обичайки;
- за допомогою фігурної перегородки (діафрагми).

Достовірність і обґрунтованість основних результатів і досліджень забезпечується використанням обґрунтованих математичних моделей, класичних та добре апробованих методів розрахунку на міцність товстостінних

і тонкостінних циліндрів та доброю узгодженістю з даними експериментальних досліджень об'єктів вивчення і практикою їх використання.

Практичне значення отриманих у роботі результатів розрахунково-експериментальних досліджень полягає в тому, що запропоновані конструктивно-технологічні рішення по організації вузлів герметизації забезпечують їх герметичність, що значно підвищує надійність і довговічність їх роботи. Деякі результати дисертаційної роботи впровадженні на підприємстві “Лотос – Вест”.

Публікації і власний внесок здобувача. За темою дисертаційної роботи опубліковано 13 наукових праць, з них 6 – статей у фахових наукових виданнях, в тому числі 2 входить до міжнародних наукометричних баз, 7 статей опубліковано в працях міжнародних конференцій.

Основні результати досліджень, представлені в дисертаційній роботі, належать її автору. У публікаціях, підготовлених у співавторстві, безпосередньо автору належать формування завдань, розробки математичних моделей, розробки технічних рішень, які витікають з них по забезпеченню міцності і герметичності конденсаторів, узагальнення отриманих результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на міжнародних конференціях: ІХ Міжнародній науковій конференції “Наука і освіта”, січень 2016, м. Хайдусобосло, Угорщина; ХІ Міжнародній науковій конференції “Сучасні досягнення в науці і освіті”, жовтень 2016, м. Єрусалим, Ізраїль; Х Міжнародна наукова конференція “Наука і освіта”, квітень 2017, м. Рим, Італія; ХІІ міжнародна наукова конференція “Сучасні досягнення в науці і освіті”, вересень 2017, м. Нетанія, Ізраїль; VI Міжнародна науково-технічна конференція “Сучасні проблеми радіоелектроніки, телекомунікацій та приладобудування”, вересень 2017, м. Вінниця, Україна; Х Всеукраїнська науково-практична конференція “Освітньо-наукове забезпечення діяльності складових сектору безпеки і оборони України”, листопад 2017, м.

Хмельницький, Україна; XIII міжнародна наукова конференція “Сучасні досягнення в науці і освіті”, січень 2018, м. Хайдусобосло, Угорщина; XII Міжнародна наукова конференція “Наука і освіта”, червень 2018, м. Осло, Норвегія.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, п’яти розділів, висновків, списку використаних джерел. Дисертація викладена на 168 сторінках, робота проілюстрована 52 рисунком, містить 17 таблиць, список використаних джерел складає 101 найменування.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВИВЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ГЕРМЕТИЧНОСТІ РАДІОЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ

1.1 Конструктивні особливості радіоелектронних пристроїв та причини виникнення напружень при їх формуванні

В загальному випадку сучасна конструкція РЕА представляє собою гетерогенну систему з її елементів і компаунда. Вони об'єднані фізико-механічними зв'язками, наприклад, силами адгезії компаунда з основним елементом. У такій системі затвердіння компаунда супроводжується зміною його об'єму, при цьому усадкові деформації не проходять вільно.

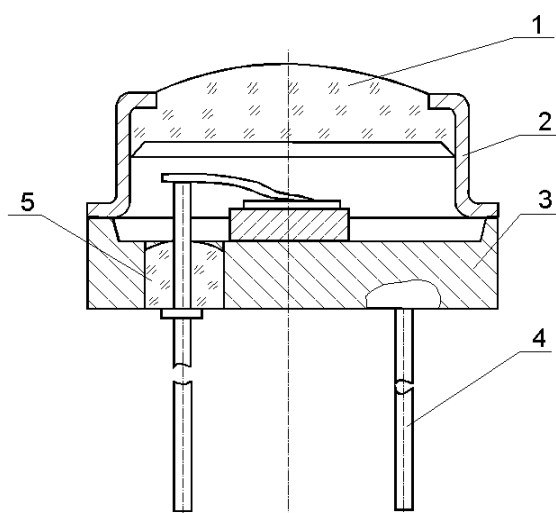
Більшість конструкцій радіоелектронних пристроїв представляють собою заполімеризований об'єм компаунда з багаточисленними включеннями у вигляді різнорідних елементів та плат з контактними виводами і можуть розглядатися як єдине тіло або гермомодуль – з'єднання, складене з багатьох неоднорідних матеріалів, об'єднаних в одне ціле, приклад якого показано на рис. 1.1.



Рис. 1.1. Загальний вигляд гермомодулю

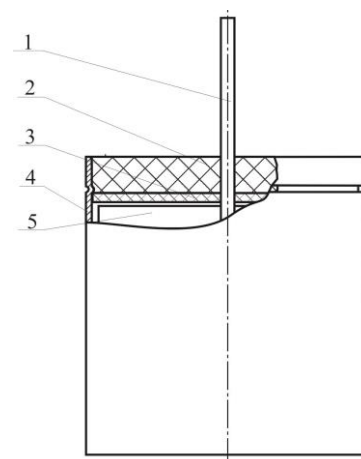
На етапах виробництва, зберігання і експлуатації таких пристроїв при коливаннях температури внаслідок відмінності фізико-механічних характеристик усіх елементів, які утворюють систему, має місце взаємодія компаунда з його включеннями, тобто з електронними елементами та іншими складовими конструкції, і виникають механічні напруження. При їх дії можуть руйнуватися найменш міцні ділянки конструкції.

Аналіз конструктивних особливостей типових резисторів, конденсаторів і елементів з аналогічними конструктивними особливостями показує, що геометрична форма цих пасивних електронних компонентів, як правило, має вигляд тіла обертання, багатогранників або їх сукупностей. Приклади таких виробів приведені на рис. 1.2-1.5.



1 – скляне віконце; 2 – кришка;
3 – корпус; 4 – вивід; 5 – бусинка

Рис. 1.2. Фоторезистор



1 – вивід; 2 – компаунд;
3 – перегородка; 4 – корпус;
5 – секція.

Рис. 1.3. Тонкоплівковий конденсатор

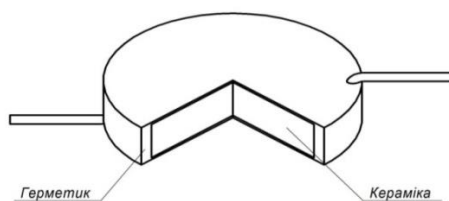


Рис. 1.4. Конденсатор типу К15-5

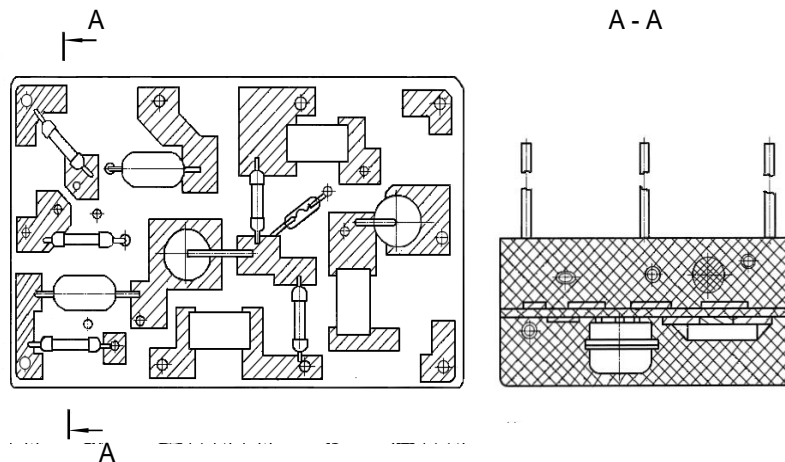


Рис. 1.5. Резистори, конденсатори та інші ЕРЕ в мікробірці

В даній роботі основна увага буде зосереджена на дослідженні характеристик НДС і герметичності циліндричних компаундованих гермоузлів з прохідними виводами на прикладі тонкоплівкових конденсаторів (рис. 1.3).

Плівкові конденсатори являють собою конструкцію в якій діелектрик виготовлений у вигляді плівки. В процесі виготовлення на діелектричну плівку напилюється металева плівка або напресовується фольга.

Важливою перевагою плівкових конденсаторів є здатність до самовідновлення. Якщо при перенавантаженні відбувся пробій діелектрика, то через місце пробою почне протікати напруга, яка буде розігрівати металеву плівку біля місця пробою. Поступово розігрівуючись, метал розплавляється і випаровується. В результаті діелектрична міцність відновлюється.

Слід зауважити, що поняття “плівковий конденсатор” описує технологічну і конструктивну сторону компонента, а кінцеві технічні параметри в більшості залежать від типу діелектрика, який застосовується. Розрізняють: поліпропіленові, полістирольні, поліетилентерефталатні, полікарбонатні і фторопластні плівкові конденсатори (рис. 1.6).

Плівкові конденсатори з різними типами діелектрика по своїм властивостям відрізняються один від одного та інших типів конденсаторів, що наочно видно в наведених в таблиці 1.1 даних.



Рис. 1.6. Типи конденсаторів з вузлом вологозахисту та прохідним виводом

Особливістю поліпропіленових конденсаторів є мале значення тангенса кута втрат (0,001) в широкому діапазоні температур і частот. Ці конденсатори мають малі габаритні розміри і можливість експлуатації їх при високих амплітудах напруги. Крім цього, коефіцієнт абсорбції в них, як правило, не перевищує 0,5 %.

Таблиця 1.1

Порівняльні характеристики конденсаторів

Тип	$tg \delta$	$R_{\text{ізол.}}$, МОм	Коефіцієнт абсорбції, %	ТКЕ, $10^{-6} / ^\circ\text{C}$	Серії конденсаторів
Полістерольні	0,001...0,0015	100000	<0,1	-200	Фольгові: К70; металізовані: К71
Поліпропіленові	0,002	50000	<0,5	-200...100	К78
Поліетилентерефлатні	0,01...0,1	10000	$\approx 0,2...0,8$	-200...400	Фольгові: К74; металізовані: К73
Алюмінієві електролітичні	0,1...0,5 (50 Гц)	-	5...6	-	К50
Танталові	0,06...0,3 (50 Гц)	-	2...5	-	К51, К53
Керамічні	0,001...0,0035	10000	5...15	30 (NPO)	К10, К15

Полістирольні конденсатори належать до конденсаторів з малими втратами ($tg d$ близько 0,001). Вони мають дуже високий опір ізоляції (10000 МОм), низький коефіцієнт абсорбції (0,1 %) і високу температурну стабільність. Напруга саморозряду в них настільки мала, що більшу частину витоку можуть створювати поверхневі напруги (напруги, які протікають через поверхню конденсатора).

Різноманітність типів і властивостей конденсаторів призводить до того, що вибір того чи іншого виробу залежить від поставленої задачі. Основними критеріями вибору можуть бути не тільки технічні, але й економічні (ціна, доступність) критерії надійності (термін придатності, стійкість до перенавантаження, кількість катастрофічних відмов), критерій безпеки. Не існує конденсатора, який одночасно задовольняв би всі вимоги. Аналіз характеристик плівкових конденсаторів дає уявлення про можливості їх застосування в різних додатках електроніки (таблиця 1.2).

Плівкові конденсатори мають високі значення пікової напруги, здатні витримати значні перенавантаження і мають малі значення абсорбцій. Додатковою перевагою є здатність до самовідновлення. Все це привело, наприклад, до того, що в Європі відбулося практично повне заміщення електролітичних конденсаторів на плівкові в вітрогенераторних системах.

В даній роботі для дослідження представлених типів плівкових конденсаторів використовується конденсатор К78.

Більшість неметалічних матеріалів, які застосовуються в конструкціях радіоелектронних систем (РЕС), є полімерами: пластмаси і гума, компаунди і клеї, скло і ситали, азбест і кераміка, слюда, кварц та інші.

Номенклатура полімерних матеріалів дуже велика, а інформації про їх властивості - мало, тому правильно обрати матеріал для конкретної РЕС дуже складно. На практиці нерідко виникає необхідність комплексного використання полімерних матеріалів в конструкціях РЕС. Разом з функціями електричної ізоляції полімери виконують роль конструкційних матеріалів.

Таблиця 1.2.

Області застосування плівкових конденсаторів

Область	Приклад	Особливі вимоги	Тип конденсатора
Дозиметричні цілі (медицина, вимірювальна техніка)	Пристрої вибірки- зберігання	Низький рівень абсорбції, малий саморозряд	Поліпропіленовий, полістирольний
Дозиметричні цілі (медицина, вимірювальна техніка)	Вимірювальні схеми датчиків з високим імпедансом	Низькі напруги витоку, великий опір ізоляції, малий саморозряд	Поліпропіленовий, полістирольний
	Часо-задані кола інтеграторів, перетворювачів напруги-частоти, кола підстроювання частоти і т.д.	Низький рівень абсорбції, малий саморозряд	Поліпропіленовий, полістирольний
Низьковольтні кола (медицина, транспорт, промисловість)	Перешкодоподавляючі фільтри	Низька індуктивність, мале значення $tg \delta$	Поліпропіленовий, полістирольний, поліетилентерефталатний
Високовольтні кола (промисловість, транспорт)	Високовольтні фільтри	Висока напруга розряду, низький рівень абсорбції, мале значення $tg \delta$, надійність	Поліпропіленовий, поліетилентерефталатний
Високочастотні кола (телекомунікація, промисловість)	Підсилювачі високовольтних сигналів, високоякісні активні фільтри	Низька індуктивність, низький рівень абсорбції, мале значення $tg \delta$	Поліпропіленовий, полістирольний

Історично склалося так, що широке застосування полімерних матеріалів в електроніці відбулося на початку періоду мініатюризації її виробів, які герметизувалися. До цього такі вироби характеризувалися значними розмірами і великими коефіцієнтами запасу міцності. Крім того, рівень механічних впливів був нижче тих навантажень, які діють на сучасні РЕС. В той період характеристики полімерних матеріалів були мало вивчені і основні роботи були присвячені удосконаленню технології виробництва полімерів і технології герметизації РЕС.

До заливки герметизуючі елементи і герметик розігрівають до температури полімеризації. При цьому вони розширюються незалежно один від одного. Після заливки герметиком виріб розміщують в термостат і витримують до кінця процесу полімеризації, в ході якого через хімічну усадку герметика вже виникають незначні по величині [27] контактні тиски і напруження. По завершенню процесу полімеризації, внаслідок відмінностей в фізико-механічних характеристиках герметика і електрорадіоелемента (ЕРЕ), на їх межах виникають контактні тиски, котрі обумовлюють наявність напружень в матеріалах конструкції.

Основними причинами виникнення внутрішніх напружень у гетерогенній системі є зміна об'єму затверділого компаунда у порівнянні з попереднім рідким станом, і відмінність в температурних коефіцієнтах розширення матеріалів, які складають гетерогенну систему. Напруження, які виникають при цих видах деформацій, отримали в літературі назву усадкових (shrinkage) і термічних відповідно.

Виникнення усадкових напружень пов'язано з процесом утворення зшитої структури компаунда, який супроводжується орієнтацією молекул, виникненням хімічних зв'язків і утворенням ланцюгових молекул, взаємне розташування яких відрізняється від розташування молекул до початку полімеризації. Ці процеси супроводжуються зміною, точніше зменшенням

міжмолекулярних відстаней. Одночасно змінюється об'єм компаунда та відбувається його усадка.

По відношенню до компаунду електрорадіоеlementи є чужорідними тілами, які заважають вільній зміні обсягу компаунда. На поверхні чужорідних тіл релаксаційні процеси сповільнюються, що обумовлює напруженість структури [42, 43].

Внутрішні напруження можуть виникнути і без чужорідних елементів у зв'язку з тим, що в процесі переходу компаунда з вискоеластичного стану в склоподібний різко зростає в'язкість і зменшується швидкість вискоеластичної деформації. В результаті в компаунді виникають так звані "гартівні" напруження. Ці напруження можуть бути причиною жолоблення литих і пресованих полімерних деталей, появи тріщин і вторинних небажаних змін стану. Ці напруження можуть бути зняті шляхом відпалу і надалі розглядатися не будуть.

Термічні напруження обумовлені різними температурними коефіцієнтами лінійного розширення (ТКЛР) компаунда і герметизованих деталей. Згідно з положеннями теорії пружності, будь-який обсяг однорідної термічно ізотропної речовини з ТКЛР більше нуля при охолодженні зменшується в розмірах без появи напружень за умови, що його температура змінюється рівномірно, і немає сил (зовнішніх чи внутрішніх), які заважають вільній зміні розмірів. А в гетерогенній системі компаунд-електрорадіоеlement такі умови, як правило, створити неможливо. Фактично деформація компаунда внаслідок різних ТКЛР елементів не проходить вільно. Таким чином, при охолодженні компаунда, внаслідок чого він затвердіває, в ньому виникають термічні внутрішні напруження, які зростають у міру охолодження.

Очевидно, що внутрішні напруження не є фізичною константою, як, наприклад, питома вага, ТКЛР та інші властивості компаунда. Вони обумовлюються фізико-механічною взаємодією компаунда і герметизованої деталі.

1.2 Аналіз методів визначення характеристик напружено-деформованого стану полімерних матеріалів та систем компаунд-електрорадіоелемент

В міру мініатюризації виробів РЕС з'явилася проблема міцності елементів, які герметизуються, і в літературі стали з'являтися рекомендації з оцінки взаємодії елементів і конструкцій з герметизуючими матеріалами.

Розвиток техніки ставив перед інженерами все нові завдання, пов'язані з ускладненням умов роботи РЕС, і це викликало появу задач, для вирішення яких потрібно проводити розрахунки і розробляти методики випробувань апаратури на функціональну роботоздатність, яка суттєво залежить від характеристик міцності при механічних і кліматичних впливах.

Слід зауважити, що якщо в початковий період мікромініатюризації в радіоелектронних виробів застосування методів і засобів, які використовувались у загальному машинобудуванні для вимірювання деформацій і напружень, було просто неможливим, то в даний час прогрес техніки вимірювання неелектричних величин електричними методами відкриває можливість для застосування деяких методів в електроніці.

Дослідження залитої гетерогенної заключається в її циклічному охолодженні та нагріванні в установленому діапазоні температур. Розтріскування або збереження цілісності полімерного матеріалу є критерієм придатності заливного компаунда в заданому діапазоні температур.

В роботах [11, 28, 36, 88] наводиться інший метод оцінки цілісності полімерного матеріалу за допомогою спеціального прибору, який дозволяє спостерігати кінетику зростання залишкових напружень в матеріалі, порівнювати різні матеріали, вивчати вплив різноманітних режимів затвердіння на величину напружень, які з'являються в матеріалі. Проте отримані результати не можуть бути перенесені на реальні конструкції РЕС, оскільки отримані без урахування впливу близько розташованих в ньому елементів, нерівномірності

товщини герметизуючого матеріалу, близькості стінок, виводів, різного роду включень і т.д.

Безумовним досягненням необхідно вважати визначення безпосередньо кінцевих напружень в конструкціях різноманітних виробів [39, 47, 53, 63, 74, 85, 88, 90, 91, 95]. Для дослідження напруженого стану герметизуючого матеріалу деяких РЕС використовуються елементи, чутливі до механічних впливів, а саме мініатюрні конденсатори, ферити, напівпровідні кристали [39, 53, 74, 90]. В роботах [49, 95] запропонована експериментальна методика для визначення напружень в полімерному матеріалі в елементах циліндричної форми, яка базується на виключенні з використання дротових тензоперетворювачів з базою 5 мм.

В роботі [8] розглядається методика визначення напружень в механічних моделях деталей, виконаних із затверділої епоксидної смоли з використанням малобазних безосновних перетворювачів опорів. Цей метод цікавий з точки зору виміру деформацій всередині герметизуючого матеріалу.

Особливості структури і властивостей більшості полімерних матеріалів обмежують можливість використання відомих методів, які застосовувались при визначенні кінцевих напружень в металах і сплавах. Але такі методи обов'язково передбачають проникнення всередину досліджуваного об'єкта шляхом розрізання. Цей процес в полімерних матеріалах викличе підвищення температури в зоні різання, появу додаткових напружень, атомну зміну напружено-деформованого стану.

Методика розрізання і зняття шарів за допомогою шліфовки або травлення достатньо добре розроблена для металевих виробів. Її використання не вносить похибок під час виміру кінцевих напружень великогабаритних деталей. Розріз мініатюрних деталей РЕС і виробів із полімерних матеріалів може внести суттєві похибки в результати таких вимірів.

Велика увага оцінці остаточних напружень в полімерних герметизуючих матеріалах приділена в роботах [11, 31, 101]. В них розглядаються деякі фізико-

механічні властивості герметизуючих, конструкційних і електроізоляційних полімерних матеріалів. В цих роботах описуються спеціальні методи випробувань і прилади, а також наводяться методи експериментального визначення і розрахунку залишкових напружень в герметизуючих матеріалах.

Вимагають вдосконалення і теоретичні методи [26, 32, 39, 41, 47, 48, 53, 63, 65, 74, 79, 88, 90, 91, 95, 101] розрахунку характеристик напружено-деформованого стану конструкцій герметизованих виробів РЕА. Ці методи можуть забезпечити точність результатів, тільки в тих випадках, коли математична модель об'єкту вивчення достатньо добре відображає реальну дійсність, а константи, які використовуються достатньо точні. Проте, як вказано в роботі [6], в цьому випадку розрахунок стає настільки складним, що практично не може бути доведений до числового результату. Тому в ряді робіт [31, 45] наводяться наближені формули для розрахунку механічних напружень. Але ці формули або не враховують таких важливих характеристик як модуль пружності і коефіцієнт Пуассона спряжених матеріалів і їх зміни від температури, або [31] можуть бути використані тільки при стаціонарних температурних режимах чи [45] засновані на не зовсім коректних умовах сумісності деформацій і тому подібне.

Велика увага в роботах [12, 33, 66] приділена фізико-механічним процесам, які відбуваються в компаундах, при полімеризації і дії механічних навантажень. Проте в них не розглядається взаємодія полімерного матеріалу з герметизованими елементами.

Методи визначення залишкових напружень в полімерних матеріалах РЕС розглядаються в роботах [5, 11, 29, 53, 63, 88, 95]. Одним з найбільш розповсюджених таких методів вивчення розвитку є оптичний [37, 60], який також може бути використаний для залишкових напружень, його сутність полягає в тому, що на прозору, оптично активну підкладку наноситься полімерне покриття. Напруження, яке виникає в покритті в процесі його формування оцінюється по напруженням в оптично активній підкладці.

Дуже цікава робота [44] в якій викладена методика оцінки внутрішніх напружень в полімерних діелектриках, їх міцності і теплопровідності на роботоздатність герметизованих РЕС. В цій роботі досліджено причини появи внутрішніх напружень в компаундах, показані можливості їх зниження і наведений інженерний розрахунок температурних напружень. В роботі подані експериментальні методи виміру внутрішніх напружень і стійкості компаундів до термоударів. Внутрішні напруження і контактні тиски визначаються на вісесиметричній циліндричній моделі без врахування осьових деформацій, що вказує на можливість її подальшого уточнення моделі.

Методи вимірювання деформацій можна розділити на такі групи: рентгенівські, поляризаційно-оптичні (методи фотопружності), муарових смуг, крихких покриттів, гальванічних покриттів і методи, засновані на перетворенні деформацій поверхонь об'єкта дослідження за допомогою тензометрів і тензометричних перетворювачів.

Застосування рентгенівських променів для дослідження деформованого стану в металах і сплавах засновано на явищі дифракції рентгенівських променів при проходженні через кристалічну решітку досліджуваного матеріалу [50, 76, 82]. Метод не можна використовувати для дослідження матеріалів з некристалічною структурою, для виміру пластичної складової деформації, а також для вимірювання одночасно в декількох точках. Вказані недоліки метода і порівняно висока вартість обладнання обмежує його застосування при дослідженні міцності РЕА.

Метод крихких покриттів [38, 57] дозволяє визначити напруження тільки на зовнішніх поверхнях тіл. З приводу можливостей його застосування в радіоелектроніці слід зауважити, що велика похибка вимірювань, а також той факт, що при висиханні покриття в досліджуваних деталях виробів електронній техніці (ВЕТ) виникали би напруження, які можуть суттєво змінити напружено-деформаційний стан мікроелектронних пристроїв і призвести до відмови

найбільш чуттєвих елементів. Вкрай ускладнюють його використання для дослідження мініатюрних ВЕТ.

Поляризаційно-оптичні методи (методи фотопружності) [57, 78] можна використовувати тільки для дослідження напруженого стану виробів електронної техніки на моделях, виготовлених з прозорого матеріалу. При об'ємних моделях значно ускладнюється техніка експерименту і не забезпечується необхідна точність визначення окремих компонентів напружень.

При використанні методу муарових смуг [83] слід мати на увазі порівняльно складну обробку результатів експерименту і неможливість визначити напружено-деформаційний стан внутрішніх деталей об'єкта, наприклад елементів герметизованих РЕС.

Метод гальванічних покриттів може використовуватись тільки при дослідженні статичних і динамічних навантажень в металевих матеріалах, що суттєво обмежує область його застосування.

Важливим моментом при визначенні деформацій є встановлення правомірності використання тих, чи інших експериментальних засобів, випробувань.

Механічні і оптичні тензометри [58] при дослідженні РЕС можуть застосовуватись тільки в лабораторних умовах при калібруванні інших видів тензометрів, точному вимірі деформацій великих деталей і визначенні механічних характеристик матеріалів, застосовуваних в РЕС.

Пневматичні тензометри [58] застосовують тільки в лабораторних умовах при дослідженні на моделях. Вони потребують ретельної фільтрації повітря від пилу та вологи і відсутності зовнішніх повітряних потоків, але мають високий коефіцієнт перетворення (близько 200000 при порозі реагування близько 0,1 од.).

Акустичні прилади [2, 38, 54, 58, 62, 70, 80, 81] мають значну довжину бази. Датчик займає велику поверхню на об'єкті дослідження, що обмежує його використання в мікроелектроніці.

Електричні тензометри [2, 54, 58, 70] по принципу дії діляться на тензометри опору (тензорезистори), індуктивні, ємнісні, п'єзоелектричні.

Індуктивні тензометри [2, 54, 58, 70] в даний час мають базу до 0,5 мм, але їх габаритні розміри та вага ще достатньо великі для того, щоб їх можна було використовувати при досліджуванні міцності мініатюрних ВЕТ.

Індуктивні і п'єзоелектричні тензометри використовуються тільки для виміру динамічних деформацій. В роботі [2] наведено методики і апаратура для дослідження статичної міцності. Але вони не знайшли ще широкого використання в практиці тензометрування.

Ємнісні тензометри можуть використовуватися в електроніці в основному в якості безконтактних чутливих елементів перетворювачів механічних величин (тисків, крутних моментів, вібрацій, точного виміру лінійних розмірів). В даний час їх використання для виміру статичних деформацій обмежено, оскільки зміна ємності багато в чому залежить від діелектричної проникливості повітряного зазору. Вимірювання його вологості і чистоти вносить значні похибки в вимірах.

Електролітичні тензометри [52, 62] через значні габарити і недостатню стабільність характеристик не можуть використовуватися в електронній техніці.

Механотроні прибори [28] в основному застосовуються в якості чуттєвого елемента перетворювачів механічних величин при визначенні фізико-механічних характеристик матеріалів.

Тензорезистори [25] отримали широке розповсюдження в техніці виміру деформацій завдяки можливості виміру деформацій при різних розмірах бази, починаючи з десятих частин міліметра, дистанційним вимірам на великому

числі точок в широкому діапазоні частот і температур. Вони можуть бути придатні для оцінки напружень і деформацій РЕС.

Завершуючи аналіз існуючих методів оцінки напружень в РЕС, необхідно зауважити, що відомі теорії міцності не завжди можуть об'єктивно оцінити роботоздатність конструкцій по тій причині, що в залежності від напруженого стану більшість матеріалів можуть змінювати свої властивості, наприклад, переходити з крихкого стану в пластичний і навпаки [69]. Тому оцінка реальних коефіцієнтів запасу міцності досліджуваних конструкцій РЕС на даний час можлива тільки при експериментальному дослідженні натурних об'єктів з наступною обробкою отриманих результатів методами математичної статистики.

Проведений аналіз робіт дозволяє зробити висновок про те, що найбільш перспективним для оперативного і достатньо достовірного визначення напружень в РЕС є теоретико-експериментальні методи, які могли б гармонійно поєднувати відносно нескладні інженерні розрахунки, але які використовують достовірні характеристики досліджуваних виробів. Проте специфіка роботи РЕС і матеріалів, які в них використовуються робить неможливим пряме перенесення електротензометрії з загального і спеціального машинобудування в радіотехніку [31, 61].

Кожен з описаних методів володіє, як витікає з результатів проведеного аналізу, певними перевагами і недоліками і може бути найкращим в конкретних умовах. В даній роботі найбільш широке використання для дослідження напружень і деформацій в РЕС отримав метод електротензометрії, який має найменші обмеження порівняно зі всіма переліченими методами.

1.3 Огляд результатів досліджень напружено-деформованого стану та герметичності виробів радіоелектронної апаратури

Як вже зазначалось, вирішенню задач напружено-деформованого стану виробів радіоелектронної апаратури з урахуванням умов їх експлуатації присвячена дуже обмежена кількість публікацій. При цьому представлені результати досліджень носять уривчастий характер.

Як показано в роботі Карина Т. Л. [44], велике значення для роботоздатності РЕС, що герметизуються, має застосування полімерних герметизуючих матеріалів із заданими фізико-механічними властивостями. Тому певну кількість робіт присвячено вивченню фізико-механічних характеристик існуючих герметизуючих матеріалів [64, 86, 89], а також їх нових марок, які розроблюються, а характеристики яких цілком би задовільнили вимоги працездатності конструкцій РЕС [30, 31, 40]. Визначення цих характеристик здійснюється експериментально шляхом випробувань дослідних зразків матеріалу або розрахунковими методами із залученням тих чи інших спрощених моделей, які описують процеси в полімерних матеріалах [45, 46, 86].

Відомо, що фізико-механічні властивості герметиків, зокрема, внутрішні напруження в них, багато в чому залежать від режимів полімеризації. Конкретні рекомендації щодо вибору режимів полімеризації для різних рецептур герметизуючих матеріалів наводяться [46, 68, 86]. Але в них не враховується вплив заповнення об'єму елементами схеми.

Існують формули для розрахунку коефіцієнта температурного лінійного розширення (КЛТР) герметиків, виходячи з об'ємного вмісту компонентів [46, 68]. Проте вони не враховують механічної взаємодії наповнювача і ряду інших чинників. Відома також формула для розрахунку модуля пружності композицій, скріплених частинками [34], але вона враховує лише об'ємний вміст компонентів.

В роботах Каргіна В. А., Галушко А. І. [26, 42] вказується, що фізико-механічні характеристики багато в чому залежать від складу полімерного матеріалу. Зокрема, введення пластифікаторів викликає зниження температури склоутворення і модуля пружності, що обумовлює необхідність більш поглибленого вивчення міцності конструкцій РЕС, герметизованих такими матеріалами, наприклад, вивчення виникнення і розподілу залишкових напружень у з'єднаннях на основі епоксидних смол (Абібова А.Л., Тернер С., Локтаєва В. С., Кан К. Н., Гусєва В. П.) [1, 32, 41, 48, 79, 93, 94].

Як зазначається в роботах [65, 85] та інших, має місце випадковий характер механічних характеристик матеріалів. Проте, як правило, тут для обробки експериментальних даних застосовується нормальний закон розподілу ймовірності, який найчастіше не описує реальний стан речей [26]. Тому є сенс продовжити дослідження статистичного характеру властивостей матеріалів і виробів з урахуванням того факту, що ці випадкові величини можуть мати не лише ненормальні, але і у ряді випадків, не одномодальні закони розподілу, і такі дослідження приведені в роботах Ройзмана В. П., Хавкіна М. І., Шайко-Шайковського О. Г., Петрашук С. А..

Аналізуючи дослідження, описані в розглянутих вище роботах, варто відмітити таке. Вони проведені на лабораторних зразках або спрощених теоретичних моделях, тому носять більше якісний, аніж кількісний характер, що істотним чином обмежує сферу їх застосовності для реальних конструкцій. Між тим, практичні умови роботи герметизуючих матеріалів у всьому робочому діапазоні температур настільки складні, що їх повний облік поки неможливий і необхідні випробування в реальних умовах експлуатації [32].

Як стверджується в [32], необхідно визначати ті фізико-механічні показники герметиків, які служать для характеристики та порівняння матеріалів, забезпечення даними для розрахунку та визначення експлуатаційних характеристик, контролю якості продукції власне в процесі виробництва. Об'єктивна наукова оцінка методів випробувань приводить до

висновку про неправильність довільного застосування методів випробувань. Тут же вказується, що швидке зростання промисловості полімерів неминуче ставить практику перед теорією, а складність властивостей полімерів обумовлює недостатність наших знань про матеріали. В роботі робиться спроба вирішення зазначеної проблеми шляхом переоцінки явищ і перегляду підходу до випробувань. Проте вона в основному присвячена розвитку динамічних впливів і методів випробувань, які не враховують вплив статичних навантажень на міцність полімерів.

В ряді випадків фізико-механічні характеристики, які наводяться в різних роботах навіть одного і того ж автора, мають велике розходження. Так, зазначені в роботі Гуля В. Є. [31] значення КЛТР ряду компаундів майже в три рази відрізняються від коефіцієнтів, які наводяться в [65] для цих же компаундів. Незважаючи на це, особливо цінним тут є експериментально отримані залежності величини фізико-механічних характеристик деяких компаундів від температури. Але, на жаль, відсутні дані по розкиду цих характеристик. Цей недолік компенсований в роботах Ройзмана В. П., Хавкіна М. І., де показано, що вони не підкоряються нормальному одноmodalьному закону розподілу, а мають багатомодальний характер.

Важливі теоретичні висновки і рекомендації наведено в роботах [7, 9, 60, 69, 77]. В них вказано на залежність від форми і взаємного розташування деталей різних видів деформацій і напружених станів, обгрунтована необхідність застосування демпфуючих матеріалів, наведено функціональні залежності основних параметрів полімерів від різноманітних кліматичних факторів.

В роботі [31] показано, що величини напружень, виникаючих в герметику і елементі РЕС, в більшості залежать від значень фізико-механічних характеристик матеріалів, таких як КЛТР, модуль пружності, коефіцієнт Пуассона.

Причини виникнення залишкових напружень в покритті, кінетика їх зростання і методи визначення розглянуті в роботах [10, 12, 35, 37, 59, 67, 86, 87, 100, 101].

Що стосується задач герметизації РЕА, то також існує досить обмежена кількість публікацій так, в [85] містяться деякі відомості, в тому числі по внутрішнім напруженням в компаундах, проте цей матеріал викладений у стислому вигляді і далекий від досконалості.

Публікації в періодичних науково-технічних виданнях уривчасті відомості. Крім того, використання результатів відомих досліджень ускладнюється відсутністю загальноприйнятої термінології і методики вимірювання внутрішніх напружень. Склалося становище, при якому характеристики радіоелектронних схем, які визначаються схемно-електричними параметрами, підлягають теоретичному аналізу і розрахунку, в той час як компаунди для герметизації обираються інтуїтивно, на основі досвіду та рекомендацій фахівців. Якщо виріб, який герметизується, витримав задані навантаження, то завдання вибору компаунда вважається вирішеним. Подальші пошуки, як правило, припиняються, хоча вимоги до фізико-механічних характеристик компаунда залишаються невивченими, і немає впевненості в тому, що обраний компаунд повністю їм відповідає. При необхідності заміни одного компаунда іншим складно визначити, які властивості повинні бути збережені або покращені, а які не мають істотного значення. При такому підході не може бути й мови про вибір оптимального компаунда.

Найбільш розповсюдженим методом дослідження взаємодії герметизуючих матеріалів з матеріалами герметизуючих виробів є консольний, описаний в роботі [79]. Недоліком цього метода є те, що взаємодію матеріалів розглядають не враховуючи багатьох реальних факторів, які існують в РЕС.

В ряді випадків, оцінка міцності герметика зводиться до оцінки міцності полімерного матеріалу по його термостійкості. Зазвичай для вирішення цієї

задачі використовуються моделі, які являють собою металевий стрижень прямокутного або шестигранного перетину, встановлений по осі циліндричної оболонки, залитий компаундом. В деяких випадках використовуються круглі стрижні з лопатками, П – образні скоби і т.д. [43, 88].

1.4 Висновок та постановка задачі

Аналіз результатів проведеного огляду конструктивних особливостей виробів радіоелектронної апаратури та причин виникнення напружень при їх формуванні, методів визначення характеристик напружено-деформованого стану об'єктів вивчення та відомих даних їх визначення дозволяє зробити такі висновки:

1. Як витікає з результатів проведеного аналізу, значна частина конструкцій радіоелектронних пристроїв представляють собою заполімеризований об'єм компаунда з багаточисленними включеннями у вигляді різнорідних елементів та плат з контактними виводами і можуть розглядатися як єдине тіло або гермомодуль, у яких на етапах виробництва, зберігання і експлуатації таких пристроїв при коливаннях температури внаслідок відмінності фізико-механічних характеристик усіх елементів, які утворюють систему, має місце взаємодія компаунда з його включеннями, тобто з електронними елементами та іншими складовими конструкції, і виникають механічні напруження. При їх дії можуть руйнуватися найменш міцні ділянки конструкції. Однак немає достовірних математичних моделей деформування та герметизації як на етапі полімеризації, так і по її завершенні, а також в процесі експлуатації.

2. В результаті проведеного аналізу методів витікає, що вирішенню задач напружено-деформованого стану виробів радіоелектронної апаратури з урахуванням умов їх експлуатації присвячена дуже обмежена кількість

публікацій. При цьому представлені результати досліджень носять уривчастий характер і потребують вдосконалення.

3. Проведений аналіз робіт дозволяє зробити висновок про те, що найбільш перспективним для оперативного і достатньо достовірного визначення напружень в РЕС є теоретико-експериментальні методи, які могли б гармонійно поєднувати відносно нескладні інженерні розрахунки.

Однак багато задач в цьому науковому напрямку потребує подальшого вивчення, а саме:

1) Розробка підходів моделювання системи компаунд-радіоелектронна апаратура з урахуванням їх конструктивних особливостей та умов експлуатації;

2) Визначення фізико-механічних характеристик полімерних матеріалів, які використовуються при формуванні виробів радіоелектронної апаратури;

3) Визначення впливу температури та тиску на напружено-деформований стан та герметизацію вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів;

4) Розробка рекомендацій щодо підвищення функціональної роботоздатності вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів.

Враховуючи викладене, мета роботи полягає у встановленні закономірностей впливу температури і тиску на характеристики деформування та герметичності вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів та розробці теоретично-експериментальних методів виявлення причин їх деформування та розгерметизації і рекомендацій з запобігання таких дефектів.

Для досягнення сформульованої мети роботи були визначені такі задачі:

6. Розробити математичні моделі впливу температури та тиску навколишнього середовища в заданому діапазоні їх зміни на деформування та герметизацію корпусу конденсатора і його елементів як на етапі полімеризації компаунда, так і її завершення, а також в процесі експлуатації та взаємодію герметизуючого компаунда з оболонкою конденсатора і його виводом.

7. Розробити теоретично-експериментальні методи виявлення причин деформування та розгерметизації корпусу конденсатора з урахуванням особливостей конструкції виробів РЕА та умов їх експлуатації.

8. Провести комплекс експериментально-розрахункових досліджень з визначення впливу умов експлуатації плівкового конденсатора на характеристики його деформування та герметизації.

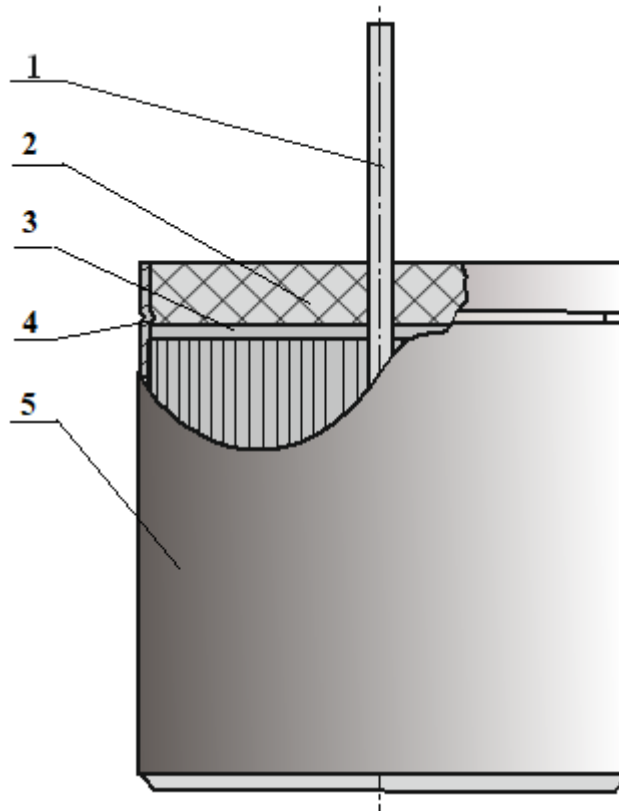
Розробити рекомендації з підвищення функціональної роботоздатності виробів РЕА.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДЕФОРМУВАННЯ ОБОЛОНОК ВУЗЛА ВОЛОГОЗАХИСТУ КОНДЕНСАТОРА

2.1 Конструктивні особливості вузла вологозахисту плівкових конденсаторів та умови їх експлуатації

В даній роботі для дослідження представлених типів плівкових конденсаторів використовується конденсатор К78, який схематично зображений на рисунку 2.1.



- 1 – вивід;
- 2 – компаунд;
- 3 – перегородка;
- 4 – штампування в корпусі, так званий “зиг”;
- 5 – корпус.

Рис. 2.1. Конструкція плівкового конденсатору К78

Корпус 5 являє з себе тонкостінну алюмінієву циліндричну оболонку, в якій розміщена секція конденсатора, негерметично закрита текстолітовою перегородкою 3, яка має отвір для контактного виводу 1. Текстолітова перегородка спирається в технологічну опору, якою є кільцеве штампування в корпусі конденсатора або так званий “зиг” 4.

Після збирання конденсатора зі сторони його вільного торця проводиться заливка герметизуючим компаундом ЕК-23. Полімеризація цього компаунда проходить при температурі 100 °С.

Корпус конденсатора виготовляється з алюмінієвого сплаву. Контактний вивід виготовлений з мідного дроту. Перегородка штампується з текстоліту. Характеристики компаунда наведені в таблиці 2.1, а в таблиці 2.2 – значення радіальних розмірів корпусів конденсаторів і текстолітових перегородок для трьох типорозмірів конденсаторів.

Таблиця 2.1

Фізико-механічні характеристики компаунда ЕК-23

Температура T , °С	Модуль Юнга, E , МПа	Міцність при розриві, σ_n , МПа	Видовження при розриві, ε_B , %
-60	5180	44,9	1,78
-40	4900	45,4	1,43
-30	3890	44,3	1,20
-20	4130	43,7	1,06
-10	4190	46,1	1,71
0	4070	43,0	1,50
10	3750	45,1	1,87
20	4920	41,1	1,41
30	4820	40,2	0,86
40	4310	35,2	0,94
50	3950	36,0	1,08
60	3430	32,6	1,22
70	2660	30,2	1,92
80	1500	17,9	2,35
90	110	10,1	14,9
100	54	6,3	13,2
110	50	30,8	8,4

Продовження таблиці 2.1

120	52	3,0	5,73
130	53	2,5	5,11

Величина адгезії компаунда ЕК-23 дорівнює 11,1-13,8 МПа.

Таблиця 2.2

Значення радіальних розмірів корпусів конденсаторів і текстолітових перегородок для трьох типорозмірів конденсаторів

Типорозмір конденсаторів	Внутрішній радіус корпуса, см	Внутрішній радіус “зига”, см	Радіус перегородки, см
I	$1,6 \pm 0,0125$	$1,525 \pm 0,01$	1,575-0,031
II	$2,15 \pm 0,0125$	$2,075 \pm 0,01$	2,125-0,031
III	$2,65 \pm 0,0125$	$2,575 \pm 0,01$	2,625-0,031

По такій же схемі організуються гермовузли ємностей найрізноманітнішої форми, розмірів, назв. В ці ємності вварюються горловини, в яких і організуються подібні гермовузли.

2.2 Математичне моделювання оболонок вузла вологозахисту

Під дією контактного тиску має місце деформування оболонок вузла вологозахисту, як одного з основних його конструктивних елементів. При перевищенні допустимого рівня деформації спостерігається відшарування контактуючих поверхонь оболонки і компаунда, внаслідок чого настає розгерметизація вузла, що порушує функціональну роботоздатність плівкового конденсатора.

Можна передбачити, що чим менша жорсткість оболонки, тим сильніша її взаємодія з компаундом і вони будуть під дією тиску переміщатися разом. Це означає меншу ймовірність відшарування контактуючих поверхонь оболонки та

компаунда. Але в конструкції конденсатора існує текстолітова перегородка (див. рисунок 2.1), яка утворює додаткову жорстку опору оболонки і тим самим зменшує довжину оболонки, що контактує з компаундом, внаслідок чого зростає її жорсткість.

Викладене свідчить про необхідність дослідження закономірностей деформування оболонок як без перегородки, так і при її наявності з точки зору впливу деформацій оболонки на функціонування вузла вологозахисту. Слід зазначити, що текстолітова перегородка може бути замінена на гумову, яка внаслідок своїх пружних характеристик не може вважатися опорою.

Розглянемо математичну модель оболонки в загальному випадку, тобто при наявності перегородки.

Схема циліндричної оболонки довжиною $l = l_1 + l_2$, постійної товщини h подана на рисунку 2.2. Тут l_1 і l_2 - частини довжини оболонки без дії контактного тиску та при його наявності інтенсивністю q відповідно. Перегородка знаходиться в перерізі l_1 .

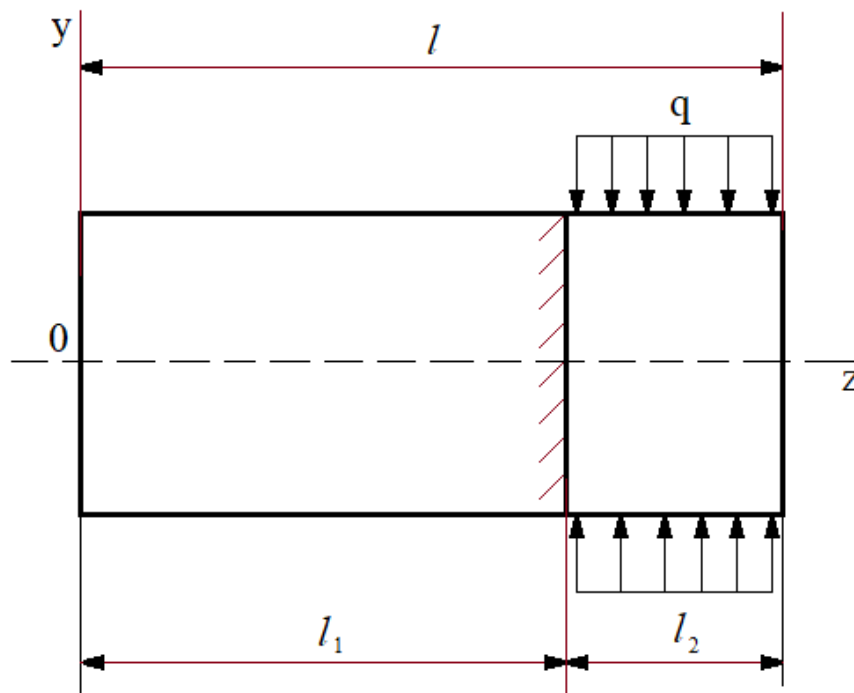


Рис 2.2. Схема циліндричної оболонки постійної товщини під дією контактного тиску

Будемо розглядати таку оболонку як жорстко закріплену в днищі та в перерізі розташування перегородки.

Враховуючи симетрію оболонок в окружному напрямку, будемо розглядати її переміщення під дією контактного тиску в плоскій системі координат YOZ, початок якої співпадає з лівим її кінцем.

Диференціальне рівняння переміщення такої оболонки має вигляд [8]:

$$\frac{d^4 y}{dz^4} + \frac{E \cdot h}{R^2 \cdot D} \cdot y = \frac{f(z)}{D}, \quad (2.1)$$

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

R - радіус серединної поверхні оболонки; E - модуль пружності матеріалу;

$D = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)}$ - циліндрична жорсткість; μ - коефіцієнт Пуассона матеріалу;

$f(z)$ - розподілене навантаження, прикладене до серединної поверхні оболонки.

В даному випадку $f(z) = q = \text{const}$. Це означає, що не враховується можлива нерівномірність контактної тиску по довжині контактуючої поверхні.

Розглянемо математичні моделі двох варіантів оболонок:

Оболонка з перегородкою. В цьому випадку частина узагальненої моделі оболонки, поданої на рис. 2.2 довжиною l_1 не буде переміщатися, тому будемо розглядати лише частину оболонки по довжині дії контактної тиску l_2 , схема якої представлена на рис. 2.3.

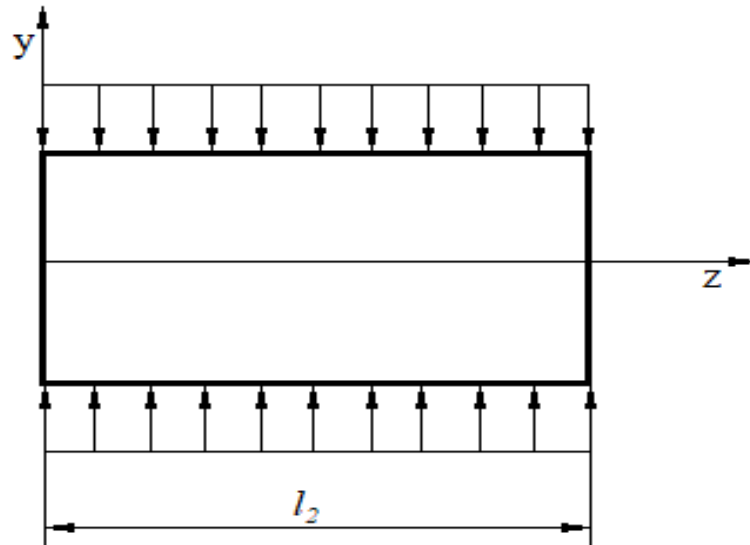


Рис. 2.3. Схема оболонки з перегородкою

Будемо називати таку оболонку короткою.

Оболонка без перегородки. Її схема подана на рис. 2.4. Таку оболонку будемо називати довгою.

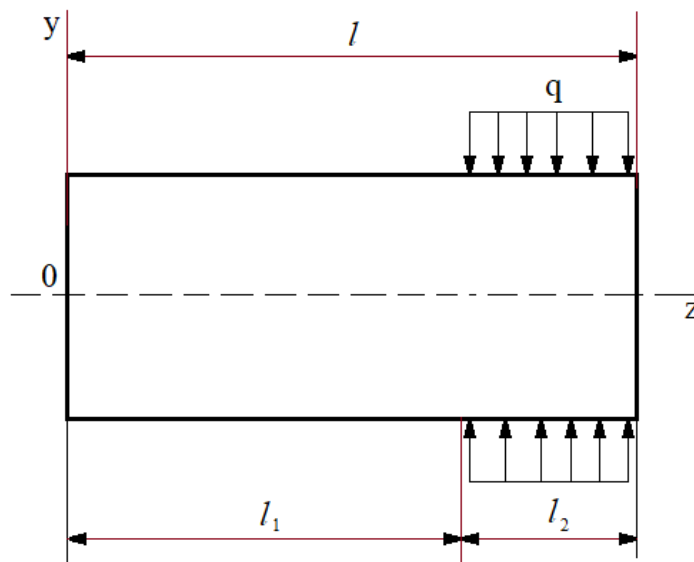


Рис. 2.4. Схема оболонки без перегородки

Перейдемо до детального розгляду математичних моделей короткої та довгої оболонок.

2.2.1. Оболонка з перегородкою

Граничні умови такої оболонки мають вигляд:

$$\left. \begin{array}{l} y_{z=0} = 0 \\ \frac{dy}{dz}_{z=0} = 0 \end{array} \right\}, \quad \left. \begin{array}{l} \frac{d^2 y}{dz^2}_{z=l_2} = 0 \\ \frac{d^3 y}{dz^3}_{z=l_2} = 0 \end{array} \right\}. \quad (2.2)$$

Використовуючи відомі з теорії пружності [52] вирази для згинального моменту M і перерізаючої сили Q

$$M = \frac{d^2 y}{dz^2} \cdot D, \quad Q = \frac{d^3 y}{dz^3} \cdot D \quad (2.3)$$

та граничні умови (2.2) задача знаходження прогину точок серединної поверхні оболонки, зводиться до розв'язку рівняння

$$\frac{d^4 y}{dz^4} + 4 \cdot \beta^4 \cdot y = \frac{q}{D}, \quad (2.4)$$

де

$$4 \cdot \beta^4 = \frac{E \cdot h}{R^2 \cdot D} = \frac{12 \cdot (1 - \mu^2)}{R^2 \cdot h^2} \quad (2.5)$$

Рівняння (2.5) – це лінійне неоднорідне диференціальне рівняння четвертого порядку зі сталими коефіцієнтами. Його загальний розв'язок є сумою двох розв'язків: y_0 - однорідного рівняння при $q=0$ і частинного розв'язку y_1 - неоднорідного рівняння з правою частиною.

Оскільки права частина рівняння – величина стала, то частинний розв’язок (2.5) є многочленом нульового степеню $y_1 = \frac{q}{4 \cdot D \cdot \beta^4}$. Розв’язок однорідного рівняння

$$\frac{d^4 y_0}{dz^4} + 4 \cdot \beta^4 \cdot y_0 = 0. \quad (2.6)$$

шукаємо у вигляді

$$y_0 = e^{k \cdot z}. \quad (2.7)$$

Підстановка розв’язку (2.7) в рівняння (2.6) приводить до характеристичного рівняння

$$k^4 + 4 \cdot \beta^4 = 0, \quad (2.8)$$

розв’язками якого будуть $k_{1,2} = (1 \pm i) \cdot \beta$ та $k_{3,4} = -(1 \pm i) \cdot \beta$, де i – уявна одиниця.

Таким чином, розв’язок y_0 однорідного рівняння буде мати вигляд:

$$y_0 = e^{\beta z} \cdot (C_1 \cdot \cos \beta z + C_2 \cdot \sin \beta z) + e^{-\beta z} \cdot (C_3 \cdot \cos \beta z + C_4 \cdot \sin \beta z)$$

Узагальнюючи викладене, рівняння (2.6) має чотири часткові лінійно незалежні розв’язки:

$$u_1(z) = e^{\beta z} \cos \beta z, \quad u_2(z) = e^{-\beta z} \cos \beta z, \quad u_3(z) = e^{\beta z} \sin \beta z, \quad u_4(z) = e^{-\beta z} \sin \beta z. \quad (2.9)$$

Використовуючи функції О. М. Крилова, які визначаються виразами:

$$K_0(\beta z) = \frac{1}{2} \cdot (e^{\beta z} + e^{-\beta z}) \cdot \cos \beta z;$$

$$K_1(\beta z) = \frac{1}{4} \cdot [(e^{\beta z} + e^{-\beta z}) \cdot \sin \beta z + (e^{\beta z} - e^{-\beta z}) \cdot \cos \beta z];$$

$$K_2(\beta z) = \frac{1}{4} \cdot (e^{\beta z} - e^{-\beta z}) \cdot \sin \beta z;$$

$$K_3(\beta z) = \frac{1}{8} \cdot [(e^{\beta z} + e^{-\beta z}) \cdot \sin \beta z - (e^{\beta z} - e^{-\beta z}) \cdot \cos \beta z],$$

загальний розв'язок рівняння (2.6) можна записати у вигляді

$$y_0 = C_1 \cdot K_0(\beta z) + C_2 \cdot K_1(\beta z) + C_3 \cdot K_2(\beta z) + C_4 \cdot K_3(\beta z). \quad (2.10)$$

Таким чином, загальний розв'язок неоднорідного рівняння (2.4) приймає вигляд

$$y = C_1 \cdot K_0(\beta z) + C_2 \cdot K_1(\beta z) + C_3 \cdot K_2(\beta z) + C_4 \cdot K_3(\beta z) + \frac{q}{4 \cdot D \cdot \beta^4}. \quad (2.11)$$

Довільні постійні C_1, C_2, C_3, C_4 визначаються з чотирьох граничних умов. Для їх знаходження використаємо властивості функцій Крилова, а саме:

$$K_0(0) = 1, \quad K_1(0) = 0, \quad K_2(0) = 0, \quad K_3(0) = 0, \quad (2.12)$$

та зв'язок функцій Крилова з його похідними, вирази яких наведені в таблиці 2.3 [3]

Таблиця 2.3

Вирази для визначення похідних функцій Кривола

Функції	$\frac{d}{dz} K_i(\beta z)$	$\frac{d^2}{dz} K_i(\beta z)$	$\frac{d^3}{dz} K_i(\beta z)$
$K_0(\beta z)$	$-4\beta K_3(\beta z)$	$-4\beta^2 K_2(\beta z)$	$-4\beta^3 K_1(\beta z)$
$K_1(\beta z)$	$\beta K_0(\beta z)$	$-4\beta^2 K_3(\beta z)$	$-4\beta^3 K_2(\beta z)$
$K_2(\beta z)$	$\beta K_1(\beta z)$	$\beta^2 K_0(\beta z)$	$-4\beta^3 K_3(\beta z)$
$K_3(\beta z)$	$\beta K_2(\beta z)$	$\beta^2 K_1(\beta z)$	$K_0(\beta z)$

Тоді, вирази для похідних прогину $y(z)$, які входять до граничних умов (2.2), мають вигляд:

$$\begin{cases} \frac{dy}{dz} = -4C_1\beta K_3(\beta z) + C_2\beta K_0(\beta z) + C_3\beta K_1(\beta z) + C_4\beta K_2(\beta z) \\ \frac{d^2y}{dz^2} = -4C_1\beta^2 K_2(\beta z) - 4C_2\beta^2 K_3(\beta z) + C_3\beta^2 K_0(\beta z) + C_4\beta^2 K_1(\beta z) \\ \frac{d^3y}{dz^3} = -4C_1\beta^3 K_1(\beta z) - 4C_2\beta^3 K_2(\beta z) - 4C_3\beta^3 K_3(\beta z) + C_4\beta^3 K_0(\beta z) \end{cases} \quad (2.13)$$

Підставивши вирази для функцій $y(z)$ (2.11) і її похідних (2.13) в граничні умови (2.2), отримаємо систему з чотирьох рівнянь відносно невідомих довільних сталих C_1, C_2, C_3, C_4 :

$$\begin{cases} y(0) = C_1 + \frac{q}{4D\beta^4} = 0; \\ \frac{dy(0)}{dz} = C_2 = 0; \\ \frac{d^2y(l_2)}{dz^2} = 4\frac{q}{4D\beta^4} \beta^2 K_2(\beta l_2) + C_3\beta^2 K_0(\beta l_2) + C_4\beta^2 K_1(\beta l_2) = 0; \\ \frac{d^3y(l_2)}{dz^3} = 4\frac{q}{4D\beta^4} \beta^3 K_1(\beta l_2) - 4C_3\beta^3 K_3(\beta l_2) + C_4\beta^3 K_0(\beta l_2) = 0. \end{cases} \quad (2.14)$$

З перших двох рівнянь визначаємо C_1, C_2 :

$$\begin{cases} C_1 = -\frac{q}{4D\beta^4}; \\ C_2 = 0, \end{cases} \quad (2.15)$$

а з третього рівняння (2.11) отримуємо вираз для коефіцієнта C_3 :

$$C_3 = \frac{-4\frac{q}{4D\beta^4}\beta^2 K_2(\beta l_2) - C_4\beta^2 K_1(\beta l_2)}{\beta^2 K_0(\beta l_2)} \quad (2.16)$$

Підставляючи значення (2.16) в четверте рівняння (2.14), маємо:

$$\begin{aligned} &4\frac{q}{4D\beta^4}\beta^3 K_1(\beta l_2) \cdot K_0 + 4\left(4\frac{q}{4D\beta^4}\beta^2 K_2(\beta l_2) + \right. \\ &\left. + C_4\beta^2 K_1(\beta l_2)\right) \cdot \beta K_3 + C_4\beta^3 K_0(\beta l_2) = 0 \end{aligned} \quad (2.17)$$

З (2.16) та (2.17) отримаємо формулу для визначення коефіцієнтів C_3, C_4 :

$$\begin{cases} C_3 = 4\frac{q}{4D\beta^4} \cdot \frac{K_1^2(\beta l_2) - K_0(\beta l_2) \cdot K_2(\beta l_2)}{K_0^2(\beta l_2) + 4K_1(\beta l_2) \cdot K_3(\beta l_2)}; \\ C_4 = -4\frac{q}{4D\beta^4} \cdot \frac{K_0(\beta l_2) \cdot K_1(\beta l_2) + 4K_2(\beta l_2) \cdot K_3(\beta l_2)}{K_0^2(\beta l_2) + 4K_1(\beta l_2) \cdot K_3(\beta l_2)}. \end{cases} \quad (2.18)$$

Знання довільних коефіцієнтів C_j ($j=1,2,3,4$) дає можливість визначити кінцевий вираз (2.11) для прогину оболонки:

$$\begin{aligned}
y(z) = & 4 \cdot \alpha \cdot \frac{\overline{k_1^2 + k_0 \cdot k_2}}{k_0^2 + 4 \cdot \overline{k_1 \cdot k_3}} \cdot k_2(\beta z) - \\
& - 4 \cdot \alpha \cdot \frac{\overline{k_0 \cdot k_1 + 4 \cdot k_2 \cdot k_3}}{k_0^2 + 4 \cdot \overline{k_1 \cdot k_3}} \cdot k_3(\beta z) + \alpha \cdot [1 - k_0(\beta z)],
\end{aligned}
\tag{2.19}$$

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

2.2.2. Оболонка без перегородки

Для визначення впливу перегородки на деформування оболонки необхідно знати закономірності її поведінки без перегородки. В зв'язку з цим, розглянемо математичну модель такої оболонки довжиною $l = l_1 + l_2$, тобто довгої оболонки, яка показана на рис. 2.4. На правому кінці оболонки по довжині l_2 розподілено контактний тиск інтенсивністю q . Розрахунок прогину точок серединної поверхні циліндричної оболонки зводиться до інтегрування диференціального рівняння (2.1), але тепер початок координат співпадає з лівим кінцем оболонки. В цьому випадку функція $f(z)$, яка описує контактний тиск може бути записана у вигляді:

$$f(z) = \begin{cases} 0, & \text{при } z < l_1; \\ q, & \text{при } l_1 \leq z \leq l, \end{cases}
\tag{2.20}$$

або за допомогою одиничної ступінчатої функції Хевісайда [51]:

$$f(z) = q \cdot \eta \cdot (z - l_1) - q \cdot \eta \cdot (z - l),
\tag{2.21}$$

$$\text{де } \eta = \begin{cases} 0, & z \leq 0, \quad z < l; \\ 1, & z > 0, \quad l_1 \leq z \leq l. \end{cases}$$

Тоді для даної оболонки диференціальне рівняння переміщення (2.1) можна записати у вигляді

$$\frac{d^4 y}{dz^4} + 4 \cdot \beta^4 \cdot y = \frac{q}{D} \cdot \eta \cdot (z - l_1) - \frac{q}{D} \cdot \eta \cdot (z - l), \quad (2.22)$$

а граничні умови:

$$\left. \begin{array}{l} y_{z=0} = 0 \\ \frac{dy}{dz}_{z=0} = 0 \end{array} \right\}, \quad \left. \begin{array}{l} \frac{d^2 y}{dz^2}_{z=l} = 0 \\ \frac{d^3 y}{dz^3}_{z=l} = 0 \end{array} \right\} \quad (2.23)$$

Таким чином, рішення задачі зводиться до розв'язку рівняння (2.21) при граничних умовах (2.23).

Як зазначалося вище, загальний розв'язок у диференціального рівняння (2.21) можна представити у вигляді суми:

$$y = y_0 + y_1, \quad (2.24)$$

де

$$y_0 = C_1 \cdot k_0(\beta z) + C_2 \cdot k_1(\beta z) + C_3 \cdot k_2(\beta z) + C_4 \cdot k_3(\beta z) \quad (2.25)$$

загальний розв'язок однорідного диференціального рівняння (2.22), а y_1 – частковий розв'язок.

Частковий розв'язок рівняння $y_1(z)$ знайдемо методом операційного числення, який задовольняє такі граничні умови:

$$y_1 \Big|_{z=0} = \frac{dy_1}{dz} \Big|_{z=0} = \frac{d^2 y_1}{dz^2} \Big|_{z=0} = \frac{d^3 y_1}{dz^3} \Big|_{z=0} = 0 \quad (2.26)$$

Позначимо образ розв'язку $y_1(z)$ задачі, через $\overline{y_1}(p)$, тобто $y_1(z) \rightarrow \overline{y_1}(p)$.

За теоремою про диференціювання оригіналу

$$\begin{aligned} y_1^{iv}(x) &\rightarrow p^4 \overline{y_1}(0) - p^3 y_1(0) - p^2 y_1'(0) - \\ &- p y_1''(0) - y_1'''(0) = p^4 \overline{y_1}(0). \end{aligned} \quad (2.27)$$

Знайдемо образ розв'язку правої частини рівняння (2.22)

$$\frac{q}{D} \eta(z-l_1) \rightarrow \frac{q}{D} \frac{e^{-l_1 p}}{p}, \quad \frac{q}{D} \eta(z-l) \rightarrow \frac{q}{D} \frac{e^{-lp}}{p}. \quad (2.28)$$

Образом розв'язку для рівняння (2.22) є

$$p^4 \overline{y_1}(p) + 4\beta \cdot \overline{y_1}(p) = \frac{q}{D} \cdot \left(\frac{e^{-l_1 p}}{p} - \frac{e^{-lp}}{p} \right), \quad (2.29)$$

з якого знаходимо образ розв'язку

$$\bar{y}_1(p) = \frac{q}{D} \cdot \frac{(e^{-l_1 p} - e^{-lp})}{p \cdot (p + 4\beta)}. \quad (2.30)$$

Щоб знайти оригінал функції $y_1(p)$, необхідно розкласти дріб $\frac{1}{p(p^4 + 4\beta^4)}$ на прості дроби $\frac{1}{p(p^4 + 4\beta^4)} = \frac{1}{4\beta^4} \cdot \left[\frac{1}{p} - \frac{p^3}{p^4 + 4\beta^4} \right]$ і знайти оригінал кожної з них

$$\frac{1}{p} \rightarrow 1, \quad \frac{p^3}{p^3 + 4\beta^4} \rightarrow \frac{1}{2} \cos \beta z (e^{\beta z} + e^{-\beta z}) = K_0(\beta z).$$

Використовуючи теорему запізнення, що зв'язує функції комплексної та дійсної змінних, можемо визначити частковий розв'язок рівняння (2.21):

$$y_1(z) = \frac{q}{4D\beta^4} \cdot [1 - K_0(\beta(z - l_1))] \cdot \eta(z - l_1) - \frac{q}{4D\beta^4} \cdot [1 - K_0(\beta(z - l))] \cdot \eta(z - l). \quad (2.31)$$

Таким чином, загальним розв'язком рівняння (2.21) буде:

$$y(z) = C_1 K_0(\beta z) + C_2 K_1(\beta z) + C_3 K_2(\beta z) + C_4 K_3(\beta z) + \frac{q}{4D\beta^4} \cdot [1 - K_0(\beta(z - l_1))] \cdot \eta(z - l_1) - \frac{q}{4D\beta^4} \cdot [1 - K_0(\beta(z - l))] \cdot \eta(z - l) \quad (2.32)$$

Визначимо значення довільних сталих C_1, C_2, C_3, C_4 використовуючи граничні умови (2.23).

При $0 \leq z \leq l_1$, функція (2.32) і її перша похідна матимуть вигляд:

$$y(z) = C_1 K_0(\beta z) + C_2 K_1(\beta z) + C_3 K_2(\beta z) + C_4 K_3(\beta z); \quad (2.33)$$

$$\frac{dy(z)}{dz} = -4C_1 \beta K_3(\beta z) + C_2 \beta K_0(\beta z) + C_3 \beta K_1(\beta z) + C_4 \beta K_2(\beta z). \quad (2.34)$$

Підставляючи ці вирази в граничні умови (2.23), отримаємо, що $C_1 = 0$ і $C_2 = 0$.

Підставляючи значення C_1 та C_2 в (2.32), загальний розв'язок набуває вигляду

$$y(z) = C_3 K_2(\beta z) + C_4 K_3(\beta z) + \frac{q}{4D\beta^4} \cdot [1 - K_0(\beta(z - l_1))] \cdot \eta(z - l_1) - \frac{q}{4D\beta^4} \cdot [1 - K_0(\beta(z - l))] \cdot \eta(z - l). \quad (2.35)$$

Для визначення довільних сталих C_3 та C_4 знайдемо значення функції (2.35) і її похідних на проміжку $l_1 \leq z \leq l$:

$$y(z) = C_3 K_2(\beta z) + C_4 K_3(\beta z) + \frac{q}{4D\beta^4} \cdot [1 - K_0(\beta(z - l_1))] \cdot \eta(z - l_1);$$

$$\frac{y''(z)}{dz^2} = C_3 \beta^2 K_0(\beta z) + C_4 \beta^2 K_1(\beta z) + \frac{q}{4D\beta^4} \cdot 4\beta^2 K_2(\beta(z - l_1)); \quad (2.36)$$

$$\frac{y'''(z)}{dz^3} = -4C_3 \beta^3 K_0(\beta z) + C_4 \beta^3 K_0(\beta z) + \frac{q}{4D\beta^4} \cdot 4\beta^3 K_2(\beta(z - l_1)).$$

Підставляючи вираз (2.35) в граничні умови (2.23), отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} C_3 \beta^2 K_0(\beta z) + C_4 \beta^2 K_1(\beta z) + \frac{q}{4D\beta^4} \cdot 4\beta^2 K_2(\beta(z-l_1)) = 0; \\ -4C_3 \beta^3 K_0(\beta z) + C_4 \beta^3 K_0(\beta z) + \frac{q}{4D\beta^4} \cdot 4\beta^3 K_2(\beta(z-l_1)) = 0, \end{cases} \quad (2.37)$$

звідки отримуємо такі вирази для довільних сталих C_3 та C_4 :

$$\begin{aligned} C_3 &= 4 \cdot \frac{q}{4D\beta^4} \cdot \frac{K_1(\beta l) \cdot K_1(\beta(l-l_1)) - K_0(\beta l) \cdot K_2(\beta(l-l_1))}{K_0^2(\beta l) + 4K_1(\beta l) \cdot K_3(\beta l)}, \\ C_4 &= -4 \cdot \frac{q}{4D\beta^4} \cdot \frac{K_0(\beta l) \cdot K_1(\beta(l-l_1)) + 4K_3(\beta l) \cdot K_2(\beta(l-l_1))}{K_0^2(\beta l) + 4K_1(\beta l) \cdot K_3(\beta l)} \end{aligned} \quad (2.38)$$

Враховуючи вирази (2.38), і використовуючи позначення $\alpha = \frac{q}{4D\beta^4}$,

$K_i(\beta l) = \bar{k}_i$ ($i = 0, 1, 2, 3$), загальний розв'язок (2.32) отримає вигляд

$$\begin{aligned} y(z) &= 4a \cdot \frac{\bar{k}_1 \cdot k_1 \cdot (\beta(l-l_1)) - \bar{k}_0 \cdot k_2 \cdot (\beta(l-l_1))}{k_0^2 + 4\bar{k}_1 \bar{k}_3} \cdot k_2(\beta z) - \\ &- 4a \cdot \frac{\bar{k}_0 \cdot k_1 \cdot (\beta(l-l_1)) + 4 \cdot \bar{k}_3 \cdot \bar{k}_2 \cdot (\beta(l-l_1))}{k_0^2 + 4\bar{k}_1 \bar{k}_3} \cdot k_3(\beta z) + \\ &+ a \cdot [1 - k_0(\beta(z-l_1))] \cdot \eta \cdot (z-l_1) - a \cdot [1 - k_0(\beta(z-l))] \cdot \eta \cdot (z-l). \end{aligned} \quad (2.39)$$

2.3. Результати обчислювальних експериментів з визначення деформацій оболонки

Використовуючи загальні розв'язки для визначення переміщень короткої (2.19) та довгої (2.39) оболонок, були проведені обчислювальні експерименти з визначення їх переміщень. Розрахунки виконувались для

оболонок з такими геометричними розмірами: $l = 50 \text{ мм}$, $l_2 = 5 \text{ мм}$, $h = 0,2 \text{ мм}$, $R = 16,9 \text{ мм}$.

Матеріал оболонок - алюмінієвий сплав АД-1, для якого модуль пружності $E = 0,71 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, та границею міцності $\sigma_B = 40 \text{ МПа}$.

За результатами проведених розрахунків були отримані залежності відносного переміщення α від довжини l_2 оболонок, на яку діє тиск. Вказані залежності для оболонок наведені на рис. 2.5. Їх аналіз показує, що лише на невеликому відрізку довжини оболонок, менше $0,2 \text{ мм}$, їх переміщення відрізняються. Це означає, що відшарування компаунда буде починатися біля перегородки, в подальшому поширюючись по всій довжині обolonки. Для запобігання такого відшарування необхідно забезпечити зазор між обolonкою і перегородкою. В цьому разі для забезпечення герметизації, тобто протікання компаунду внаслідок наявності зазору, його необхідно закрити.

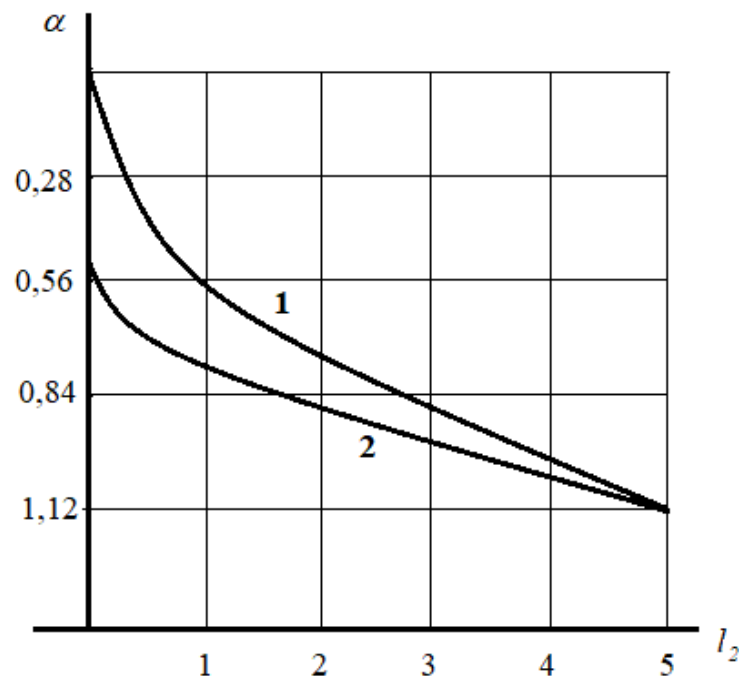


Рис. 2.5. Залежність відносного переміщення частини оболонок з перегородкою (1) та без перегородки (2), які знаходяться під дією контактного тиску, від їх довжини

Це можна здійснити за рахунок нанесення, наприклад, шару гумоподібного компаунду КЛТ-30. Крім того, текстолітову перегородку можна замінити гумовою, яка дозволить вільно деформуватися оболонці під дією внутрішнього тиску зі сторони компаунда. Можливості реалізації таких рекомендацій, а також інших конструктивних модифікацій оболонок будуть розглянуті у розділі 4.

2.4. Висновки по розділу

1. На основі аналізу конструктивних особливостей вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів та умов їх експлуатації розроблені математичні моделі існуючих конструкцій їх оболонок та отримані аналітичні вирази для переміщень оболонок з перегородкою та при її відсутності.

2. На основі отриманих аналітичних виразів отримані залежності зміни прогину оболонки по її довжині, яка знаходиться під дією внутрішнього тиску, та показано, що навіть при наявності перегородки заданих технічними умовами розмірів можливо відшарування компаунда.

Запропоновані рекомендації щодо запобігання відшарування компаунда за рахунок забезпечення зазору між оболонкою та перегородкою, який може бути закритий, наприклад, шаром гумоподібного компаунда КЛТ-30.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ НАДЛИШКОВОГО ТИСКУ РОЗІГРІТОГО ПОВІТРЯ НА ФУНКЦІОНАЛЬНУ РОБОТОЗДАТНІСТЬ ПЛІВКОВИХ КОНДЕНСАТОРІВ

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 термоциклювання), 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.

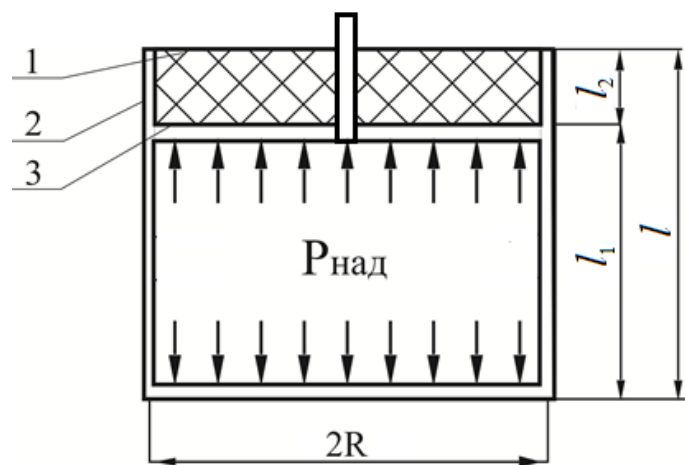
Розглянемо більш детально результати таких випробувань.

3.1. Модель взаємодії елементів конденсатора при дії надлишкового тиску

3.1.1. Осьовий напрямок

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. 3.1.



1 - компаунд; 2 - оболонка; 3 – перегородка

Рис. 3.1. Схема взаємодії елементів конденсатора – компаунда, виводу та корпусу в осьовому напрямку

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:

$$K_1 = \pi \cdot d_1 \cdot l_2 \cdot \tau_{1адг}, \quad (3.1)$$

$$K_2 = \pi \cdot d_2 \cdot l_2 \cdot \tau_{2адг}, \quad (3.2)$$

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 [28].

Сила надлишкового тиску повітря визначається з формули

$$K = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4} \cdot P_{над} \quad (3.3)$$

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

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

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°C , може бути записано у вигляді

$$K < K_1 + K_2, \quad (3.4)$$

Підставляючи відповідні значення параметрів у формули (3.1) – (3.3) отримуємо величини сил адгезії та надлишкового тиску:

$$K = 0,61 \text{ МПа},$$

$$K_1 = 2,31 \text{ МПа},$$

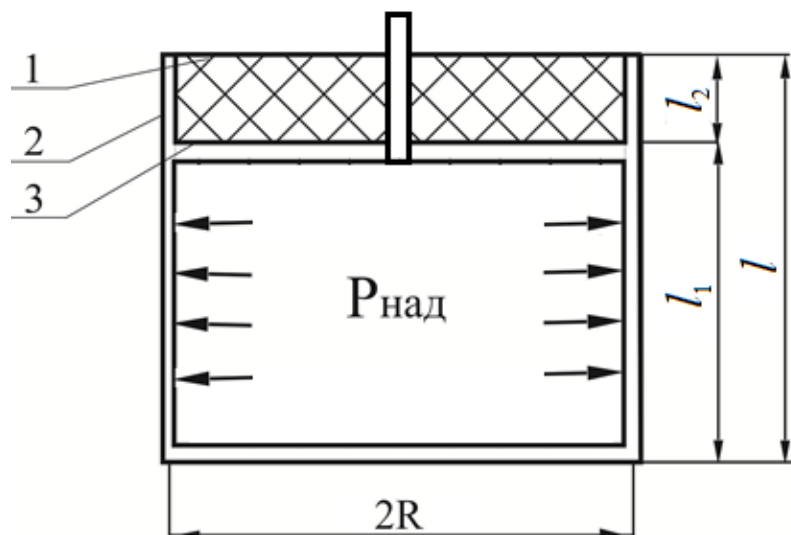
$$K_2 = 103,95 \text{ МПа}.$$

Дійсно, умова (3.4) 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.

3.1.2. Радіальний напрямок

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. 3.2.



1 - компаунд; 2 - оболонка; 3 – перегородка

Рис. 3.2. Схема взаємодії елементів конденсатора – компаунда, виводу та корпусу в радіальному 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. 3.3.

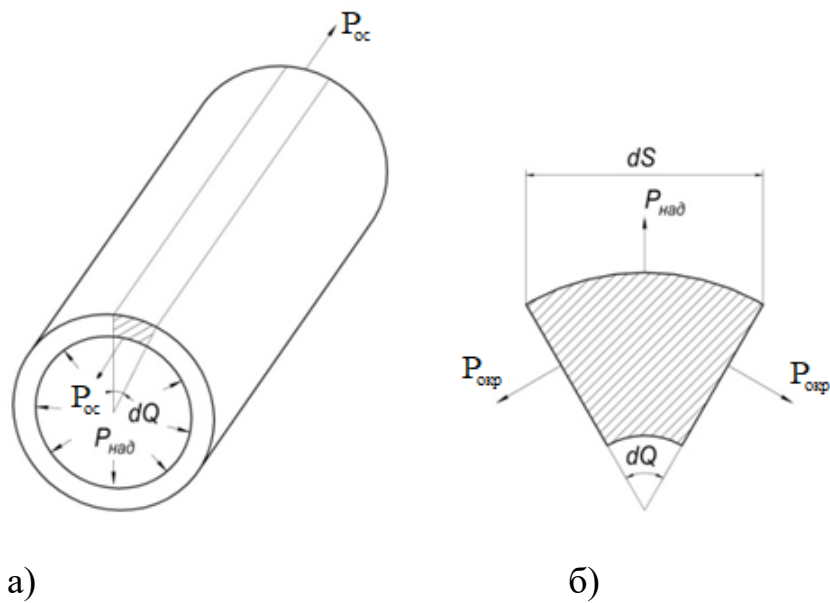


Рис. 3.3. Схема циліндричної оболонки (а) та її елементарного сектора (б)

Нехай $P_{ос}$ - осьове зусилля, обумовлене присутністю дна в оболонці, $P_{окр}$ - окружне зусилля. Оскільки $dS = Rd\theta$, 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 як

$$P_1 = P_{над} - \frac{P_{окр}}{R} \quad (3.5)$$

Представимо розрахункову схему сектора циліндричної оболонки (рис. 3.4) під дією навантажень P_1 та P_{oc} .

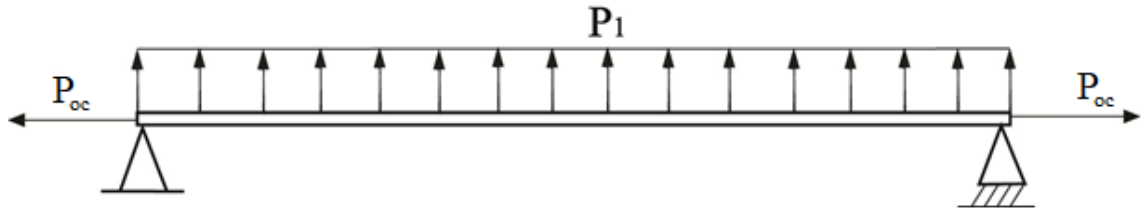


Рис. 3.4. Розрахункова схема сектора циліндричної оболонки

Розглянемо диференціальне рівняння для прогину циліндричної оболонки:

$$D \cdot \frac{d^4 W}{dz^4} + P_{oc} \cdot \frac{d^2 W}{dz^2} = P_1, \quad (3.6)$$

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 (3.5) рівняння (3.6) набуває вигляду

$$D \cdot \frac{d^4 W}{dz^4} + P_{oc} \cdot \frac{d^2 W}{dz^2} = P_{над} - \frac{P_{окр}}{R}. \quad (3.7)$$

При цьому $P_{oc} = \sigma_1 h$, $P_{окр} = \sigma_2 h$, 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 як:

$$\varepsilon_2^0 = \frac{2\pi \cdot (R + W) - 2\pi R}{2\pi R} = \frac{W}{R}. \quad (3.8)$$

Згідно з законом Гука для плоского напруженого стану [56], відносна деформація ε_2^0 визначається як:

$$\varepsilon_2^0 = \frac{1}{Eh} \cdot (P_{окр} - \mu P_{ос}). \quad (3.9)$$

Прирівняючи (3.8) і (3.9), отримаємо

$$\frac{W}{R} = \frac{1}{Eh} \cdot (P_{окр} - \mu P_{ос}), \quad (3.10)$$

звідси знаходимо співвідношення

$$P_{окр} = \frac{W}{R} \cdot E \cdot h + \mu \cdot P_{ос}. \quad (3.11)$$

Підставляючи цей вираз в диференціальне рівняння (3.7), воно набуває вигляду

$$D \cdot \frac{d^4 W}{dz^4} + P_{ос} \cdot \frac{d^2 W}{dz^2} = P_{над} - \frac{W}{R^2} \cdot E \cdot h - \mu \cdot \frac{P_{ос}}{R}. \quad (3.12)$$

яке можна записати в такому вигляді

$$D \cdot \frac{d^4 W}{dz^4} + P_{ос} \cdot \frac{d^2 W}{dz^2} + \frac{W}{R^2} \cdot E \cdot h + \mu \cdot \frac{P_{ос}}{R} = P_{над}, \quad (3.13)$$

$$P_{ос} = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot P_{над}}{2\pi R} = \frac{R \cdot P_{над}}{2}. \quad (3.14)$$

З урахуванням (3.14) рівняння (3.13) можна представити у вигляді

$$D \cdot \frac{d^4 W}{dz^4} + \frac{P \cdot R}{2} \cdot \frac{d^2 W}{dz^2} + \frac{W}{R^2} \cdot E \cdot h = P_{над} \cdot \left(1 - \frac{\mu}{r}\right). \quad (3.15)$$

Вплив осьового зусилля, який враховується другим членом в рівнянні (3.15), 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 стику корпусу з компаундом (рис. 3.5).

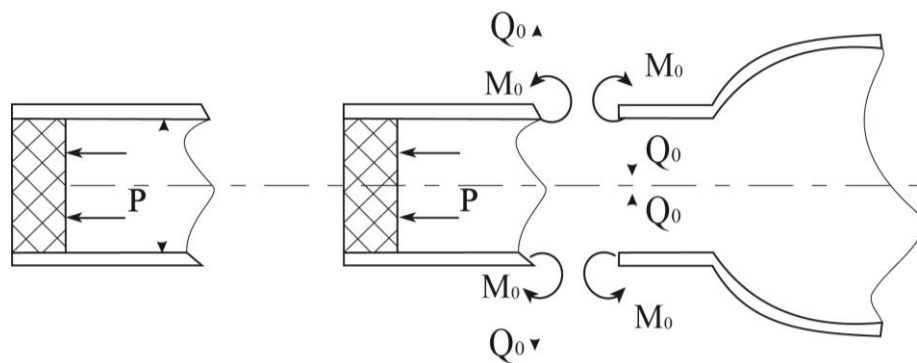


Рис. 3.5. Схема зусиль, які діють на стику корпусу і компаунда

Рішення рівняння (3.7) представимо у вигляді:

$$W(z) = \frac{P_{над} \cdot R^2}{E \cdot h} + e^{-\beta z} (C_1 \cdot \cos \beta z + C_2 \cdot \sin \beta z). \quad (3.16)$$

Оскільки при $z = 0$, переміщення W дорівнює 0, то $C_1 = C_2 = -\frac{P_{над} \cdot R^2}{E \cdot h}$,

тоді рівняння (3.16) набуває вигляду:

$$W(z) = \frac{P_{над} \cdot R^2}{E \cdot h} \cdot [1 - e^{-\beta z} (\cos \beta z + \sin \beta z)], \quad (3.17)$$

а його друга похідна

$$W''(z) = 2 \cdot \beta^2 \cdot e^{-\beta z} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z) \cdot \frac{P_{над} \cdot R^2}{E \cdot h}. \quad (3.18)$$

Враховуючи формулу для визначення згинального моменту $M(z)$ в перерізі з координатою z та (3.18), він буде в даному випадку мати вигляд

$$M(z) = 2 \cdot \beta^2 \cdot \frac{P_{над} \cdot R^2}{E \cdot h} \cdot e^{-\beta z} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z) \cdot D. \quad (3.19)$$

Оскільки

$$M(0) = 2 \cdot \beta \cdot \frac{P_{над} \cdot R^2}{E \cdot h} \cdot D, \quad (3.20)$$

то (3.19) набуває вигляду:

$$M(z) = \frac{P_{над}}{2 \cdot \beta^2} \cdot e^{-\beta z} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z). \quad (3.21)$$

Перерізуюча сила $Q(z) = dM(z) / dz$, з урахуванням (3.21) буде визначатися як

$$Q(z) = \frac{P_{над}}{2 \cdot \beta^2} \cdot (-2 \cdot \beta \cdot \cos \beta z) \cdot e^{-\beta z} = -\frac{P_{над}}{\beta} \cdot e^{-\beta z} \cos \beta z. \quad (3.22)$$

В закріпленні сектора циліндричної оболонки, вона виражається як

$$Q(0) = -\frac{P_{над}}{\beta}. \quad (3.23)$$

Тепер розглянемо кільце, по якому корпус контактує з компаундом. Як його розрахункову схему розглядаємо циліндричне кільце завдовжки l_2 , умовно вирізане з корпусу (рис. 3.6). 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.

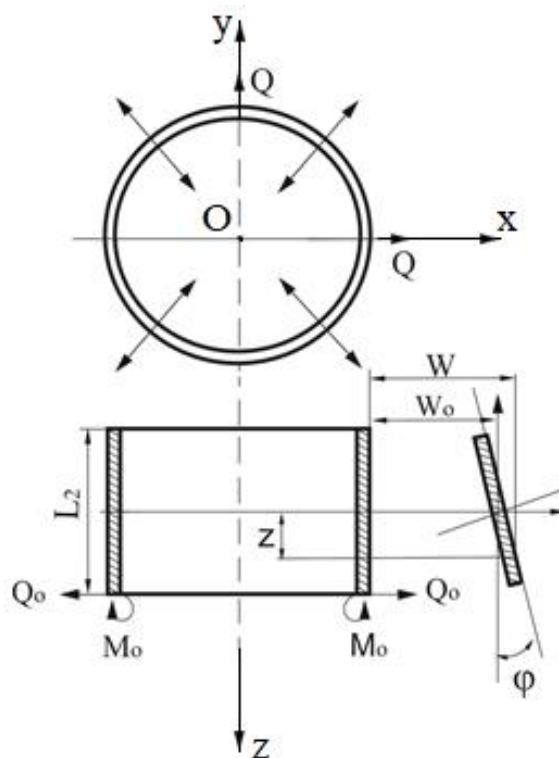


Рис. 3.6. Схема деформацій кільця циліндричної оболонки, яке контактує з компаундом

Як видно з рис. 3.6, радіальне переміщення W в точці Z визначається з виразу (z)

$$W = W_0 + z \cdot \operatorname{tg} \varphi \approx W_0 + z \cdot \varphi, \quad (3.24)$$

Відносне видовження в окружному напрямку дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{W}{R} = \frac{W_0}{R} + z \cdot \frac{\varphi}{R}. \quad (3.25)$$

Розглянемо деформацію кільця окремо під дією радіального зусилля Q_0 (рис. 3.7, а) та згинального моменту M_0 (рис. 3.7, б).

Враховуючи симетрію кільця, як його розрахунковою моделлю може бути обрано півкільце, як показано на рис. 3.7.

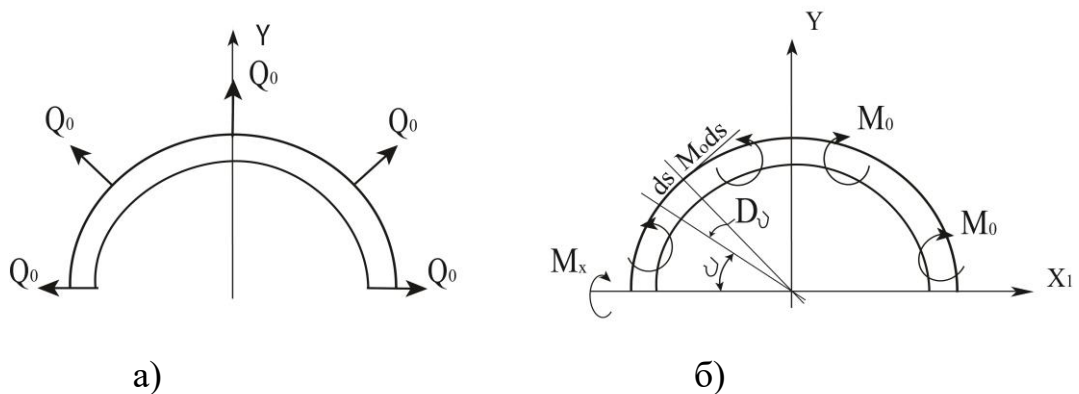


Рис. 3.7. Схема навантаження півкільця радіальним зусиллям Q_0 (а) та згинальним моментом M_0 (б)

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

$$N = Q_0 \cdot R. \quad (3.26)$$

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

$$2 \cdot M - \int_0^{\pi} M_0 \cdot dS \cdot \sin \varphi = 0. \quad (3.27)$$

Оскільки $ds = Rd\varphi$, з (3.27) знаходимо, що

$$M = M_0 \cdot R, \quad (3.28)$$

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

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

$$\varepsilon = \frac{N \cdot q}{E \cdot F} + \frac{M_x}{E \cdot I_x} \cdot y, \quad (3.29)$$

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

Відповідна деформація від контактних зусиль визначається як

$$\varepsilon_k = \frac{N \cdot q}{E \cdot F} = \frac{q_k \cdot R}{E \cdot F}. \quad (3.30)$$

З умови сумісності деформацій $\varepsilon = \varepsilon_k$. З урахуванням (3.26) та (3.28) отримуємо формулу для визначення контактних зусиль та тиску

$$q_k = \frac{P_{над}}{\beta} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot y}{\beta \cdot l_1^2} \right), \text{ МПа} \cdot \text{м}, \quad (3.31)$$

$$P_k = \frac{q_k}{l_2}, \text{ МПа.} \quad (3.32)$$

Формула (3.31) 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.

3.2. 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.

Значення параметрів конденсаторів при $\mu = 0,32$ наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

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 / м	4,42648	3,857995	3,470424

Результати розрахунків величин q_k і P_k , які визначають можливість відриву компаунда від стінок корпусу конденсатора, отриманих за формулами (3.31) та (3.32) для трьох типорозмірів конденсаторів, наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Результати розрахунків на відрив компаунда від стінки корпусу
конденсатора

Формули для визначення контактних зусиль і тиску	Одиниця виміру	Значення контактних зусиль і тиску вибраних конденсаторів		
		1	2	3
$q_k _{y=\frac{l_2}{2}} = \frac{P_{над}}{\beta} \cdot \left(1 + \frac{3}{\beta \cdot l_2}\right)$	<i>МПа·м</i>	0,1452724	0,1808122	0,2146678
$P_k _{y=\frac{l_2}{2}} = \frac{P_{над}}{\beta \cdot l_2} \cdot \left(1 + \frac{3}{\beta \cdot l_2}\right)$	<i>МПа</i>	0,2905449	0,3616244	0,4293356
$q_k _{y=-\frac{l_2}{2}} = \frac{P_{над}}{\beta} \cdot \left(1 - \frac{3}{\beta \cdot l_2}\right)$	<i>МПа·м</i>	-0,0219239	-0,3928798	-0,05733835
$P_k _{y=-\frac{l_2}{2}} = \frac{P_{над}}{\beta \cdot l_2} \cdot \left(1 - \frac{3}{\beta \cdot l_2}\right)$	<i>МПа</i>	-0,0438478	-0,7857596	-0,1146767

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 ($\sigma_{адз} = 12,3$ МПа) напружень і контактних тисків на межі "компаунд-корпус" (величина P_{2k} має порядок 10 МПа), дозволяють зробити висновок про несуттєвий вплив цього зусилля на герметичність вузла вологозахисту плівкових конденсаторів.

Отже, 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.

3.3 Розрахункове визначення впливу розмірів текстолітової перегородки конденсатора та її деформування на герметичність вузла вологозахисту

Розглянемо питання розрахункового визначення впливу розмірів текстолітової перегородки конденсатора та характеристики її деформованого стану. Необхідність цього розгляду обумовлена випадками виштовхування надлишковим тиском повітря компаунда разом з перегородкою, до того, коли ще не була завершена полімеризація компаунда.

Візуальний огляд і обмірювання перегородки і компаундного поршня при виникненні такого явища підтвердили припущення, що такі виштовхування викликані надлишковим тиском розігрітого повітря, який знаходиться всередині корпусу конденсатора. Усі компаундні циліндри в розглянутих конструкціях мали “грибоподібну форму”, як видно з представленої на рис. 3.8 фотографії деформованого стану системи “текстолітова перегородка - компаунд”, де W – її прогин під дією внутрішнього надлишкового тиску розігрітого повітря.



Рис. 3.8. Фотографія деформованого стану системи "текстолітова перегородка-компаунд"

Такий деформований стан системи “текстолітова перегородка - компаунд” обумовлює розгерметизацію конденсаторів внаслідок його дефектів, характер яких показаний на рис. 3.9.



а)

б)

Рис. 3.9. Приклади дефектів розтріскування (а) та виштовхування (б) конденсаторів при їх розгерметизації під дією надлишкового внутрішнього тиску розігрітого повітря

Було проведено порівняння стану конденсаторів під дією надлишкового внутрішнього тиску розігрітого повітря з такими, які залишилися герметичні. Для цього були вирізані заполімеризовані компаундні циліндри і текстолітові перегородки. У всіх конструкціях текстолітова перегородка також була грибоподібної форми, але ще не вийшла з "зига" - опори. Таким чином, можна припустити, що в герметичних конструкціях за рахунок достатньої різниці між діаметром перегородки і внутрішнім діаметром "зига" гарантується зачеплення перегородки за "зиг", що сприяє герметизації.

Для підтвердження здійснених припущень було проведено розрахунок прогину і радіального переміщення текстолітової перегородки від дії надлишкового тиску повітря при температурі $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає першому з температурних режимів полімеризації компаунда. При цьому сили адгезії між корпусом і компаундом вважаються малими або відсутні. Можна знехтувати вагою компаунда, який перешкоджає прогину перегородки (можлива помилка йде в запас міцності і герметичності). В якості математичної моделі перегородки була обрана розрахункова схема вільно спертої по краю круглої пластинки, на яку діє рівномірно розподілений постійний тиск q -

надлишковий тиск розігрітого повітря $q = P_{надл.} = P_2 - P_1 = (T_2 / T_1) \cdot P_1 - P_1 = (273 + 100) / (273 + 18) - 1 = 0,28 \text{ кг/см}^2 = 0,028 \text{ МПа}$, де P_1, P_2 - тиск повітря при температурі T_1 за Кельвіном. Загальний вигляд розрахункової схеми представлено на рис. 3.10.

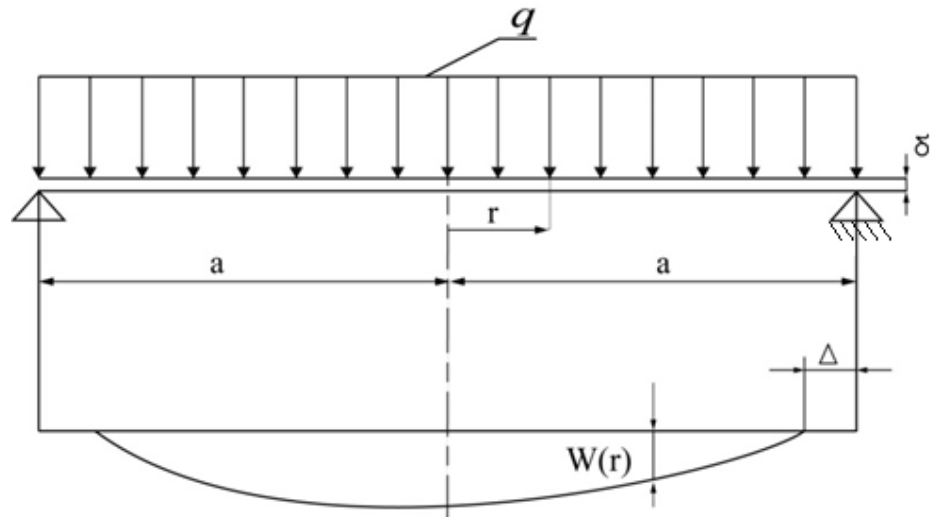


Рис. 3.10. Розрахункова схема текстолітової перегородки під дією надлишкового тиску розігрітого повітря

Прогин круглої пластини визначається за формулою [75]

$$W = \frac{q \cdot (a^2 - r^2)}{64 \cdot D} \cdot \left(\frac{5 + \mu}{1 + \mu} \cdot a^2 - r^2 \right), \quad (3.27)$$

де a - радіус пластини; r - поточний радіус, який змінюється в межах $0 < r < a$; μ - коефіцієнт Пуасона матеріалу пластини; D - циліндрична жорсткість; E - модуль пружності матеріалу перегородки.

Для вибраної текстолітової перегородки $\mu = 0$; $E = 10,3 \text{ МПа}$.

Радіальне переміщення Δ пластини виражається через її прогин W таким чином [4]

$$\Delta = \int_0^a \sqrt{1 + \left(\frac{dW}{dr}\right)^2} dr - a. \quad (3.28)$$

З формули (3.27) при $\mu = 0$ визначаємо похідну

$$\frac{dW}{dr} = n \cdot r \cdot (r^2 - 3 \cdot a^2), \quad (3.29)$$

$$\text{де } n = \frac{q}{16 \cdot D}.$$

Підставляючи (3.29) в (3.28) отримуємо вираз для визначення радіального переміщення Δ :

$$\Delta = \int_0^a \sqrt{1 + n^2 \cdot r^2 \cdot (r^2 - 3 \cdot a^2)^2} dr - a. \quad (3.30)$$

Для знаходження інтегралу в (3.30) підкореневу функцію радіуса необхідно розкласти в ряд Тейлора, який в загальному випадку має вигляд:

$$\sqrt{1 + x^2} = 1 + \frac{x^2}{2} - \frac{x^4}{8} + \frac{x^6}{16} - \dots$$

Оскільки такий ряд збігається при $|x| < 1$, то для пластини при її поточному радіусі, який змінюється в межах від 0 до a , розкладання підкореневого виразу в (3.30) має вигляд:

$$\begin{aligned} \sqrt{1 + n^2 \cdot r^2 \cdot (r^2 - 3 \cdot a^2)^2} = & 1 + \frac{n^2 \cdot r^2 \cdot (r^2 - 3 \cdot a^2)^2}{2} - \\ & - \frac{n^4 \cdot r^4 \cdot (r^2 - 3 \cdot a^2)^4}{8} + \frac{n^6 \cdot r^6 \cdot (r^2 - 3 \cdot a^2)^6}{16} - \dots, \end{aligned} \quad (3.31)$$

$$\text{і справедливо при } 0 < a < \frac{1}{\sqrt[3]{2 \cdot n}}. \quad (3.32)$$

Будемо розглядати тільки три члени розкладання (3.31). В цьому випадку інтеграл в (3.31) набуває вигляду:

$$\begin{aligned} \int_0^a \sqrt{1 + n^2 \cdot r^2 \cdot (r^2 - 3 \cdot a^2)^2} dr &= \left[r + \frac{n^2}{2} \cdot \left(\frac{r^7}{7} - \frac{6}{5} \cdot a^2 \cdot r^5 + 3 \cdot a^4 \cdot r^3 \right) - \right. \\ &\left. - \frac{n^4}{8} \cdot \left(\frac{r^{13}}{13} - \frac{11}{12} \cdot a^2 \cdot r^{11} + 6 \cdot a^4 \cdot r^9 - \frac{108}{7} \cdot a^6 \cdot r^7 + \frac{81}{5} \cdot a^8 \cdot r^5 \right) \right]_0^a = \\ &= a + n^2 \cdot a^7 \cdot \left(-\frac{3602}{5005} \cdot n^2 \cdot a^6 + \frac{34}{35} \right), \end{aligned} \quad (3.33)$$

а радіальне переміщення вибраної круглої пластини буде визначатися формулою

$$\Delta = n^2 \cdot a^7 \cdot [K_1 - K_2 \cdot n^2 \cdot a^6], \quad (3.34)$$

де $K_1 = 34/35$; $K_2 = 3602/5005$.

Аналіз формули (3.34) показує, що зміну величини радіального переміщення круглої пластини Δ можна досягти за рахунок варіювання радіуса пластини a або товщини δ , що входить у вираз для визначення n .

Забезпечення опору перегородки на "зиг" за рахунок збільшення радіусу перегородки a можна досягти таким чином. Необхідно визначити таке значення радіусу a , при яких виконувалась би нерівність

$$\Delta < a - R_3, \quad (3.35)$$

або враховуючи (3.34)

$$n^2 \cdot a^7 \cdot [K_1 - K_2 \cdot n^2 \cdot a^6] < a - R_3, \quad (3.36)$$

де R_3 - внутрішній радіус "зига".

Було проведено визначення радіусу пластин для трьох типорозмірів конденсаторів, радіальні розміри яких наведені в таблиці, при фіксованій товщині $\delta = 0,05$ см перегородки.

При такій товщині перегородки, отримаємо значення n

$$n = \frac{q}{16 \cdot D} = 0,018 \text{ см}^{-3}. \quad (3.37)$$

Після підстановки отриманого значення n в (3.32) отримуємо діапазон зміни радіусу перегородки

$$0 < a < 3,03 \text{ см}. \quad (6.11)$$

Таким чином, для всіх трьох типорозмірів конденсаторів справедливо розкладання в ряд Тейлора з утриманням тільки 3-х його членів.

Запишемо нерівність (3.36) у вигляді підкореневого виразу у формулі для визначення радіального переміщення Δ

$$F_1(a) = n^2 \cdot a^7 \cdot [K_1 - K_2 \cdot n^2 \cdot a^6] - a + R_3 < 0, \quad (3.39)$$

Дана задача зводиться до визначення таких значень радіусу " a ", при яких функція $F_1(a)$ від'ємна. При цьому радіус перегородки може змінюватися в діапазоні

$$0 < a < a_{\max}, \quad (3.40)$$

де a_{\max} - максимально можливе для даного типорозміру значення радіуса перегородки, яке визначається значенням внутрішнього радіусу корпусу з урахуванням допусків на виготовлення.

Для розв'язку поставленої задачі розглянемо характер похідної від $dF_1(a) / da$ на інтервалі (3.38). Це вимагає розв'язку рівняння $dF_1(a) / da = 0$, яке з урахуванням (6.39) зводиться до рівняння

$$-13 \cdot K_2 \cdot n^4 \cdot c^6 + 7 \cdot K_1 \cdot n^2 \cdot c - 1 = 0, \quad (3.41)$$

де $c = a^6$.

Корені квадратного рівняння (3.41) $c_1 = 631,862$ та $c_2 = 1611,403$, а відповідно значення радіусу перегородки $a_1 = 2,929$ см та $a_2 = 3,423$ см.

Таким чином, на інтервалі (3.38) функція dF_1 / da приймає нульове значення при $a_1 = 2,929$ см. Враховуючи, що для всіх трьох типорозмірів конденсатора $a < a_1$, функція dF_1 / da монотонна по a та $\left. \frac{dF_1}{da} \right|_{a=0} < 0$, можна зробити висновок що на вказаному інтервалі зміни радіуса a $dF_1 / da < 0$, тобто монотонна функція $F_1(a)$ - спадає. Звідси випливає, що якщо a^* - розв'язок рівняння

$$F_1(a) = 0, \quad (3.42)$$

яке лежить в інтервалі (3.40), то розв'язком (3.39) будуть всі значення

$$a^* < a < a_{\max}. \quad (3.43)$$

Знайдемо інтервал (a^*, a_{\max}) для кожного з трьох типорозмірів конденсаторів.

Перший типорозмір. В даному випадку $a_{\max} = 1,6^{0,0125}$ см, $R_3 = 1,525^{0,01}$ см.

За результатами розв'язку (3.42) отримаємо $a^* \Big|_{R_3=1,525} = 1,531$ см;
 $a^* \Big|_{R_3=1,525^{+1,01}} = 1,542$ см.

Таким чином, при R_3 , який змінюється в межах допуску, розв'язком нерівності (3.39) є значення $a \in (1,542 \text{ см}; 1,6^{+0,0125} \text{ см})$, які задовільняють інтервалу зміни радіуса перегородки $a \in (1,544 \text{ см}; 1,575 \text{ см})$, обумовленого ТУ на виготовлення конденсатора.

Другий типорозмір конденсатора. Для нього характерні такі геометричні радіуси перегородки: $a_{\max} = 2,15^{0,0125}$ см, $R_3 = 2,075^{0,01}$ см.

Аналогічно, за результатами розв'язку (3.42) отримаємо:
 $a^* \Big|_{R_3=2,075} = 2,138$ см; $a^* \Big|_{R_3=2,075^{+0,01}} = 2,15$ см.

Для R_3 , який змінюється в межах допуску, розв'язком нерівності (3.39) є значення радіусу $a > 2,15$ см.

Таким чином, отримані значення радіусу не задовільняють діапазону його зміни $a \in (2,094 \text{ см}; 2,125 \text{ см})$, обумовленого ТУ. Виконання початкової нерівності (3.39) в даній конструкції конденсатору можливо забезпечити лише на вузькому проміжку $a \in (2,15 \text{ см}; 2,1625 \text{ см})$ у випадку, якщо значення внутрішнього радіусу корпусу відповідає верхній межі допуску.

Третій типорозмір конденсатора. Для нього характерні такі геометричні розміри перегородки: $a_{\max} = 2,65^{0,0125}$ см, $R_3 = 2,575^{0,01}$ см.

Враховуючи те, що на інтервалі (3.38) зміни радіусу перегородки функція $F_1(a)$ спадає:

$$F \Big|_{R_3=2,575}^{a=0} = 2,138 > 0; \quad F \Big|_{R_3=2,575}^{a=a_{\max}=2,65} = 0,185 > 0;$$

$$F \Big|_{R_3=2,575^{+0,01}}^{a=0} = 2,585 > 0; \quad F \Big|_{R_3=2,575^{+0,01}}^{a=a_{\max}=2,65^{+0,015}} = 0,195 > 0,$$

отримуємо, що на інтервалі $a \in (0; a_{\max})$ початкова нерівність (3.39) в даному типорозмірі не має розв'язку.

Аналіз результатів проведених розрахунків дозволяє зробити висновок, що для передбачених технічними умовами на виготовлення конденсаторів розмірах текстолітової перегородки корпусу і допусків на них в умовах дії на перегородку надлишкового тиску розігрітого повітря при температурі 100 °С і відсутності зчепленого з корпусом компаунда, який перешкоджає прогину прокладки, вдасться забезпечити опирання прокладки на "зиг" лише в конструкціях конденсаторів першого типорозміру. У конструкціях конденсаторів другого і третього типорозмірів за рахунок допустимої зміни радіуса перегородки практично неможливо забезпечити виконання вказаної вимоги.

Всі проведені розрахунки проводилися для температури 100 °С. Проте, навіть в загерметизованій конструкції конденсатора, де досить великі сили адгезії між компаундом і корпусом, виштовхування прокладки з під "зига" все ж може відбутися, але, звичайно, при більш високих температурах. Підтвердженням цього є факт виштовхування перегородки з компаундним поршнем в десяти конденсаторах третього типорозміру при температурі 140 °С.

Для підтвердження отриманих шляхом розрахунків результатів про ступінь схильності до впливу надлишкового тиску повітря різноманітних типорозмірів конденсаторів був проведений такий експеримент. Тридцять герметичних конденсаторів (по десять кожного типорозміру) були поміщені в кліматичну камеру і нагріті в інтервалі температур від 100 °С до 140 °С. Контроль герметичності всіх конденсаторів проводився після підвищення температури на 10 °С, починаючи з 100 °С. Результати такого

експериментального дослідження підтвердили, що в найбільшій мірі схильні до розгерметизації через надлишковий тиск повітря конденсатори третього типорозміру. Характер дефектів, які виникають при розгерметизації вказаного конденсатора, показано на рис. 3.11.

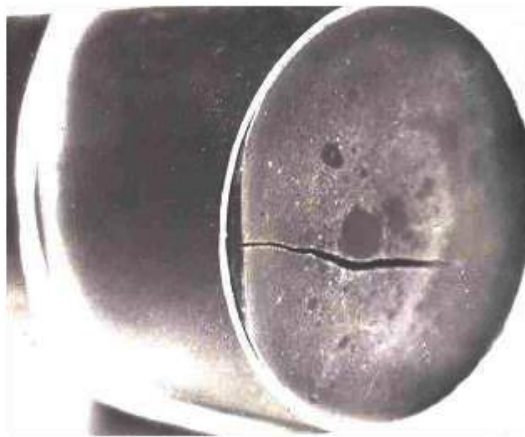


Рис. 3.11. Приклад розгерметизації конденсатора третього типорозміру

Видно повне виштовхування перегородки з компаундною "шайбою" і часткове відшаровування компаунда, а також його розтріскування під дією перегородки, яка прогинається. Зауважимо, що експеримент був проведений для вже герметичних конденсаторів. Зрозуміло, що в ході полімеризації компаунда розгерметизація внаслідок дії внутрішнього надлишкового тиску може наступити і при меншій температурі розігрітого повітря. Вихід із цього становища, може бути знайдений збільшенням жорсткості перегородки, наприклад, збільшенням її товщини.

Визначимо такі значення змінної n і, як наслідок товщину перегородки δ , при яких виконується нерівність (3.39) для другого і третього типорозмірів конденсаторів. При цьому значення радіуса перегородки a і внутрішнього радіуса "зига" були фіксовані і обрані (в межах допусків) несприятливі співвідношення цих розмірів, тобто a фіксувалося при нижньому значенні допуску, а R_3 - при верхньому.

Для розв'язку поставленої задачі вивчимо поведінку функції

$$F_2(n) = n^2 \cdot a^7 \cdot [K_1 - K_2 \cdot n^2 \cdot a^6] - a + R_3. \quad (3.44)$$

При цьому інтервал зміни значень n , при яких справедливе розкладання в ряд Тейлора підінтегральної функції, яка входить у вираз для визначення радіального переміщення Δ (3.34), визначається із нерівності $|-2 \cdot a^3 \cdot n| < 1$. Звідки отримаємо

$$n < \frac{1}{2 \cdot a^3}. \quad (3.45)$$

Це означає що, функцію $F_2(n)$ (3.44) необхідно досліджувати на інтервалі

$$0 < n < \frac{1}{2 \cdot a^3}. \quad (3.46)$$

Похідна вказаної функції

$$\begin{aligned} \frac{dF_2(n)}{dn} &\equiv n^2 \cdot a^7 \cdot [2 \cdot K_1 - 4 \cdot K_2 \cdot n^2 \cdot a^6] = \\ &= -4 \cdot K_2 \cdot n \cdot a^{13} \cdot \left(n - \sqrt{\frac{2 \cdot K_1}{4 \cdot K_2 \cdot a^6}} \right) \cdot \left(n + \sqrt{\frac{2 \cdot K_1}{4 \cdot K_2 \cdot a^6}} \right) \end{aligned}$$

додатна при $0 < n < \sqrt{\frac{2 \cdot K_1}{4 \cdot K_2 \cdot a^6}}$ і від'ємна при $n > \sqrt{\frac{2 \cdot K_1}{4 \cdot K_2 \cdot a^6}}$.

Оскільки $\sqrt{\frac{2 \cdot K_1}{4 \cdot K_2 \cdot a^6}} = \frac{1}{2 \cdot a^3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot K_1}{K_2}} \approx 1,643 \cdot \frac{1}{2 \cdot a^3} > \frac{1}{2 \cdot a^3}$, то на

інтервалі (3.46) $\frac{dF_2(n)}{dn} > 0$, тобто функція $F_2(n)$ зростає зі зростанням величини

параметру n . Це означає, що якщо n^* - розв'язок рівняння

$$F_2(n) = 0, \quad (3.47)$$

то значення $n < n^*$ є розв'язками нерівності (3.39).

Для другого типорозміру конденсатора при $a = 2,094$ см, $R_3 = 2,085$ см. на проміжку (3.46) рівняння (3.47) має один дійсний розв'язок $n^* = 7,256 \cdot 10^{-3}$.

Записавши вираз для n та, розв'язавши отриману нерівність $n = \frac{3 \cdot q}{4 \cdot E \cdot \delta^3} < 7,256 \cdot 10^{-3}$ відносно товщини перегородки, отримаємо, що при $\delta > 0,068$ см. забезпечується виконання початкової нерівності (3.39) при самому несприятливому співвідношенні розмірів діаметра "зига" і перегородки.

Для третього типорозміру конденсатора при $a = 2,594$ см, $R_3 = 2,585$ см знайдемо $n^* = 3,43 \cdot 10^{-3}$. Тоді знаходимо, що при $\delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot q}{4 \cdot E \cdot n^3}} \approx 0,087$ ($\delta \geq 0,087$ см) забезпечується виконання нерівності (3.39), тобто опирання перегородки на "зиг" в конструкції плівкового конденсатора третього типорозміру.

3.4. Висновки по розділу

1. 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.

2. Виконані розрахунки по впливу розмірів текстолітової перегородки на герметичність вузла вологозахисту та розраховані оптимальні розміри перегородки і “зига”, які забезпечують герметичність вузла вологозахисту.

3. Аналіз результатів проведених розрахунків дозволяє зробити висновок, що для передбачених технічними умовами на виготовлення конденсаторів розмірів текстолітової перегородки, "зигу" і допусків на них в умовах дії на перегородку надлишкового тиску розігрітого повітря, при температурі 100 °С до закінчення полімеризації компаунда, вдасться забезпечити опирання прокладки на "зиг" лише в конструкціях конденсаторів першого типорозміру. У конструкціях конденсаторів другого і третього типорозмірів за рахунок допустимої зміни радіуса перегородки можливе невиконання вимоги герметичності.

РОЗДІЛ 4

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ РІШЕННЯ ІЗ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ І ГЕРМЕТИЧНОСТІ КОНДЕНСАТОРІВ

При вирішенні задач, як правило, необхідно забезпечити одночасне дотримання двох суперечливих умов: герметичності, яка буде тим вище, чим більше контактний тиск на межі "вивід-компаунд" і чим менше контактне напруження на межі "компаунд-корпус", а також міцності компаунда, виводу і корпусу конденсатора. Граничні характеристики міцності матеріалів виводу і корпусу значно перевищують аналогічні показники компаунда, тому для вирішення цього завдання досить забезпечити міцність компаунда. Корпус в даному випадку представляє його зовнішня оболонка (далі – оболонка).

Враховуючи сказане, розглянемо підходи щодо модернізації існуючої конструкції вузла вологозахисту конденсатора за рахунок вибору оптимальної форми компаунда.

4.1. Математична модель секторної конструкції вузла вологозахисту

Як було показано в розділі 2, для ліквідації відшарування компаунда від стінки оболонки було запропоновано значно збільшити гнучкість оболонки, щоб вона легше слідувала за деформаціями компаунда. Нижче показана ефективність збільшення місцевої піддатливості оболонки конденсатора по довжині, що контактує з компаундом, шляхом розрізання цієї частини оболонки по утворюючим на n -секторів (рис. 4.1).

Можна вважати, що утворена таким чином секторна конструкція складається з n консольних балочок, затиснених в місці розташування текстолітової перегородки і навантажених контактним тиском q по довжині.

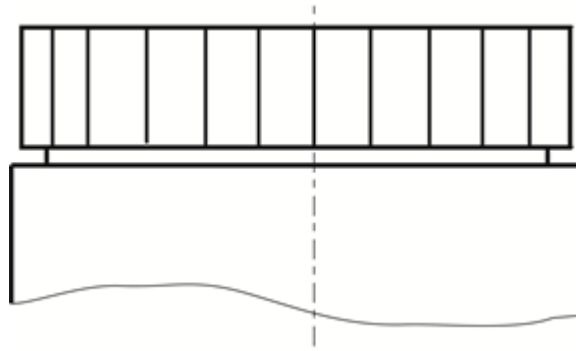


Рис 4.1. Схема секторної конструкції гермовузла

Чим на більшу кількість секторів розрізана оболонка, тим меншою буде жорсткість кожної балочки окремо і тим ближче поперечний розріз такої балочки наблизатиметься до прямокутного. Отже, балка прямокутного поперечного перерізу шириною b і висотою h , затиснена на лівому кінці, згинається рівномірно розподіленим навантаженням інтенсивності q .

Розташуємо осі координат таким чином: початок координат розмістимо на лівому кінці балки, вісь OZ направимо по поздовжній осі балки вправо, вісь y - вертикально, а x - горизонтально.

Диференційне рівняння зігнутої осі балки має вигляд

$$EI_x \cdot \frac{d^4 y}{dz^4} = q(z), \quad (4.1)$$

де E - модуль пружності матеріалу; $q(z)$ - розподілене навантаження, вважаємо що $q(z) = q = const$; $y(z)$ - прогин балки; I_x - осьовий момент інерції поперечного перерізу балки

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}.$$

Рівняння (4.1) можна переписати у вигляді

$$\frac{d^4 y}{dz^4} = \frac{q}{E \cdot I_x}. \quad (4.2)$$

Для однозначного визначення функції $y(z)$ задамо граничні умови:

$$\left. \begin{array}{l} y_{z=0} = 0 \\ \frac{dy}{dz}_{z=0} = 0 \end{array} \right\}, \quad (4.3)$$

тобто, прогин і кут повороту балки в місці защемлення дорівнюють нулю,

$$\left. \begin{array}{l} \frac{d^2 y}{dz^2}_{z=l_2} = 0 \\ \frac{d^3 y}{dz^3}_{z=l_2} = 0 \end{array} \right\}, \quad (4.4)$$

тобто, згинаючий момент і перерізуюча сила на вільному торці балки дорівнюють нулю. Загальний розв'язок рівняння (4.2) знаходимо шляхом почергового інтегрування рівняння (4.4)

$$\begin{aligned} \frac{d^3 y}{dz^3} &= \frac{q}{EI_x} (z + C_1), \\ \frac{d^2 y}{dz^2} &= \frac{q}{EI_x} \left(\frac{z^2}{2} + C_1 \cdot z + C_2 \right), \\ \frac{dy}{dz} &= \frac{q}{EI_x} \left(\frac{z^3}{6} + C_1 \cdot \frac{z^2}{2} + C_2 \cdot z + C_3 \right), \\ y &= \frac{q}{EI_x} \left(\frac{z^4}{24} + C_1 \cdot \frac{z^3}{6} + C_2 \cdot \frac{z^2}{2} + C_3 \cdot z + C_4 \right). \end{aligned} \quad (4.5)$$

Підставивши (4.5) в граничні умови (4.3) - (4.4), знайдемо значення довільних сталих: $y(0) = C_4 \cdot (q / EI_x) = 0$,

$$\frac{dy(0)}{dz} = C_3 \cdot \frac{q}{EI_x} = 0. \quad (4.6)$$

Звідки $C_3 = C_4 = 0$.

Знайдемо сталі C_1, C_2 :

$$\begin{cases} \frac{d^2 y(l_2)}{dz^2} = \frac{q}{EI_x} \left(\frac{l_2^2}{2} + C_1 \cdot l_2 + C_2 \right) = 0 \\ \frac{d^3 y(l_2)}{dz^3} = \frac{q}{EI_x} (l_2 + C_1) = 0. \end{cases} \quad (4.7)$$

З системи (4.7) знайдемо:

$$\begin{cases} C_1 = -l_2, \\ C_2 = \frac{l_2^2}{2}. \end{cases} \quad (4.8)$$

Остаточно функція $y(z)$ має вигляд

$$y(z) = \frac{q}{EI_x} \cdot \left(\frac{z^4}{24} - l_2 \cdot \frac{z^3}{6} + l_2^2 \cdot \frac{z^2}{4} \right). \quad (4.9)$$

Результати розрахунку прогину балки довжиною 5 мм, яка дорівнює відстані від вільного торця оболонки до перегородки, з поперечним перерізом одиничної ширини по формулі (4.9) представлені в відносних одиницях у вигляді графіка на рис. 4.2.

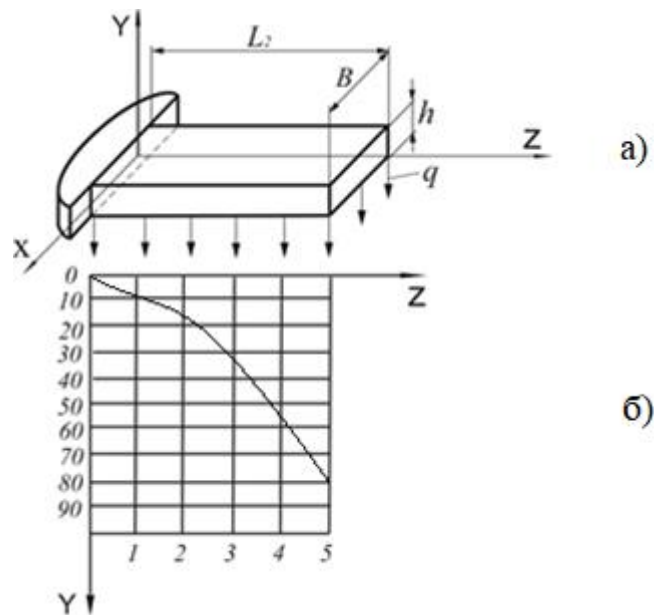


Рис. 4.2. Схема навантаження балки (а) і залежність її прогину від довжини (б)

Порівняння цього графіка з графіками на рис. 2.5 показує багаторазове (майже у 80 разів) збільшення гнучкості оболонки секторної конструкції за її довжиною, що контактує з компаундом в порівнянні з нерозрізаною оболонкою. Очевидно, що гнучкість секторної конструкції можливо зробити дуже великою. Її (гнучкість) можна регулювати розрізанням оболонки на необхідну кількість секторів, задаючи тим самим жорсткість утворених таким чином балочок.

Таким чином, секторна конструкція вологозахисту має бути ефективнішою існуючої, і це було доведено експериментально.

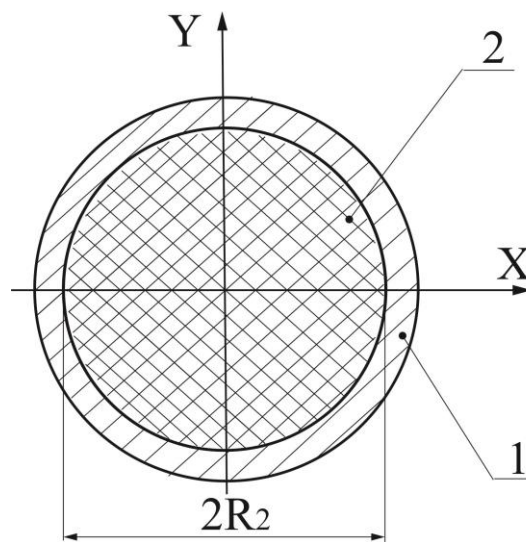
4.2. Розрахунок контактної тиску на границі "компаунд-оболонка"

У формулах (2.19), (2.39) і (4.9) для розрахунку прогинів потрібно знати контактний тиск.

Для початку розрахуємо контактний тиск, який виникає по довжині контакту компаунда і оболонки (рис. 4.3). Будемо вважати, що внутрішній

радіус компаундованого циліндра дорівнює нулю, тобто в моделі відсутній вивід.

Використаємо рівняння $\frac{d^4 y}{dz^4} + \frac{E \cdot h}{R^2 \cdot D} \cdot y = \frac{f(z)}{D}$, де $y(z)$ - радіальне переміщення точок серединної поверхні оболонки, яке відраховується від недеформованого стану серединної поверхні; h - товщина оболонки; R - радіус серединної поверхні оболонки; E - модуль пружності матеріалу; D - циліндрична жорсткість; $D = \frac{E \cdot h^3}{12(1 - \mu^2)}$; μ - коефіцієнт Пуассона матеріалу; $f(z)$ - розподілене навантаження.



1 - оболонка; 2 – компаунд

Рис. 4.3. Схема для розрахунку контактної тиску при відсутності контактної виводу

З урахуванням температурного впливу це диференціальне рівняння набуде вигляду

$$\frac{d^4 y}{dz^4} + \frac{E \cdot h}{R^2 \cdot D} \cdot y = \frac{P_k}{D} + \frac{E \cdot h}{R \cdot D} \cdot \alpha \cdot \Delta T, \quad (4.10)$$

де P_k - контактний тиск; α - температурний коефіцієнт лінійного розширення; ΔT - перепад температури.

Введемо такі позначення:

$$q = \frac{P_k}{D} + \frac{E \cdot h}{R \cdot D} \cdot \alpha \cdot \Delta T; \quad \beta^4 = \frac{E \cdot h}{4 \cdot R^2 \cdot D}. \quad (4.11)$$

Тоді частковий розв'язок неоднорідного рівняння для рівняння (4.10) можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned} y_1 &= e^{\beta z} \cdot \cos \beta z, & y_3 &= e^{-\beta z} \cdot \cos \beta z, \\ y_2 &= e^{\beta z} \cdot \sin \beta z, & y_4 &= e^{-\beta z} \cdot \sin \beta z. \end{aligned} \quad (4.12)$$

Загальний розв'язок рівняння (4.10) знаходиться методом варіації сталих C_i в загальному розв'язку однорідного рівняння, для рівняння (4.10)

$$y = C_1 \cdot y_1 + C_2 \cdot y_2 + C_3 \cdot y_3 + C_4 \cdot y_4.$$

Для цього складається система рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} C_1' \cdot y_1 + C_2' \cdot y_2 + C_3' \cdot y_3 + C_4' \cdot y_4 &= 0 \\ C_1' \cdot y_1' + C_2' \cdot y_2' + C_3' \cdot y_3' + C_4' \cdot y_4' &= 0 \\ C_1' \cdot y_1'' + C_2' \cdot y_2'' + C_3' \cdot y_3'' + C_4' \cdot y_4'' &= 0 \\ C_1' \cdot y_1''' + C_2' \cdot y_2''' + C_3' \cdot y_3''' + C_4' \cdot y_4''' &= q \end{aligned} \right\}. \quad (4.13)$$

Визначник цієї системи з урахуванням рівнянь (4.12) буде дорівнювати $\Delta = 32 \cdot \beta^6$. Далі знаходимо усі C_i із системи (4.13):

$$C_1' = -\frac{q \cdot e^{-\beta z}}{8 \cdot \beta^3} \cdot (\sin \beta z + \cos \beta z), \quad C_2' = \frac{q \cdot e^{-\beta z}}{8 \cdot \beta^3} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z),$$

$$C_3' = \frac{q \cdot e^{\beta z}}{8 \cdot \beta^3} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z), \quad C_4' = -\frac{q \cdot e^{\beta z}}{8 \cdot \beta^3} \cdot (\sin \beta z + \cos \beta z).$$

Проінтегрувавши рівняння (4.13), знайдемо значення довільних сталих

$$C_1 = -\frac{1}{8 \cdot \beta^3} \cdot \int_0^z q \cdot e^{-\beta z} \cdot (\cos \beta z + \sin \beta z) dz,$$

$$C_2 = \frac{1}{8 \cdot \beta^3} \cdot \int_0^z q \cdot e^{-\beta z} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z) dz,$$

$$C_3 = \frac{1}{8 \cdot \beta^3} \cdot \int_0^z q \cdot e^{\beta z} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z) dz,$$

$$C_4 = -\frac{1}{8 \cdot \beta^3} \cdot \int_0^z q \cdot e^{\beta z} \cdot (\cos \beta z + \sin \beta z) dz.$$

Таким чином, прогин серединної поверхні оболонки конденсатора буде описуватися рівнянням:

$$y(z) = -\frac{e^{\beta z} \cos \beta z}{8 \cdot \beta^3} \cdot \left(\int_0^z q \cdot e^{-\beta z} \cdot (\cos \beta z + \sin \beta z) dz \right) +$$

$$+\frac{e^{\beta z} \sin \beta z}{8 \cdot \beta^3} \cdot \left(\int_0^z q \cdot e^{-\beta z} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z) dz \right) +$$

$$+\frac{e^{-\beta z} \cos \beta z}{8 \cdot \beta^3} \cdot \left(\int_0^z q \cdot e^{\beta z} \cdot (\cos \beta z - \sin \beta z) dz \right) -$$

$$-\frac{e^{-\beta z} \sin \beta z}{8 \cdot \beta^3} \cdot \left(\int_0^z q \cdot e^{\beta z} \cdot (\cos \beta z + \sin \beta z) dz \right).$$
(4.14)

Тепер виведемо формули для переміщення зовнішнього радіуса герметизуючого компаунда, від дії контактного тиску при наступних припущеннях:

1. Напруженнями, які виникають під час хімічного осаду компаунда нехтуємо.
2. Коефіцієнти лінійного розширення компаунда і оболонок різні, частіше $\alpha_{\text{комп}} > \alpha_{\text{об}}$.
3. Використовуємо закон Гука.
4. Радіальні деформації не залежать від координат по поздовжній осі, при достатньому віддаленні від торців гермовузла.
5. Втягування оболонки компаундом проходить внаслідок температурного звуження компаунда.

При цих припущеннях елементи, у яких товщина стінки більше однієї десятої серединного радіуса можуть розглядатися як товстостінний компаундний циліндр, навантажений тиском з боку виводу і оболонки.

Розглянемо загальний випадок навантаження товстостінного компаундного циліндра тисками P_1 - внутрішнє і P_2 - зовнішнє. Позначимо R_1 і R_2 - внутрішній і зовнішній радіуси компаундного циліндра. Якщо циліндр нерівномірно нагрівається, то в ньому з'являються температурні навантаження, які потрібно додати до навантажень, викликаних тиском. [16]

Розглянемо рівновагу нескінченно малої частинки компаунда (рис. 4.4), яка утворена двома поперечними площинами з відстанню dz між ними, двома осьовими площинами, з кутом $d\varphi$ між ними, і двома циліндрами з радіусами R і $(R + dR)$.

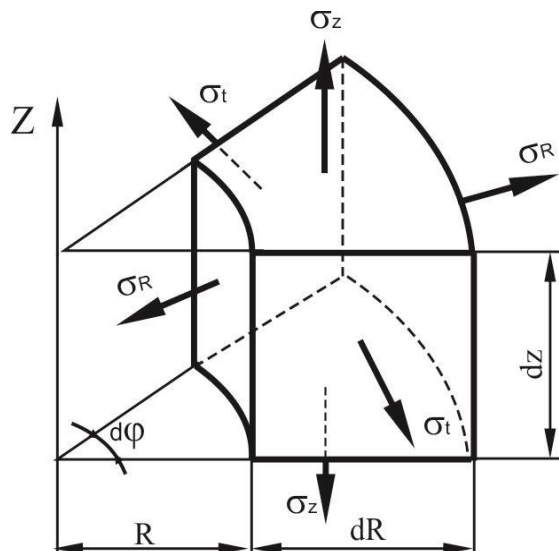


Рис 4.4. Нескінченно мала частина компаунда

Тоді можна отримати наступне рівняння [8]:

$$\begin{aligned}
 u = & \frac{1}{r} \cdot \frac{1+\mu}{1-\mu} \cdot \int_{R_1}^r \alpha \cdot \Delta T \cdot r dr + \\
 & + r \cdot \left[\frac{(1-2\mu) \cdot (P_1 R_1^2 - P_2 R_2^2)}{E_1 \cdot (R_2^2 - R_1^2)} + \frac{1-3\mu}{(1-\mu) \cdot (R_2^2 - R_1^2)} \int_{R_1}^{R_2} \alpha \cdot \Delta T \cdot r dr \right] \\
 & + \frac{1}{r} \cdot \left[\frac{(1+\mu) \cdot (P_1 - P_2) \cdot R_1^2 \cdot R_2^2}{E \cdot (R_2^2 - R_1^2)} + \frac{R_1^2 \cdot (1+\mu)}{(1-\mu) \cdot (R_2^2 - R_1^2)} \cdot \int_{R_1}^{R_2} \alpha \cdot \Delta T \cdot r dr \right],
 \end{aligned} \quad (4.15)$$

де u - переміщення компаунда; α - коефіцієнт лінійного розширення.

У разі відсутності виводу розглядається тільки поверхня контакту компаунда і оболонки, тому, що $R_1 = 0$, $P_1 = 0$, $R = R_2$. Також припустимо, що перепад температури по радіусу циліндра постійний $t(R_1) - t(R_2) = \Delta T$.

В такому випадку формула (4.15) набуде вигляду

$$u = R_2 \cdot \left(\alpha \cdot \Delta T - \frac{P_k \cdot (1-2\mu)}{E} \right). \quad (4.16)$$

Переходячи від P_k до q , враховуючи: $P_k = q - \frac{E \cdot h}{R \cdot D} \cdot \alpha \cdot \Delta T$, отримаємо

кінцевий вираз для переміщення компаунда

$$u = \alpha \cdot \Delta T \cdot R_2 \cdot \left[1 + \frac{h}{R} \cdot (1 - 2\mu) \right] - q \cdot R_2 \cdot \frac{h^3 \cdot (1 - 2\mu)}{12 \cdot (1 - \mu^2)}. \quad (4.17)$$

Як зазначалося раніше, розрахувати контактний тиск, який виникає на межі компаунда і оболонки можна з умови сумісності деформацій контактуючих поверхонь. Запишемо цю умову:

$$\begin{cases} r_2 = r_2(z) = \left(R - \frac{h}{2} \right) + y(z), \\ u(z) = y(z). \end{cases}$$

З умови сумісності деформацій, а також формули (4.17) можна записати

$$\begin{aligned} y(z) = \alpha \cdot \Delta T \cdot \left[\left(R - \frac{h}{2} \right) + y(z) \right] \cdot \left[1 + \frac{h}{R} \cdot (1 - 2\mu) \right] - \\ - q \cdot \left[\left(R - \frac{h}{2} \right) + y(z) \right] \cdot \frac{h^3 \cdot (1 - 2\mu)}{12 \cdot (1 - \mu^2)}. \end{aligned} \quad (4.18)$$

Визначимо з цього рівняння $y(z)$

$$y(z) = \frac{\alpha \cdot \Delta T \cdot \left(R - \frac{h}{2} \right) \cdot (1 - \mu) \cdot \left[1 + \frac{h}{R} \cdot (1 - 2\mu) \right] - q \cdot \left(R - \frac{h}{2} \right) \cdot \frac{h^3 \cdot (1 - 2\mu)}{12 \cdot (1 - \mu^2)}}{1 - \alpha \cdot \Delta T \cdot \left[1 + \frac{h}{R} \cdot (1 - 2\mu) \right] + \frac{q \cdot h^3 \cdot (1 - 2\mu)}{12 \cdot (1 - \mu^2)}}.$$

Для спрощення виразу позначимо: $a_1 = 1 - \frac{h}{R} \cdot (1 - \mu)$; $a_2 = \frac{h^3 \cdot (1 - 2\mu)}{12 \cdot (1 - \mu^2)}$;

$$a_3 = R - \frac{h}{2}.$$

З урахуванням позначень формула (4.18) матиме вигляд

$$y(z) = \frac{(\alpha \cdot \Delta T \cdot a_1 - q \cdot a_2) \cdot a_3}{1 - \alpha \cdot T \cdot a_1 + q \cdot a_2}. \quad (4.19)$$

З останньої формули легко знайти граничні умови для $q(z)$, якщо вони відомі для $y(z)$. Найчастіше, останні задаються значеннями "у" і її похідних в граничних точках $z=0$ і $z=l$ на розглянутому інтервалі осі z . Таким чином, граничні умови будуть мати вигляд:

$$\begin{aligned} q(z) &= \frac{\alpha \cdot t \cdot a_1 - 1}{a_2} + \frac{a_3}{a_2 \cdot (y(z) + a_3)}, \\ q'(z) &= -\frac{a_3 \cdot y'}{a_2 \cdot (y + a_3)^2}, \\ q''(z) &= \frac{a_3}{a_2 \cdot (y + a_3)^2} \cdot \left[\frac{2 \cdot y'^2}{y + a_3} - y'' \right], \\ q'''(z) &= -\frac{a_3}{a_2 \cdot (y + a_3)^2} \cdot \left[\frac{6 \cdot y'^3}{(y + a_3)^2} - \frac{6 \cdot y' \cdot y''}{y + a_3} - y''' \right]. \end{aligned} \quad (4.20)$$

Тепер, якщо відомі граничні умови для $y(z)$, то із співвідношень (4.20) можна знайти граничні умови для визначення контактної тиску q . З урахуванням формул (4.14) - (4.19) можна записати інтегральне рівняння відносно q :

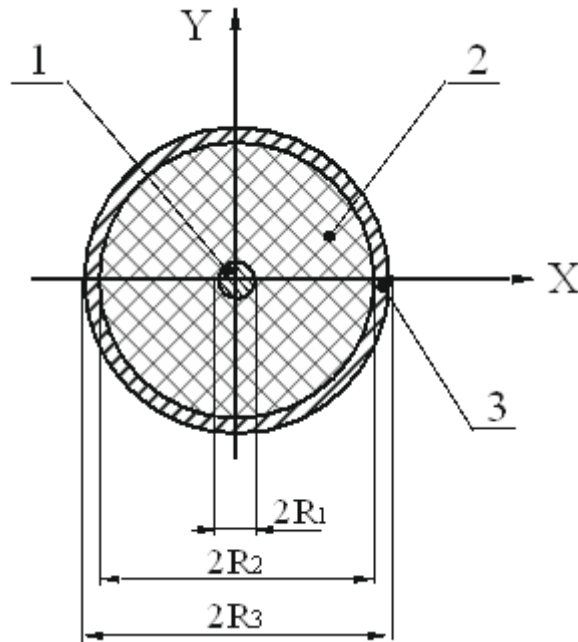
$$\begin{aligned}
q = & -\frac{e^{\beta z} \cdot \cos \beta z}{8 \cdot \beta^3} \left(\int_0^z q e^{-\beta z} (\cos \beta z + \sin \beta z) dz + \bar{C}_1 \right) + \\
& + \frac{e^{\beta z} \cdot \sin \beta z}{8 \cdot \beta^3} \left(\int_0^z q e^{-\beta z} (\cos \beta z - \sin \beta z) dz + \bar{C}_2 \right) + \\
& + \frac{e^{-\beta z} \cdot \cos \beta z}{8 \cdot \beta^3} \left(\int_0^z q e^{\beta z} (\cos \beta z - \sin \beta z) dz + \bar{C}_3 \right) - \\
& - \frac{e^{-\beta z} \cdot \sin \beta z}{8 \cdot \beta^3} \left(\int_0^z q e^{\beta z} (\cos \beta z + \sin \beta z) dz + \bar{C}_4 \right) = \\
& = \frac{(\alpha \cdot \Delta T \cdot a_1 - q \cdot a_2) \cdot a_3}{1 - \alpha \cdot t \cdot a_1 + q \cdot a_2}.
\end{aligned} \tag{4.21}$$

Таким чином, з рівняння (4.21), підставляючи граничні умови, може бути знайдено контактний тиск на границі компаунда і оболонки. З формули (4.20) можна зробити висновок, що зі збільшенням прогину контактний тиск зменшується, тому розгерметизація конструкції починається в тому перерізі, де прогин оболонки мінімальний.

Також можна отримати вираз для розрахунку контактного тиску в разі тришарової схеми "вивід-компаунд-оболонка", якщо вважати два перших шари товстостінними циліндрами, а останній - оболонкою. Саме така конструкція має місце в вузлах захисту від вологи плівкових конденсаторів.

4.3 Розрахунок контактного тиску за схемою тришарового товстостінного циліндра

Розглянемо рис. 4.5, на якому показаний поперечний розріз конденсатора по вузлу захисту від вологи. Тут можна побачити перетин трьох циліндрів: суцільного виводу, компаундного і корпусного циліндра.



1 - вивід; 2 - компаунд; 3 - оболонка.

Рис 4.5. Поперечний розріз конденсатора

Розрахунок контактної тиску, який виникає на межі поділу циліндрів, можна проводити за схемою тришарового товстостінного циліндра, що дозволить скористатися вже відомими формулами.

Введемо наступні позначення: P_{1k} - контактний тиск між першим і другим циліндром, P_{2k} - контактний тиск між другим і третім циліндром, E_i , α_i , $t_i(R)$ - відповідно модуль пружності, температурний коефіцієнт лінійного розширення, перепад температури по радіусу R_i -го циліндра ($i = 1, 2, 3$).

Скориставшись формулою (4.15), з огляду на те, що для першого циліндра внутрішній радіус дорівнює нулю, третій циліндр не навантажений зовнішнім тиском, а температурний перепад не залежить від радіуса, тобто $t(R_1) = t(R_2) = t(R_3) = \Delta T$, отримаємо наступні вирази:

- для першого циліндра:

$$u_{11} = R_1 \cdot \left(\alpha_1 \cdot \Delta T - \frac{P_{1k} \cdot (1 - 2\mu_1)}{E_1} \right),$$

- для другого циліндра:

$$u_{21} = \alpha_2 \cdot \Delta T \cdot R_1 + \frac{(1 - 2\mu_2)(R_1^3 P_{1k} - R_1 R_2^2 P_{2k}) + (1 + \mu_2)(P_{1k} - P_{2k}) R_1 R_2^2}{E_2 (R_2^2 - R_1^2)}$$

$$u_{22} = \alpha_2 \cdot \Delta T \cdot R_2 + \frac{(1 - 2\mu_2)(R_1^2 P_{1k} - R_2^2 P_{2k}) R_2 + (1 + \mu_2)(P_{1k} - P_{2k}) R_2 R_1^2}{E_2 (R_2^2 - R_1^2)},$$

- для третього циліндра:

$$u_{32} = \alpha_3 \cdot \Delta T \cdot R_2 + \frac{(1 - 2\mu_3) R_2^3 P_{2k} + (1 + \mu_3) P_{2k} R_2 R_3^2}{E_3 (R_3^2 - R_2^2)},$$

де u_{ij} - переміщення викликане тиском i -го циліндра для j -го радіусу.

Використовуючи умови сумісності деформацій:

$$\begin{cases} u_{11} = u_{21} \\ u_{22} = u_{32} \end{cases},$$

можемо знайти формули для контактної тиску:

$$\begin{cases} P_{1k} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta T + P_{2k} \cdot \frac{R_2^2 \cdot (2 - \mu_2)}{E_2 (R_2^2 - R_1^2)}}{\frac{1 - 2\mu_1}{E_1} + \frac{R_1^2 (1 - 2\mu_2) + R_2^2 (1 + \mu_2)}{E_2 (R_2^2 - R_1^2)}}, \\ P_{2k} = \frac{(\alpha_2 - \alpha_3) \Delta T + P_{1k} \cdot \frac{R_1^2 \cdot (2 - \mu_2)}{E_2 (R_2^2 - R_1^2)}}{\frac{R_2^2 (1 - 2\mu_2) + R_1^2 (1 + \mu_1)}{E_2 (R_2^2 - R_1^2)} + \frac{R_2^2 (1 - 2\mu_3) + R_3^2 (1 + \mu_3)}{E_3 (R_3^2 - R_2^2)}}. \end{cases} \quad (4.22)$$

Для спрощення введемо наступні позначення:

$$A_1 = \frac{R_2^2(2 - \mu_2)}{E_2(R_2^2 - R_1^2)}; \quad A_2 = \frac{R_1^2(2 - \mu_2)}{E_2(R_2^2 - R_1^2)};$$

$$C_1 = \frac{1 - 2\mu_1}{E_1} + \frac{R_1^2(1 - 2\mu_2) + R_2^2(1 + \mu_2)}{E_2(R_2^2 - R_1^2)};$$

$$C_2 = \frac{R_2^2(1 - 2\mu_2) + R_1^2(1 + \mu_1)}{E_2(R_2^2 - R_1^2)} + \frac{R_2^2(1 - 2\mu_3) + R_3^2(1 + \mu_3)}{E_3(R_3^2 - R_2^2)}.$$

Тоді формули (4.22) будуть мати вигляд:

$$\begin{cases} P_{1k} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2)\Delta T + P_{2k} \cdot A_1}{C_1}, \\ P_{2k} = \frac{(\alpha_2 - \alpha_3)\Delta T + P_{1k} \cdot A_2}{C_2}. \end{cases} \quad (4.23)$$

Вирішуючи отриману систему рівнянь відносно P_{1k} і P_{2k} отримаємо:

$$P_{1k} = \frac{C_2(\alpha_1 - \alpha_2)\Delta T + A_1(\alpha_2 - \alpha_3)T + A_1}{C_1}, \quad P_{2k} = \frac{(\alpha_2 - \alpha_3)\Delta T + P_{1k} \cdot A_2}{C_2}. \quad (4.24)$$

Напруження в циліндрах можна знайти за формулами:

$$\sigma_{r1} = P_{1k} \quad \sigma_{t1} = P_{1k},$$

$$\sigma_{r2} = \frac{P_{1k}R_2^2 + P_{2k}R_3^2}{R_3^2 - R_2^2} - \frac{(P_{1k} + P_{2k})R_2^2R_3^2}{R^2 \cdot (R_3^2 - R_2^2)},$$

$$\sigma_{t2} = \frac{P_{1k}R_2^2 + P_{2k}R_3^2}{R_3^2 - R_2^2} + \frac{(P_{1k} + P_{2k})R_2^2R_3^2}{R^2 \cdot (R_3^2 - R_2^2)}, \quad (4.25)$$

$$\sigma_{r3} = \frac{P_{2k}R_3^2 + P_2R_4^2}{R_4^2 - R_3^2} - \frac{(P_{2k} + P_2)R_4^2R_3^2}{R^2 \cdot (R_4^2 - R_3^2)},$$

$$\sigma_{t3} = \frac{P_{2k}R_3^2 + P_2R_4^2}{R_4^2 - R_3^2} + \frac{(P_{2k} + P_2)R_4^2R_3^2}{R^2 \cdot (R_4^2 - R_3^2)},$$

де R - поточний радіус, який змінюється для другого циліндра в межах $R_2 < R < R_3$, для третього циліндра - $R_3 < R < R_4$.

За отриманими формулами можна розрахувати розподіл напружень в кожному елементі конструкції "вивід-компаунд-оболонка".

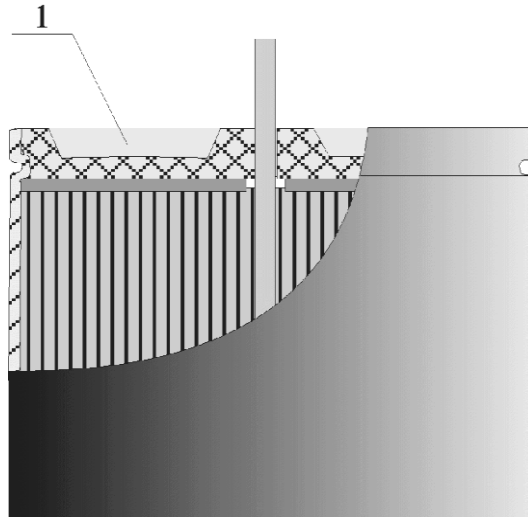
4.4. Розробка оптимальної форми компаунда вузла вологозахисту конденсатора

Як випливає з виведених формул (4.25), зростання контактного тиску на стику з'єднання "вивід – компаунд" можна досягти за рахунок збільшення товщини компаунда, а також усунувши з його конструкції зовнішню оболонку, при використанні умови $\alpha_{\text{комп.}} > \alpha_{\text{мет.}}$.

При охолодженні вся енергія компаунда, яка витрачалася раніше на утримання біля себе зовнішнього циліндра, тепер буде витратитися тільки на притискання компаунда до виводу. Зменшення контактної натягу на межі "компаунд-оболонка" можна досягти, забезпечивши можливість компаунду вільно, не впираючись в вивід, "піти" від зовнішньої оболонки, тобто, усунувши вивід.

Реалізація цих можливостей означала б перехід від тришарового з'єднання "вивід – компаунд - оболонка" до двох двошарових: "вивід – компаунд" і "компаунд – оболонка".

Можливе таке конструктивне рішення вказаного підходу – використання фігурної форми компаунда або утворення канавки в прошарку компаунда між виводом і оболонкою, як показано на рис. 4.6, але через те, що канавка має гострі кути, а вони є концентратори напружень, щоб їх прибрати, ці кути закругляють і таким чином з'являється нова оптимально фігурна форма компаунда, тобто канавка із закругленнями.



1 – профіль

Рис. 4.6. Конструкція конденсатора з фігурною формою компаунда

При такій фігурній формі компаунда виникає задача визначення оптимального розміру внутрішнього і зовнішнього радіусів канавки.

Як критерії оптимізації розмірів (радіусів) канавки обираються такі:

1. Забезпечення максимально можливого значення контактної тиску на межі "вивід – компаунд".
2. Забезпечення мінімально можливого значення контактної тиску на межі "компаунд – оболонка".
3. Забезпечення умови міцності компаунда вибраної форми в обох з'єднаннях "вивід – компаунд" та "компаунд – оболонка", тобто:

$$\sigma_{екв1} < [\sigma], \quad (4.26)$$

$$\sigma_{екв2} < [\sigma], \quad (4.27)$$

де $\sigma_{екв1}$, $\sigma_{екв2}$ – еквівалентні нормальні напруження, за прийнятою теорією міцності в компаунді відповідно в з'єднаннях "вивід – компаунд" і "компаунд – оболонка"; $[\sigma]$ – допустимі нормальні напруження для компаунда, які при коефіцієнті запасу міцності $n = 3$ дорівнюють 15 МПа. В даному випадку, так як

компаунд веде себе як крихке тіло при мінусових температурах, то можна застосовувати першу теорію міцності. Крім того, для забезпечення міцності адгезійного зв'язку між компаундом і корпусом необхідно виконати умову:

$$\sigma_{2 \max} /_{R=R_2} \leq \frac{\sigma_{адз}}{K}, \quad (4.28)$$

де $\sigma_{2 \max} /_{R=R_2}$ – максимальне нормальне напруження на поверхні контакту компаунда і корпусу; $\sigma_{адз}$ – адгезійне нормальне напруження між компаундом і корпусом, яке дорівнює 12,5 МПа; K – коефіцієнт запасу по адгезії.

Формули для визначення контактних тисків і нормальних напружень, характер яких визначає вибір розмірів канавки, мають вигляд:

$$P_{1k} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2) \cdot \Delta T}{\frac{1 - 2\mu_1}{E_1} + \frac{R_1^2 \cdot (1 - 2\mu_2) + a_1^2 \cdot (1 + \mu_2)}{E_2 \cdot (a_1^2 - R_1^2)}},$$

$$P_{2k} = \frac{(\alpha_2 - \alpha_3) \cdot \Delta T}{\frac{R_2^2 \cdot (1 - 2\mu_2) + a_2^2 \cdot (1 + \mu_2)}{E_2 \cdot (R_2^2 - a_2^2)} + \frac{R_2^2 \cdot (1 - 2\mu_3) + R_3^2 \cdot (1 + \mu_3)}{E_3 \cdot (R_3^2 - R_2^2)}}, \quad (4.29)$$

$$\sigma_{1 \max} = \sigma_{1r} \Big|_{r=R_1} = \frac{P_{1k} \cdot (R_1^2 + a_1^2)}{a_1^2 - R_1^2}, \quad \sigma_{2 \max} = \sigma_{2r} \Big|_{R=a_2} = -\frac{2P_{2k} \cdot R_2^2}{R_2^2 - a_2^2},$$

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

де фізико – механічні характеристики E_i , μ_i , α_i ($i = 1, 2, 3$) – модуль пружності, коефіцієнт Пуассона, температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу виводу (1), компаунда (2), матеріалу корпусу (3), ΔT – перепад температур, R_1 – радіус виводу, R_2 – внутрішній радіус оболонки, R_3 – зовнішній радіус оболонки, σ - окружне нормальне напруження.

Для визначення технологічно прийнятних радіусів канавки розглянемо практичну реалізацію сформульованих вище умов. За результатами виконаних розрахунків отримали залежності контактного тиску і максимального нормального напруження в з'єднанні "вивід – компаунд" від зовнішнього радіуса компаундного циліндра, які наведені на рис. 4.7.

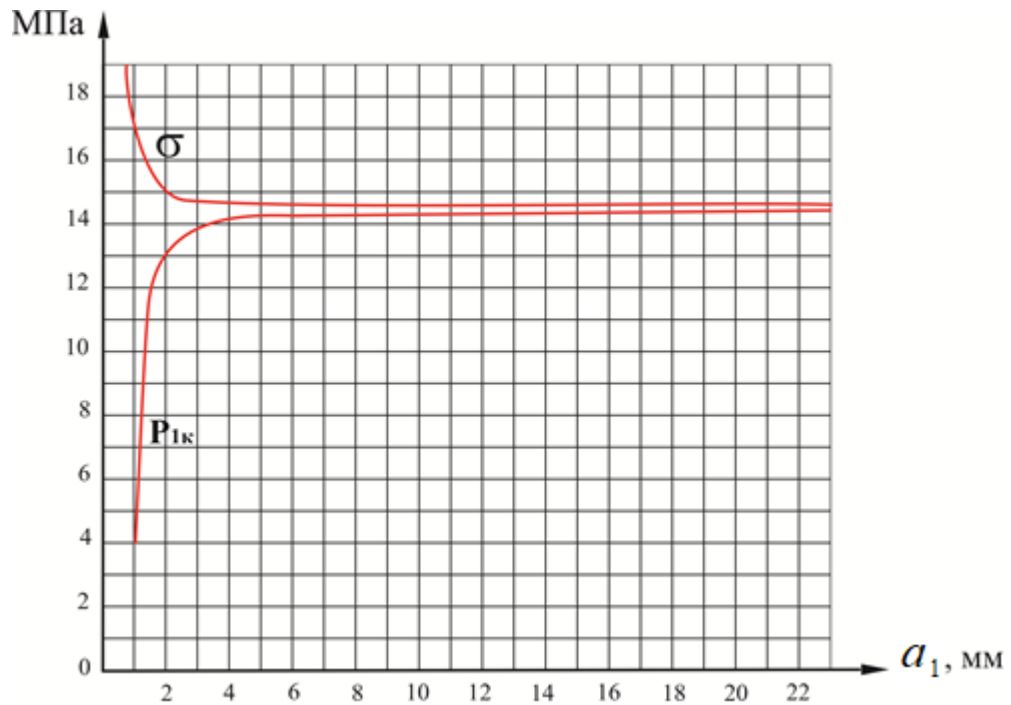


Рис. 4.7. Залежність тиску і нормального напруження від зовнішнього радіуса компаундованого циліндра

З представлених даних видно, що при малих значеннях a_1 на порівняно невеликій ділянці (до 4 мм) відбувається інтенсивне зростання контактного тиску P_{1k} і спадання нормального напруження $\sigma_{1\max}$. При збільшенні зовнішнього радіуса компаундного циліндра до нескінченності обидві залежності наближаються до однієї і тієї ж границі.

$$\lim \sigma_{1\max} = \lim P_{1k} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2) \cdot \Delta T}{\frac{1 - 2\mu_1}{E_1} + \frac{1 + \mu_2}{E_2}} = 14,5 \text{ МПа} \quad (4.30)$$

Тому технічно задовільним можна вважати значення внутрішнього радіусу канавки в діапазоні 2,5 – 10 мм, що зручно з технологічної, економічної і інших точок зору. При цьому контактний тиск і максимальні нормальні напруження приймають такі значення:

$$\text{при } a_1 = 2,5 \text{ мм, } P_{1k} = 13,8 \text{ МПа, } \sigma_{1\max} = 14,9 \text{ МПа;}$$

$$\text{при } a_1 = 10 \text{ мм, } P_{1k} = 14,5 \text{ МПа, } \sigma_{1\max} = 14,5 \text{ МПа,}$$

тобто, при товщині прошарку компаунда навколо виводу 2,5 – 9,5 мм виконується умова міцності, а величина контактного тиску становить 95 – 99% від максимально можливого значення.

Розглянемо залежності контактного тиску P_{2k} і максимального окружного нормального напруження σ_{\max} та окружного нормального напруження на межі з'єднання “компаунд – оболонка” від зовнішнього радіуса канавки для трьох типорозмірів конденсаторів, які наведені на рис. 4.8. Їх аналіз показує, що зі збільшенням a_2 , тобто зі зменшенням товщини шару компаунда біля корпусу, знижується за абсолютною величиною тиск і різко зростають значення нормальних напружень.

Обрані з використанням отриманих залежностей технічно прийнятні величини внутрішнього радіусу компаундованого циліндра в системі “корпус-компаунд”, а також величини, яких досягають контактний тиск і напруження при відповідних значеннях a_2 для випадків запасу по адгезії $k = 1$ та $k = 1,5$ наведені в таблицях 4.1 та 4.2.

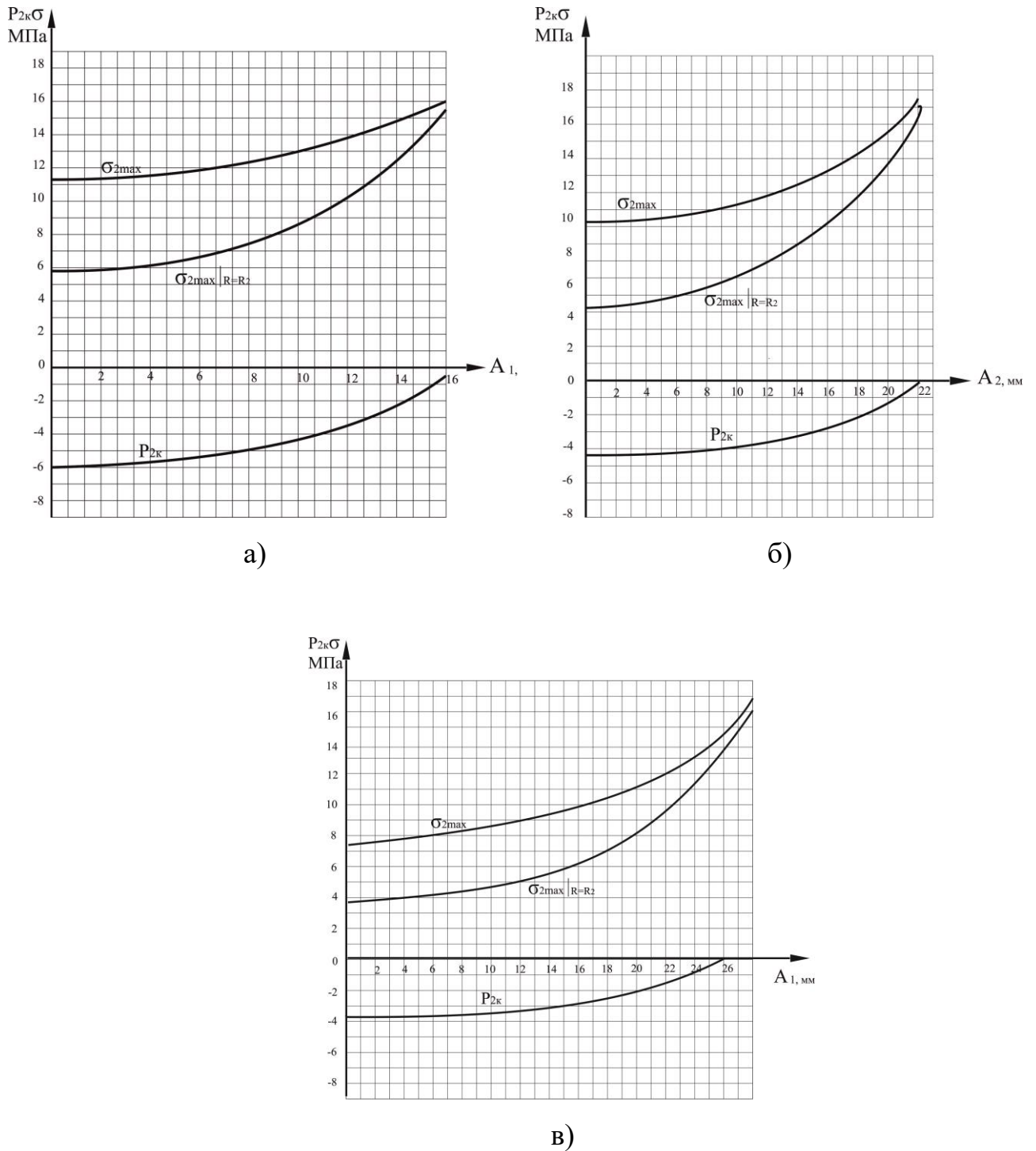


Рис. 4.8. Залежність контактного тиску, максимального окружного нормального напруження і окружного нормального напруження на межі з'єднання "компаунд – оболонка" від радіуса компаунда для першого (а), другого (б) і третього (в) типорозмірів конденсатора

Таблиця 4.1

Діапазон прийнятних значень зовнішнього радіуса канавки і відповідні йому значення контактної тиску і максимальних контактних напруження в системі "корпус-компаунд" для вибраних типорозмірів конденсаторів при коефіцієнті запасу по адгезії $K = 1$

Типорозмір	Прийнятне значення зовнішнього радіуса канавки, мм	Контактний тиск на межі "компаунд-корпус" $P_{1к}$, МПа	Максимальне напруження, МПа	
			в матеріалі компаунда σ_{lmin}	на межі "корпус-компаунд" $\sigma_{lmin/r=r2}$
	Мінімальне значення $a_2 = 6$	-5,26	12,13	6,87
	Максимальне значення $a_2 = 12$	-3,26	13,84	10,58
	Мінімальне значення $a_2 = 14$	-3,31	11,27	7,96
	Максимальне значення $a_2 = 18$	-2,1	13,22	11,12
	Мінімальне значення $a_2 = 16$	-3,05	9,4	6,35
	Максимальне значення $a_2 = 24$	-1,4	13,32	11,92

Таблиця 4.2

Діапазон прийнятних значень зовнішнього радіуса канавки і відповідні йому значення контактної тиску і максимальних контактних напруження в системі "корпус-компаунд" для вибраних типорозмірів конденсаторів при коефіцієнті запасу по адгезії $K = 1,5$

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

Аналіз наведених даних свідчить про те, що при зміні зовнішнього радіуса канавки в зазначених межах виконуються нерівності (4.26) і (4.27) при відповідному значенні k . Величина контактної тиску нижче величини

допустимих адгезійних напружень між компаундом і корпусом. Обрані таким чином розміри канавки забезпечують надійність герметизації і міцність вузла захисту від вологи.

Слід зауважити, що, якщо з якихось міркувань коефіцієнт запасу по адгезії необхідно збільшити, то максимальне значення зовнішнього радіуса канавки для кожного з типорозмірів можна вибрати з таблиці 4.3 аналогічно тому, як це здійснювалося для вибраних коефіцієнтів запасу по адгезії K 1 і 1,5, змінюючи величину допустимого напруження адгезії.

Таблиця 4.3

Значення допустимих напружень адгезії при різних коефіцієнтах запасу по адгезії

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

У таблиці 4.4 для кожного з коефіцієнтів запасу по адгезії K наведені відповідні максимальні значення зовнішнього радіуса канавки, максимальні значення нормальних напружень в матеріалі компаунда та контактного тиску в матеріалі на межі "компаунд – корпус".

Мінімальне значення зовнішнього радіуса канавки для всіх типорозмірів обрано 5 мм, щоб забезпечити мінімально можливу ширину канавки. Таким чином можна зробити висновок, що зазначені радіальні розміри канавки забезпечують надійність, герметичність і міцність конструкції вузла вологозахисту.

Для реалізації в конструкції конденсатора зазначених вище підходів рекомендуються два варіанти формування заданої форми компаунда вузла вологозахисту.

Таблиця 4.4

Максимальні значення зовнішнього радіуса канавки при різних значеннях коефіцієнта запасу по адгезії і відповідні їм значення контактного тиску і напруження в системі "компаунд – корпус"

Типорозмір	Значення коефіцієнта запасу по адгезії K	Максимальне значення зовнішнього радіуса канавки a_2 , мм	Контактний тиск на межі "компаунд-корпус" $P_{2к}$, МПа	Максимальне напруження, МПа	
				в матеріалі компаунда σ_{lmin}	на межі "компаунд-корпус" $\sigma_{lmin/r=r_2}$
	1,5	9	-4,49	12,8	8,3
	1,6	8	-4,79	12,53	7,74
	1,7	7	-5,05	12,32	7,27
	1,8	6	-5,26	12,13	6,87
	1,9	5	-5,44	11,98	6,54
	1,5	14,5	-3,19	11,46	8,26
	1,6	13,5	-3,42	11,09	7,67
	1,7	12,5	-3,62	10,78	7,16
	1,8	12	-3,71	10,63	6,93
	1,9	11	-3,87	10,37	6,51
	2	10	-4,01	10,15	6,14
	1,5	19,5	-2,54	10,61	8,08
	1,6	19	-2,63	10,41	7,78
	1,7	18	-2,79	10,03	7,24
	1,8	17	-2,93	9,7	6,77
	1,9	16,5	-3,0	9,55	6,56
	2	15,5	-3,11	9,27	6,16

Перший варіант представляє собою циліндричну обечайку, виготовлену з матеріалу, який не адгезує з компаундом, наприклад, із фторопласта (рис. 4.9).

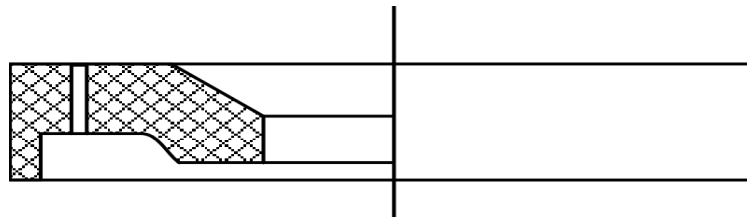


Рис. 4.9. Циліндрична обечайка

Перевага такої конструкції в тому, що вона дає можливість формувати канавку з зовнішнього верхнього боку компаундного циліндра (рис. 4.6). При цьому конструкція конденсатора залишається без змін, а пристосування є пристроєм багаторазового використання.

До недоліків такого варіанту потрібно віднести деяке ускладнення технології заливки, яка полягає в необхідності установки пристосування на корпус конденсатора перед заливкою і зняттям його після полімеризації.

Другий варіант характеризується заміною текстолітової перегородки на гнучку фігурну перегородку (рис. 4.10) з відповідного матеріалу, а канавка формується з внутрішньої сторони компаундного циліндра (рис. 4.11).

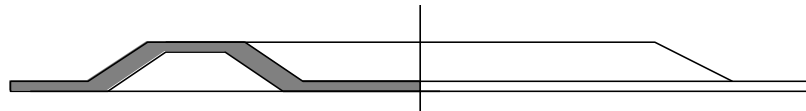


Рис. 4.10. Гнучка фігурна перегородка

В цьому випадку технологія збірки конденсатора і вузла вологозахисту залишаються без змін. При цьому жорсткість гнучкої фігурної перегородки менше жорсткості серійної текстолітової прокладки, що знижує жорсткість всього корпусу конденсатора в порівнянні з серійним. Це також сприяє герметичності вузла вологозахисту.

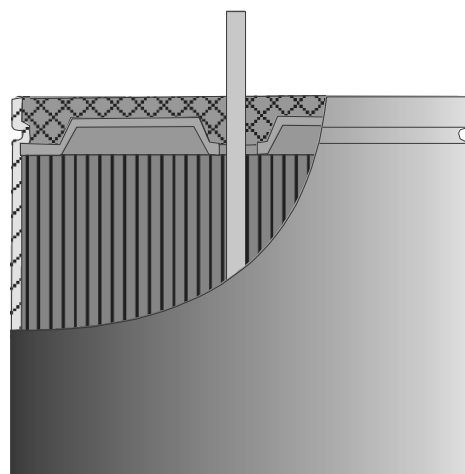


Рис. 4.11. Конструкція конденсатора при використанні фігурної перегородки

Застосування одного із запропонованих варіантів підвищує показники міцності і герметичності. Вибір тієї чи іншої конструкції повинен ґрунтуватися на зручності і економічності в конкретних умовах.

4.5. Конструкція вузла вологозахисту конденсатора з використанням розділювального кільця

Як зазначалось раніше, відшарування і розтріскування компаунда відбувається внаслідок того, що при заливці компаунда, корпус і вивід розширюються вільно, а в ході охолодження і при термоциклюванні вони вже не можуть звужуватися незалежно. Внаслідок відмінності в коефіцієнтах лінійного температурного розширення матеріалів корпусу і компаунду на їх границях виникає контактний тиск. Формули для визначення контактного тиску, радіальних і окружних напружень були виведені в пункті 4.3.

З виведених формул витікає, що контактний тиск на межі розділу матеріалів і напруження в компаунді визначаються фізико-механічними характеристиками їх матеріалів і радіальними розмірами виводу, корпусу і компаунда. Оскільки розміри конкретного конденсатора і фізико-механічні характеристики матеріалів його елементів постійні, то напруження і контактний тиск теж будуть постійними. При цьому можуть бути такі співвідношення зазначених характеристик, що герметичність і міцність вузла вологозахисту не будуть забезпечуватися. Тобто в тришаровій конструкції неможливо змінити значення контактного тиску і напружень. Для того, щоб це стало можливим, на відміну від фігурної форми компаунда пропонується ввести в конструкцію конденсатора концентрично виводу і корпусу циліндричне розділювальне кільце з матеріалу, який не адгезує з компаундом, та коефіцієнтом лінійного температурного розширення якого менше матеріалу компаунда. Кільце може бути таких розмірів і з такого матеріалу, який має такі пружні характеристики, що його можна вважати абсолютно жорстким у порівнянні з компаундом.

В цьому разі, при проведенні розрахунків можна не враховувати його деформації. Якщо ж таке кільце розглядати як демпфуючий елемент, то така умова є неприйнятною, тобто необхідно враховувати його деформування.

Конструкція конденсатора з розділювальним кільцем показана на рис. 4.12.

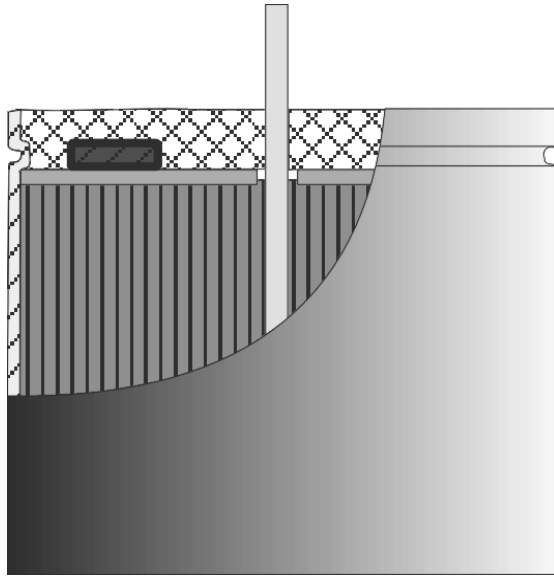


Рис 4.12. Конструкція конденсатора з розділювальним кільцем

Наявність розділювального кільця з матеріалу, який не адгезує з компаундом, дозволяє умовно розбити по висоті тришарову конструкцію конденсатора на дві двошарові. В кожній з них в процесі проектування можна в радіальному напрямку змінювати товщину компаунда за рахунок зміни товщини кільця. При цьому конструкції з'єднань "вивід – компаунд" і "компаунд – корпус" можуть розглядатися як двошарові складені циліндри, під дією контактних тисків P_{k1} та P_{k2} , відповідно на межі розділу компаунда і кільця, де P_{k1} та P_{k2} задаються формулами (4.24).

Оскільки компаундований циліндр є зовнішнім в з'єднанні "вивід – компаунд" і внутрішнім - в з'єднанні "компаунд – корпус", то радіальне, окружне і осьове напруження в матеріалі компаунда розраховуються за формулами:

– в з'єднанні “компаунд – виводом”

$$\sigma_{1r} = \frac{P_{1k} \cdot R_1^2}{a_1^2 - R_1^2} \cdot \left(1 - \frac{a_1^2}{r^2}\right), \quad (4.31.a)$$

$$\sigma_{1t} = \frac{P_{1k} \cdot R_1^2}{a_1^2 - R_1^2} \cdot \left(1 + \frac{a_1^2}{r^2}\right), \quad (4.31.б)$$

$$\sigma_{1z} = \frac{P_{1k} \cdot R_1^2}{a_1^2 - R_1^2}; \quad (4.31.в)$$

– в з'єднанні “компаунд – корпусом”

$$\sigma_{2r} = \frac{P_{2k} \cdot R_2^2}{R_2^2 - a_2^2} \cdot \left(\frac{a_2^2}{R^2} - 1\right), \quad (4.32.a)$$

$$\sigma_{2t} = \frac{P_{2k} \cdot R_2^2}{R_2^2 - a_2^2} \cdot \left(\frac{a_2^2}{R^2} + 1\right), \quad (4.32.б)$$

$$\sigma_{2z} = \frac{P_{2k} \cdot R_2^2}{R_2^2 - a_2^2}, \quad (4.32.в)$$

де r , R - поточні радіуси, які змінюються в межах $R_1 < r < a_1$, $a_2 < R < R_2$; a_1 , a_2 - внутрішній і зовнішній радіуси кільця.

Аналіз (4.31) та (4.32) показує, що зміна радіусів циліндричних поверхонь компаунда в обох двошарових конструкціях дозволяє регулювати величини контактної тиску і напружень.

Розміри кільця (його ширина і положення) вибираються так, щоб оптимально задати товщину компаунда в двох двошарових конструкціях, і тим самим – контактні тиски і напруження.

Для вибору значень внутрішнього радіусу кільця (a_1) при реалізації запропонованої конструкції вузла герметизації необхідно забезпечити:

1. Збільшення контактного тиску на межі з'єднання "вивід – компаунд", тобто виконання умови $P_1 > P_2$.

2. Виконання умови міцності для компаунда, що з урахуванням рівняння 4.31 (а) і того факту, що компаунд при максимально допустимих низьких температурах поводитья як крихкий матеріал, тому для запису умови міцності використовуємо першу теорію міцності, тобто:

$$\sigma_{1\max} = \left| \sigma_{1r} \right|_{R=R_1} = \frac{P_{1k} \cdot (R_1^2 + a_1^2)}{a_1^2 - R_1^2} \leq [\sigma], \quad (4.33)$$

де $\sigma_{1\max}$ – максимальні напруження, які виникають в матеріалі компаунда в конструкції з'єднання “вивід-компаунд”; $[\sigma]$ – величина допустимого для компаунда напруження.

Таким чином, прийнятним значенням внутрішнього радіусу кільця можна вважати таке, при якому виконуються умови:

$$\begin{cases} P_{1k} = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2) \cdot \Delta T}{\frac{1 - 2\mu_1}{E_1} + \frac{R_1^2 \cdot (1 - 2\mu_2) + a_1^2(1 + \mu)}{E_2 \cdot (a_1^2 - R_1^2)}} > [P_{1k}], \\ \sigma_{1\max} = \frac{P_{1k} \cdot (R_1^2 + a_1^2)}{a_1^2 - R_1^2} \leq [\sigma], \end{cases} \quad (4.44)$$

з яких отримаємо:

$$\begin{aligned} a_1 > a_{11} &= \sqrt{\frac{P_{1k} \cdot \left(\frac{1 - 2\mu_2}{E_2} - \frac{1 - 2\mu_1}{E_1} \right) + (\alpha_1 - \alpha_2) \cdot \Delta T}{(\alpha_1 - \alpha_2) \cdot t - P_{1k} \cdot \left(\frac{1 - 2\mu_1}{E_1} + \frac{1 + \mu_2}{E_2} \right)}} \cdot R_1, \\ a_1 \geq a_{12} &= \sqrt{\frac{[\sigma] \cdot \left(\frac{1 - 2\mu_2}{E_2} - \frac{1 - 2\mu_1}{E_1} \right) - (\alpha_1 - \alpha_2) \cdot \Delta T}{(\alpha_1 - \alpha_2) \cdot t - [\sigma] \cdot \left(\frac{1 - 2\mu_1}{E_1} + \frac{1 + \mu_2}{E_2} \right)}} \cdot R_1. \end{aligned} \quad (4.45)$$

Розв'язком системи нерівностей (4.45) є:

$a_1 > a_{01} = \max\{a_{11}, a_{12}\}$, де a_{11} – величина внутрішнього радіусу кільця, розраховане з умови досягнення максимального контактного тиску на межі з'єднання "вивід-компаунд"; a_{12} – величина внутрішнього радіусу кільця, розраховане з умови забезпечення міцності компаунда.

Таким чином, визначений внутрішній радіус кільця a_1 є його мінімальним значенням, при якому вдається забезпечити виконання зазначених вище умов. Аналогічно, можна вибрати такий зовнішній радіус кільця a_2 , при якому:

1. Виконується умова міцності для компаунда в конструкції "корпус-компаунд"

$$\sigma_{2\max} = \left| \sigma_{2t} \Big|_{R=a_2} \right| = -\frac{2P_{2k} \cdot R_2^2}{R_2^2 - a_2^2} \leq [\sigma], \quad (4.46)$$

де $\sigma_{2\max}$ – максимальне напруження, що виникає в матеріалі на межі "компаунд-корпус".

2. Максимальне напруження на межі "компаунд-корпус" не перевищує адгезійного напруження між матеріалами, які з'єднуються.

Для цього з системи нерівностей:

$$\begin{cases} \left| \sigma_{2t\max} \right| = -\frac{2P_{2k} \cdot R_2^2}{R_2^2 - a_2^2} \leq [\sigma] \\ \left| \sigma_{2t} \Big|_{R=R_2} \right| = -\frac{P_{2k} \cdot (R_2^2 + a_2^2)}{R_2^2 - a_2^2} \leq \sigma_{адз}, \end{cases} \quad (4.47)$$

знаходимо $a_2 < a_{02} = \min\{a_{21}, a_{22}\}$, де

$$\begin{aligned}
 a_{21} &= \sqrt{\frac{[\sigma] \cdot \left(\frac{1-2\mu_2}{E_2} + \frac{R_2^2 \cdot (1-2\mu_3) + R_3^2 \cdot (1+\mu_3)}{E_3 \cdot (R_3^2 - R_2^2)} \right) + 2 \cdot (\alpha_2 - \alpha_3) \cdot \Delta T}{[\sigma] \cdot \left(\frac{R_2^2 \cdot (1-2\mu_3) + R_3^2 \cdot (1+\mu_3)}{E_3 \cdot (R_3^2 - R_2^2)} - \frac{1+\mu_2}{E_2} \right)}} \cdot R_2, \\
 a_{22} &= \sqrt{\frac{\sigma_{ad\sigma} \cdot \left(\frac{1-2\mu_2}{E_2} + \frac{R_2^2 \cdot (1-2\mu_3) + R_3^2 \cdot (1+\mu_3)}{E_3 \cdot (R_3^2 - R_2^2)} \right) + (\alpha_2 - \alpha_3) \cdot \Delta T}{\sigma_{ad\sigma} \cdot \left(\frac{R_2^2 \cdot (1-2\mu_3) + R_3^2 \cdot (1+\mu_3)}{E_3 \cdot (R_3^2 - R_2^2)} - \frac{1+\mu_2}{E_2} \right)} - (\alpha_2 - \alpha_3) \cdot \Delta T}} \cdot R_2,
 \end{aligned} \tag{4.48}$$

тут a_{21} – величини зовнішнього радіуса кільця, розраховане за умови виконання міцності компаунда в конструкції з'єднання "компаунд – корпус", a_{22} – величина зовнішнього радіуса кільця, розраховане з умови досягнення максимального напруження на межі" компаунд-оболонка ".

Визначена таким чином величина зовнішнього радіусу кільця a_{02} є його максимальним значенням, при якому забезпечується виконання поставлених умов. При цьому контактний тиск в з'єднанні "компаунд-корпус" менше, ніж у трьохшаровій конструкції, що досягається за рахунок зменшення прошарку компаунда біля корпусу.

З наведених міркувань випливає, що при введенні в прошарок компаунда додаткового кільця максимальні значення зовнішнього та внутрішнього його радіуса a_{01} та a_{02} , вдається забезпечити міцність і герметичність вузла вологозахисту, а також досягти позитивного ефекту в порівнянні з тришаровою конструкцією аналізованого вузла. При практичній реалізації зазначеної конструкції вузла вологозахисту прийнятними можуть бути визнані будь які радіуси кільця, які лежать в межах ($a_1 > a_{01}$ та $a_2 < a_{02}$) і зручні з технічної, економічної та інших точок зору. Що стосується висоти кільця, то вона залежить від конкретного виробу. Кільце вставляється не на всю глибину компаунда, а на таку, щоб товщина компаунда, яка залишилася нерозділеною, забезпечувала разом з перегородкою герметичність і міцність

при можливих зовнішніх впливах. У всіх випадках висота кільця повинна бути не менше половини висоти гермовузла, щоб з запасом забезпечити надійність по висоті заливання (рис. 4.12).

Як видно з формул і фізичних міркувань, розділювальне кільце виконує такі функції:

– при охолодженні гермовузла воно утримує частину компаунда біля корпусу, тому що КЛТР кільця менше КЛТР компаунда, зменшуючи енергію його відриву від корпусу, і дає можливість частині компаунда навколо виводу вільно, не «чіпляючись» за корпус, притискатися до виводу;

– при нагріванні гермовузла кільце утримує частину компаунда біля виводу, зменшуючи енергію його відриву від виводу, і дає можливість частині компаунда біля корпусу вільно, не "упираючись" в вивід, притискатися до корпусу.

Таким чином, використання розділювального регулюючого контактний тиск кільця в конструкції вузла захисту від вологи дозволяє підвищити герметичність корпусу плівкового конденсатора (або іншої ємності, що містить вузол герметизації схожої конструкції).

4.6. Технологія полімеризації компаунда при наявності надлишкового тиску розігрітого повітря

Як було вказано раніше в розділі (3) аналіз експлуатації плівкових конденсаторів, надлишковий тиск повітря при температурі вище 100 °С виштовхне компаунд, якщо ще не закінчилася його полімеризація і адгезійні зв'язки ще слабкі. Для запобігання такої ситуації, була запропонована альтернативна технологія полімеризації компаунда. Вона спрямована на те, щоб адгезійні зв'язки між компаундом і оболонкою і виводом створювалися і в умовах наявності надлишкового тиску розігрітого повітря. Для цього пропонується після заливання компаунда робити шести годинну витримку при температурі 18°C, після чого полімеризація закінчується при температурі 100 °С.

Після закінчення першого етапу полімеризації компаунд вже знаходиться в склоподібному стані. Таким чином, при розміщенні конденсатора в термостат і розігріві до 100 °С, вивід і корпус вже не можуть розширитися незалежно один від одного, через що на межах розділу компаунда, виводу і корпусу виникають контактні тиски. Тепер контактний тиск (натяг) на межі "компаунд-вивід" буде намагатися відірвати компаунд від виводу, а на межі "компаунд-корпус" - притискає компаунд до корпусу. Отже, при розігріванні конструкції "вивід-компаунд-корпус" вразливим місцем з точки зору розгерметизації буде межа "вивід-компаунд", а при охолодженні зазначеної конструкції - межа "компаунд-корпус". При цьому зусилля на відрив матеріалів, які контактують, численно характеризуються абсолютною величиною контактного тиску. В такому разі при розрахунках оптимальних форм компаунда вимога збільшення величини контактного тиску на межі "компаунд-вивід" призводить до підвищення можливості відшаровування компаунда від виводу на другому етапі полімеризації компаунда, коли адгезія між виводом і компаундом ще низька.

Для підвищення якості герметизації вузла вологозахисту доцільно домагатися мінімально можливих контактних тисків на відрив, як на межі "вивід-компаунд", так і "компаунд-корпус".

Розрахунки показали, що досягти зменшення абсолютної величини контактного тиску в двошаровій конструкції "вивід-компаунд" в порівнянні з тришаровою можна, забезпечивши навколо виводу дуже тонкий прошарок компаунда (від 0,1 мм до 0,4 мм). Але при такій товщині компаундного циліндра виникає умова міцності компаунда при знижених температурах, які можуть привести до розтріскування компаунда при обтисканні ним виводу. Отже, перехід від тришарової конструкції "вивід-компаунд-корпус" до двошарової у виводу недоцільно.

У той же час, всі міркування, про необхідність зменшення розміру контактного тиску на межі "компаунд-корпус" залишаються в силі.

Таким чином, для забезпечення герметичності і міцності конструкції вузла вологозахисту при відсутності надлишкового тиску повітря всередині корпусу необхідно одночасно сформувати двошарову конструкцію "компаунд-корпус" і залишити тришарову конструкцію "вивід-компаунд-корпус". Досягти цього можна, залишивши на половині висоти контакту компаунда з оболонкою тришарову конструкцію, а на іншій половині, сформувати фігурну форму компаунда, який відповідає двом двошаровим конструкціям.

Виконання обох умов для конденсатора К78 можна досягти за допомогою перегородки, зображеної на рис. 4.13.

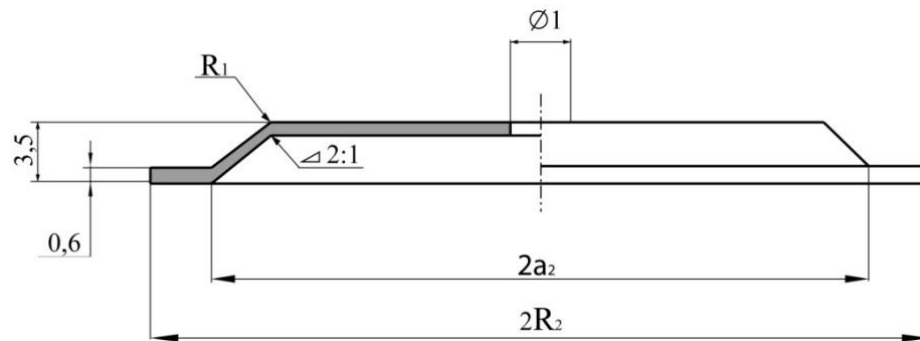


Рис. 4.13. Текстолітова перегородка

Таблиця 4.5.

Типорозмір	$2a_2$, мм	$2R_2$, мм
1	18	33
2	29	43,6
3	39	54

Слід підкреслити, що при цьому бажано мати максимально можливу висоту заливки для протидії надмірному тиску при температурі 100 °С.

4.7. Висновки по розділу

1. Запропоновано секторну конструкцію вузла вологозахисту та розроблено її математичну модель.
2. Побудовано математичну модель та виконаний вивід формул для визначення контактного тиску за схемою двошарового та трьохшарового циліндрів.
3. Для регулювання контактного тиску запропоновано замінити трьохшарову конструкцію на дві двошарові шляхом утворення в прошарку компаунда до половини висоти заливки канавку і на прикладі розгляду трьох його типорозмірів проведено обчислювальні експерименти з визначення розмірів канавок, які забезпечують міцність і герметичність вузла вологозахисту. Згладжуванням гострих кромek канавки, отримана фігурна форма компаунда.
4. Запропоновано два варіанти пристосувань для формування фігурної форми компаунда на основі використання циліндричної обечайки і гнучкої фігурної форми перегородки. Встановлені переваги та недоліки таких варіантів.
5. Запропоновано використання в конструкції вузла вологозахисту розділювальне кільце і проведено обґрунтування його ефективності. Визначені розміри такого кільця, які забезпечують герметичність вузла вологозахисту конденсатора.

РОЗДІЛ 5

МЕТОДИКА І РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1. Методичні основи експериментальних досліджень

Для оцінок достовірності розроблених математичних моделей елементів плівкових конденсаторів та їх деформування з урахуванням контактного та надлишкового тиску та інших факторів була розроблена методика експериментальних досліджень, з використанням якої проведено комплекс випробувань серійних плівкових конденсаторів та запропонованих їх модифікацій.

Основним методом для вимірювання деформацій і напружень в елементах конденсаторів і компаунду, які виникають під дією зовнішніх експлуатаційних навантажень, було використано метод електротензометрії. Він має найменші обмеження у порівнянні з такими, як рентгенівський, крихких і гальванічних покриттів та інші.

Як відомо, в основу методу електротензометрії закладено перетворення механічних величин в електричні, для чого використовують тензодавачі.

До найбільш поширених відносять тензодавачі базою 5, 10 та 20 мм. Але існують і малобазні однопіткові датчики типу МПТ та КФ4 з базою 0,5 – 3 мм. Їх приклади показані на рис. 5.1. Такі датчики мають дуже маленькі розміри і вагу, що дозволяє застосовувати їх в важкодоступних місцях конструкцій, а також при динамічних випробуваннях.

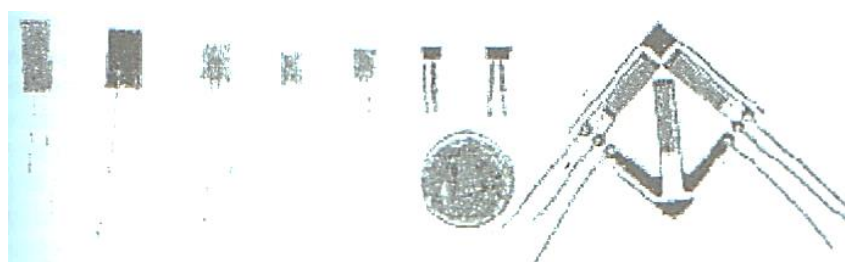


Рис. 7.1. Типи тензодавачів

Існуючі методики проведення тензодосліджень в машинобудуванні, як правило, не можуть застосовуватись для аналізу напружено-деформованого стану електронної апаратури. Це пояснюється такими причинами:

1. В конструкціях радіоелектронної апаратури широке застосування знайшли неметалеві матеріали, такі як скло, кераміка, пластмаса, компаунди на основі епоксидних і поліефірних смол. Всі ці матеріали характеризуються специфічними характеристиками, які необхідно враховувати при тензометруванні:

- величини модуля пружності таких матеріалів відносно малі, при достатньо високому значенні коефіцієнта Пуассона (0,35-0,45);

- всі неметалеві матеріали характеризуються малою тепло- і електропровідністю. Мала теплопровідність неметалевих матеріалів, з одної сторони, забезпечує майже незмінність температури досліджуваної конструкції при локальних впливах. З другої сторони мала теплопровідність матеріалів погіршує відвід тепла від тензорезисторів, що призводить до їх перегріву струмом живлення і значних температурних похибок, особливо при встановленні тензорезисторів всередину об'єкта дослідження.

2. Традиційні тензометричні клеї володіють недостатньою клейкою здатністю до матеріалів, які використовуються при виготовленні електронних елементів і пристроїв.

Розглянемо більш детально методичні підходи до вирішення зазначених питань.

5.1.1. Вибір клею для монтажу тензорезисторів

При використанні тензорезистора передача деформацій чутливому елементу здійснюється через шар клею. Тому якість клейового з'єднання є одним з вирішальних факторів, який визначає поведінку і роботоздатність препарованого тензорезистора. Такі характеристики, як тензочутливість,

повзучість, залежність тензочутливості від температури і термін служби препарованого тензорезистора знаходяться в прямій залежності від якості клейового з'єднання. Слід додати, що традиційні тензометричні клеї дають гарні результати при монтажі перетворювачів, зазвичай на металеві вироби, в той час як в електронних пристроях широко застосовуються неметалеві матеріали. Тому в кожному конкретному випадку підбирають клей з такими характеристиками, які найбільше відповідають умовам.

Для відбору клею, придатного до препарування тензорезисторами на електронну апаратуру, були визначені такі метрологічні характеристики тензорезисторів, як коефіцієнт тензочутливості, зміна коефіцієнта тензочутливості від температури, повзучість, за допомогою тарувальної балки, виготовленої з кераміки і компаундів. В таблицях 5.1 та 5.2 наведені середні значення зазначених характеристик тензорезисторів, які були препаровані різними клеями на вироби, виготовлені з кераміки і полімерів.

Таблиця 5.1

Середні значення метрологічних характеристик тензорезисторів МПТ, препарованих на керамічні зразки, для різних марок клею і температур

Марка або тип клею	Значення метрологічних характеристик											
	тензочутливість				розкид тензочутливості, %				повзучість, %			
	18 °C	50 °C	80 °C	-60 °C	18 °C	50 °C	80 °C	-60 °C	18 °C	50 °C	80 °C	-60 °C
Ацетатно-целулоїдний	1,88	1,77	1,45	1,89	2,3	3,2	19,3	5,1	2,3	24	48	2,1
Suano acrylate adhesive	2,00	2,00	2,01	2,00	1,4	1,3	1,4	1,4	0,7	0,8	1,8	-
БФР-2К	2,01	2,02	1,91	1,99	1,4	2,1	1,9	1,2	0	3,7	24	0,1
Ціакрін ЕО	2,00	2,01	2,01	1,99	1,3	1,2	1,2	1,3	0	0,1	0,1	0,1
BC-350	1,94	1,93	1,70	1,95	1,6	1,8	3,9	2,3	0,6	6,6	15,8	0,6
КТ-30	1,99	1,99	2,00	1,98	1,2	1,6	1,6	1,2	0,1	1,2	1,3	1,3

Вибір клею, найбільш придатного до тензоментрування виробів електронної апаратури, було здійснено на основі середніх значень метрологічних характеристик тензорезисторів, отриманих в діапазоні температур від $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таблиця 5.2

Середні значення метрологічних характеристик тензорезисторів МПТ, препаративаних на зразки з полімерів, для різних марок клею і температур

Марка або тип клею	Значення метрологічних характеристик											
	Тензочутливість				Розкид тензочутливості, %				Повзучість, %			
	18 °C	50 °C	80 °C	-60 °C	18 °C	50 °C	80 °C	-60 °C	18 °C	50 °C	80 °C	-60 °C
Ацетатно-целулоїдний	1,88	1,77	1,45	1,89	2,3	3,2	19,3	5,1	2,3	24	48	2,1
Суаноасулате adhesive	1,98	1,98	1,99	1,97	1,3	1,4	1,4	1,3	0	0,2	0,2	0,2
БФР-2К	1,99	2,00	2,00	1,99	1,2	1,6	1,6	1,2	0,1	0,18	0,2	0,2
Ціакрін ЕО	2,00	2,00	2,02	2,00	1,55	1,8	3,9	2,3	0,6	2,6	3,8	0,6
BC-350	1,99	1,98	1,91	1,98	1,3	2,2	3,5	1,7	0,3	4,9	8,1	0,6
КТ-30	1,97	1,98	1,99	1,97	2,3	2,3	3,2	2,4	0,4	0,7	0,9	0,7

Як впливає з аналізу наведених в таблицях 5.1 та 5.2 даних, найбільш придатним для тензоментрування є:

– для керамічних матеріалів клей ціакрін ЕО, який забезпечує максимальну чутливість тензодавачів (середнє значення тензочутливості 2) з мінімальним розкидом (середнє значення розкиду тензочутливості 1,25%) та повзучості (середнє значення повзучості 0,075%).

– для полімерів клей БФР-2К, який забезпечує середні значення чутливості тензодавачів 1,995, розкиду тензочутливості 1,4% та повзучості 0,17%.

– для епоксидних матеріалів клей Cyanoacrylate adhesive, який забезпечує середні значення тензочутливості 1,98, розкиду тензочутливості 1,35% та повзучості 0,15%.

5.1.2. Визначення допустимої величини струму живлення тензорезисторів

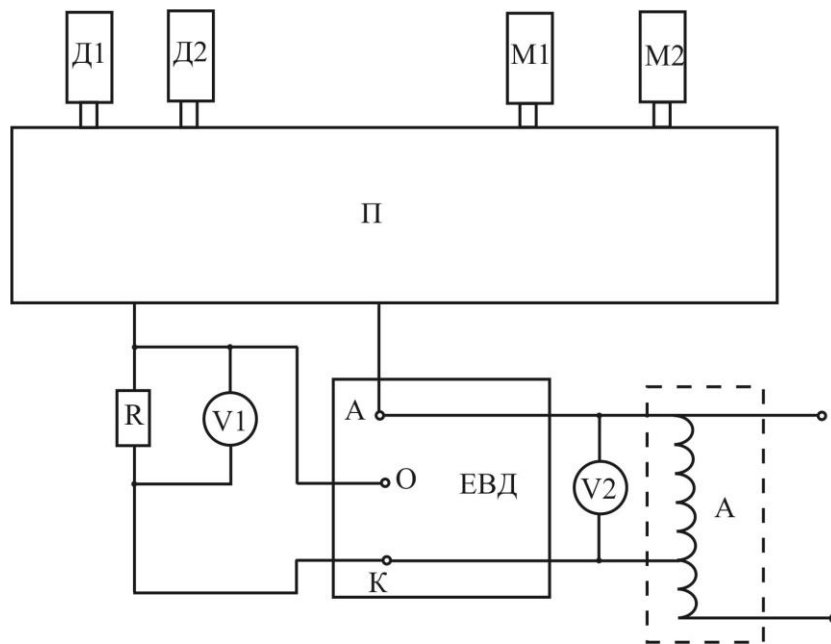
Гранична величина струму живлення в тензорезисторі обумовлена допустимою температурою нагрівання решітки, величина якої визначається кількістю виділеного струмом тепла і умовами охолодження. Умови охолодження залежать від розмірів деталі та її теплопровідності; площі поверхні, яку займають нитки решітки; відношення поверхні дроту до його об'єму; товщини клеєвого шару і його теплопровідності; температури оточуючого середовища та інших факторів.

Для визначення допустимої величини струму живлення була зібрана спеціальна установка, схема якої наведена на рис. 5.2.

За допомогою перемикача П в активне плече електронного вимірювача деформації (скорочено ЕВД), в якості якого застосовувались тензостанції 8АНЧ-21, 23, 26 включався магазин опорів М1 або один з досліджуваних тензорезисторів Д1-Дп. Величини опору на магазинах М1, М2 підбирались приблизно такими, як опір тензорезисторів. Автотрансформатором А встановлювалась певна напруга живлення мостової схеми ЕВД. За допомогою мілівольтметра V1 вимірювали зниження напруги на еталонному опорі $R=10$ Ом, яке включено послідовно з досліджуваним тензорезистором і розраховували струм їх живлення.

Нульове значення ЕВД відраховувалось протягом 3-5 сек. після включення тензорезистора. Наступний відлік показів по ЕВД проводили через 1, 3, 5, 10 та 12 хвилин. З використанням отриманих даних визначилась залежність зміни опору тензорезисторів від часу при встановленому струмі живлення. На рис. 5.3 – 5.6. представлено залежності зміни відносного опору

$\Delta R/R$, або деформації ε_k , тензорезисторів типу МПТ і КФ4П1 з різними базами, препарованих на керамічний зразок, а на рис. 5.1 – 5.3 така сама залежність, але для тензорезисторів закритих 1,5-міліметровим шаром епоксидного компаунда.



Д1-Дп – тензорезистори типу МПТ, КФ4П1; М1-М2 – магазини опору МСР-60М; П – перемикач П10; ЕВД – електронний вимірювач деформації; V1 – мікровольтметр В3-57; V2 – цифровий вольтметр В7-57; R – прецензійний опір 10 Ом \pm 0,05 %; А – автотрансформатор ЛАТР-5-0-250 V

Рис. 5.2. Блок-схема установки для визначення допустимого струму живлення тензорезисторів

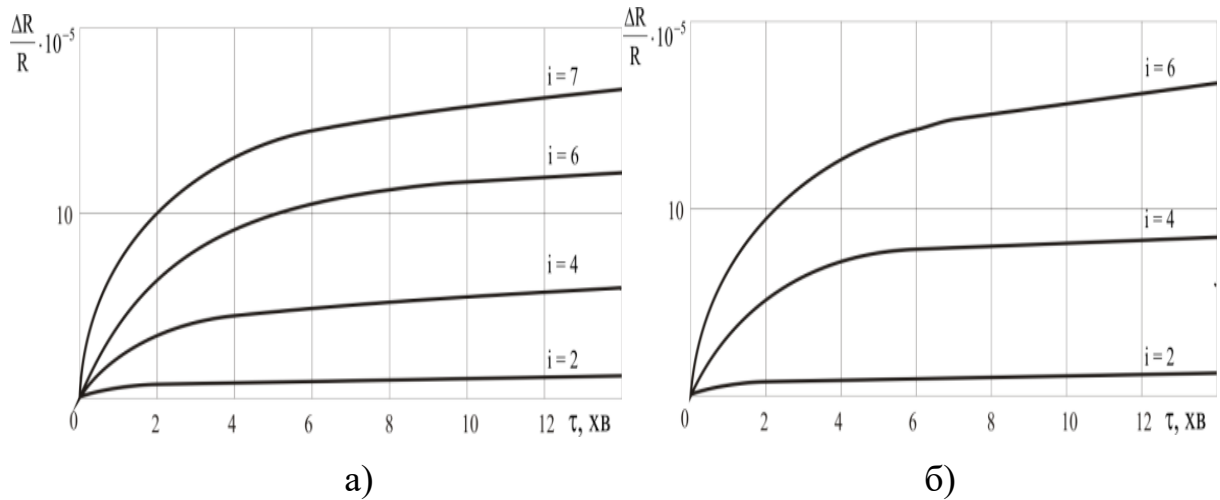


Рис. 5.3. Залежність зміни відносного опору тензорезисторів з базою 0,5 – 3 мм, опором 100 Ом, виготовлених з мікродроту діаметром 0,004 мм, на поверхні керамічного зразка (а) та під шаром епоксидного компаунда (б) від величини струму живлення і часу виміру

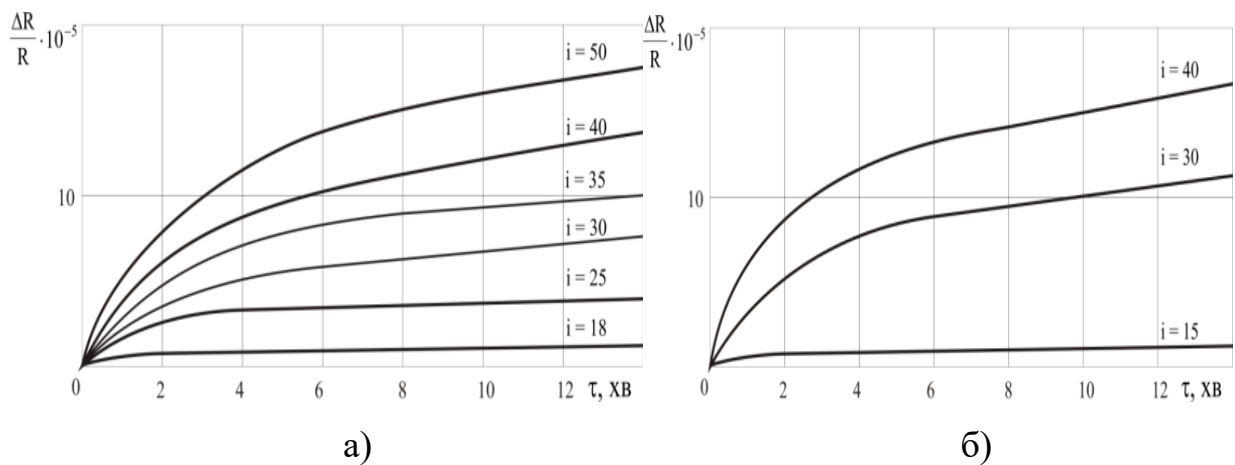


Рис. 5.4 Залежність зміни відносного опору тензорезисторів з базою 10 мм, опором 100 Ом, виготовлених з мікродроту діаметром 0,030 мм, на поверхні керамічного зразка (а) та під шаром епоксидного компаунда (б) від величини струму живлення і часу виміру

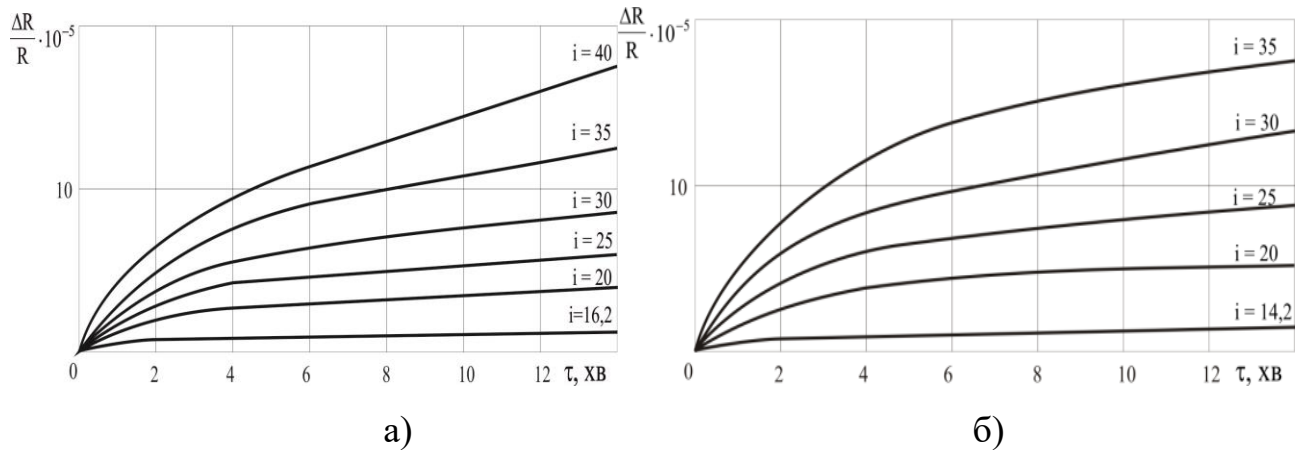


Рис. 5.5. Залежність зміни відносного опору тензорезисторів з базою 5 мм, опором 50 Ом, виготовлених з мікродроту діаметром 0,030 мм, на поверхні керамічного зразка (а) та під шаром епоксидного компаунда (б) від величини струму живлення i часу виміру

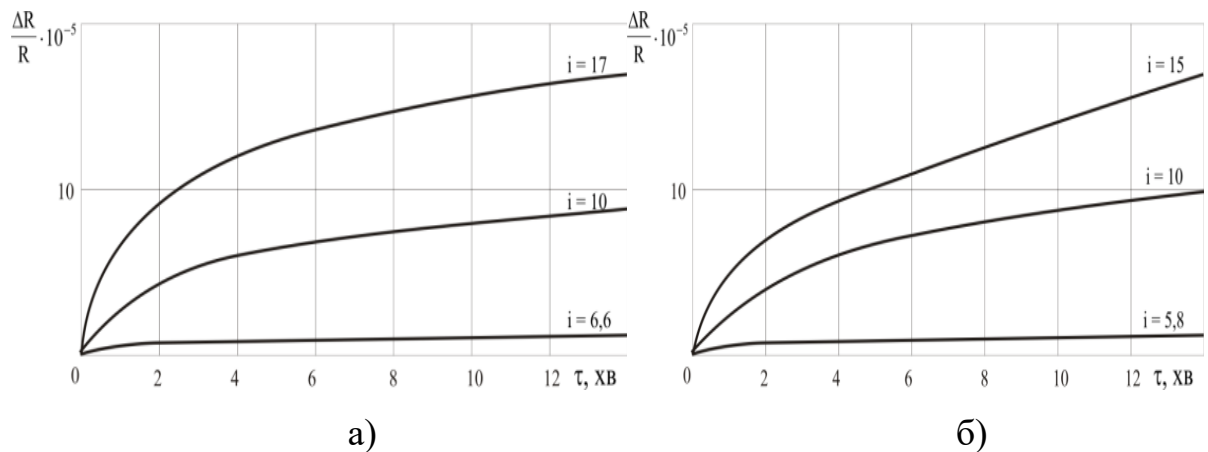


Рис. 5.6. Залежність зміни відносного опору тензорезисторів з базою 5 мм, опором 100 Ом, виготовлених з мікродроту діаметром 0,015 мм, на поверхні керамічного зразка (а) та під шаром епоксидного компаунда (б) від величини струму живлення i часу виміру

Допустиму величину струму живлення тензорезисторів встановлювали, виходячи з дозволеної здатності тензоапаратури і величини мінімальних передбачуваних деформацій. На основі цієї вимоги допустима зміна опору тензорезистора за рахунок нагрівання струмом живлення відповідає $\varepsilon_k = 1 \cdot 10^{-5}$

од. відносної деформації. Відповідні їй допустимі значення струму живлення, визначені вказаним способом, для різних матеріалів наведені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3

Значення допустимого струму живлення тензорезисторів, препаративаних на керамічний зразок (скло, компаунд)

Параметр тензорезистора			Значення допустимого струму живлення тензорезисторів, препаративаних на зовнішній поверхні зразка, мА	
Опір, Ом	База, мм	Діаметр дроту, мкм	Без компаунда	Під шаром компаунда
50-300	0,5-3	4	2	1,9
50	5	30	16,2	14,2
100	5	15	6,6	5,8
100	5	20	9,44	7,7
100	10	15	7	6
100	10	20	10	8
100	10	30	18	15

Такі значення струмів живлення придатні для інших матеріалів з близькими до кераміки теплофізичними характеристиками (склопластик, скло, компаунд).

5.1.3. Компенсація температурного приросту опору тензорезисторів

Сигнал, викликаний впливом температури на опір тензорезистора, еквівалентний деякій величині, яка називається фіктивною деформацією ε_k . Таким чином, значення ε , яке реєструється тензорезистором представляє алгебраїчну суму дійсної ε_o і фіктивної ε_k деформацій. Для виключення впливу

фіктивної деформації ε_k в залежності від конкретних умов застосовуються такі методи компенсації температурних похибок:

- метод використання самотермокомпенсованих тензорезисторів;
- метод протитоку, метод схемної компенсації;
- метод внесення виправлень на температурний приріст опору тензорезистора.

Внаслідок великої розбіжності характеристик тензорезисторів при тензометруванні зручніше використовувати тільки останній з вказаних методів. Метод полягає в тому, що спочатку визначається температурна залежність деформацій ε_k тензорезистора при заданих температурах і швидкостях зростання температур. При обробці результатів тензометрування за відомою температурною залежністю деформації тензорезистора вносяться поправки в результат виміру. При визначенні температурної залежності деформацій тензорезисторів перший температурний цикл слід виключити.

При тензометруванні електронної апаратури іноді чинили і так: спочатку визначали ε_k для кожного препарованого на деталі тензорезистора в умовах її вільних деформації при зміні температури, а потім ε з урахуванням досліджуваного фактору, після чого за формулою $\varepsilon_0 = \varepsilon - \varepsilon_k$ визначали ε_0 – деформацію, викликану досліджуваним фактором. Цей метод названий методом індивідуального тарування тензорезистора на об'єкті дослідження.

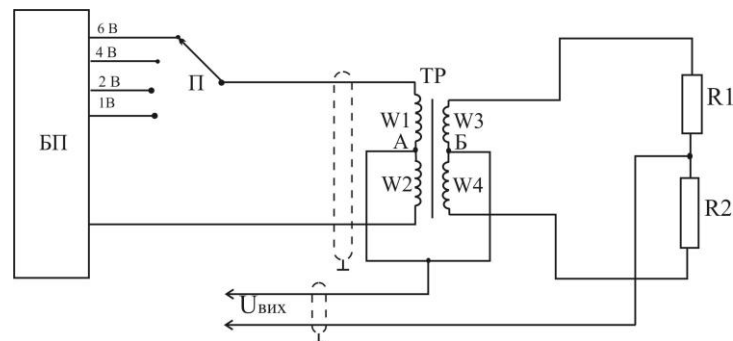
5.2. Апаратура для дослідження деформування виробів радіоелектронної техніки

Для проведення досліджень з використанням малобазисних тензорезисторів МПТ, препарованими на елементи з пластику, скла і кераміки, була доопрацьована тензометрична апаратура на несучій частоті 8АНЧ-26. Тензопідсилювачі типу 8АНЧ призначені для вимірювання статичних і

динамічних деформацій, перетворених за допомогою датчиків в електричні сигнали.

З метою покращення технічних характеристик тензостанцій, зменшення струму живлення вимірювального мосту, збільшення перешкодозахищеності проведено їх доопрацювання. В вимірювальний ланцюг введено додатковий блок, який складається з перемикача П і трансформатора ТР (рис. 5.7). За допомогою перемикача П на первинну обмотку узгоджуючого трансформатора від блоку живлення тензостанції подаються напруги живлення мосту від 1 до 6 В. Антифазне включення первинних (W1, W2) і вторинних (W3, W4) обмоток трансформатора дозволяє підвищити перешкодозахищеність в вимірювальному ланцюгу (W3, W4, R1, R2) за рахунок взаємознищення перешкод в точках А і Б трансформатора.

Проведені доопрацювання дозволили підвищити чутливість на 20 % (з $0,25 \cdot 10^{-3}$ до $0,2 \cdot 10^{-3}$) відносних одиниць деформації та перешкодозахищеність на 16 % (від 120 дБ до 140 дБ).



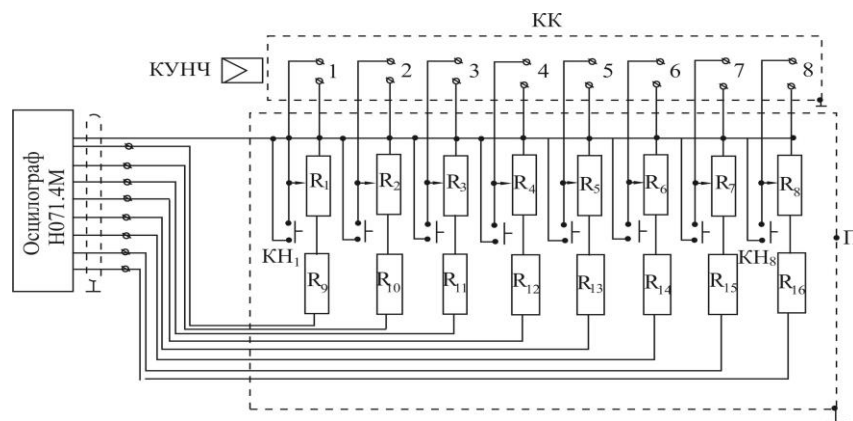
БП – блок живлення 1-6 V; ТР – узгоджуючий трансформатор; П – перемикач напруги живлення мосту; R1, R2 – тензорезистори МПТ

Рис. 5.7. Схема включення узгодженого трансформатора в вимірювальний ланцюг тензостанції

Для забезпечення стабільності роботи тензостанції було створено пульт контролю та узгодження (ПКУ). Необхідність його створення обумовлена непередбаченою можливістю точного балансування мосту і точної установки

нуля в підсилювачі 8АНЧ-26, як і в інших підсилювачах тензостанцій, а також тим, що підсилювач не має схеми узгодження своїх виходів з зовнішніми реєструючими пристроями, наприклад, гальванометрами шлейфового осцилографа. В результаті, через те, що кожний гальванометр має свою чутливість і вхідний опір, при подачі на вхід кожного з восьми каналів підсилювача однакового тарувального імпульсу виникають різноманітні відхилення променя осцилографа на виводі системи “тензоміст-підсилювач-осцилограф”. Це значно ускладнює обробку отриманих результатів, оскільки попередньо необхідно тарувати кожен канал і підключений до його виходу гальванометр. Тільки після цього можна проводити обробку записів з урахування отриманих тарувальних графіків для кожного каналу.

Всі ці недоліки було усунуто введенням ПКУ, який складається з восьми ідентичних блоків контролю і узгодження (БКУ) (рис. 7.8). Система його функціонування така: сигнал з виходу підсилювача надходить на резистори R_1 і R_9 , після чого подається на вхід реєструючого пристрою, наприклад шлейфового осцилографа типу Н115.



$R_1 - R_8$ - змінні резистори СП5-1А-150 Ом; $R_9 - R_{16}$ - резистори МЛТ-0,25 ВТ-56 Ом; $KH_1 - KH_8$ - кнопки “Контроль нуля”; КУНЧ – кабель вихідної УНЧ апаратури 8АНЧ-26; КК – клемова колодка 8АНЧ-26; П – пульт контролю нуля і регуляторів “Підсилювач”

Рис. 5.8. Схема електричних з'єднань пульту контролю та узгодження ПКУ

Резистор R_1 захищає вивід підсилювача від короткого замикання, а R_9 дозволяє вирівнювати чутливість гальванометра. Це здійснюється таким чином. При подачі на кожен із восьми входів підсилювача тарувального імпульсу з допомогою резистора R_9 , виведеного під шліц, встановлюється однакове відхилення променя осцилографа для кожного каналу. Контроль установки нуля і точного балансування мостів відбувається за допомогою кнопки КН-1. При її натисканні вхід відповідного гальванометра закорочується і гальванометр знеструмлюється. Якщо на підсилювачі увімкнено тумблер контролю нуля, то балансування відповідного каналу досягається нуля на гальванометрі, при якому промінь осцилографа відповідного каналу не буде відхилятися як при натиснутій, так і при відпущеній кнопці КН-1. Аналогічним чином балансують кожен міст. При цьому ручками балансу R і С регулюється таке положення, коли при натиснутій і відпущеній кнопці КН-1 промінь відповідного каналу осцилографа не буде відхилятися. Практика використання описаного ПКС показала його високу ефективність і надійність.

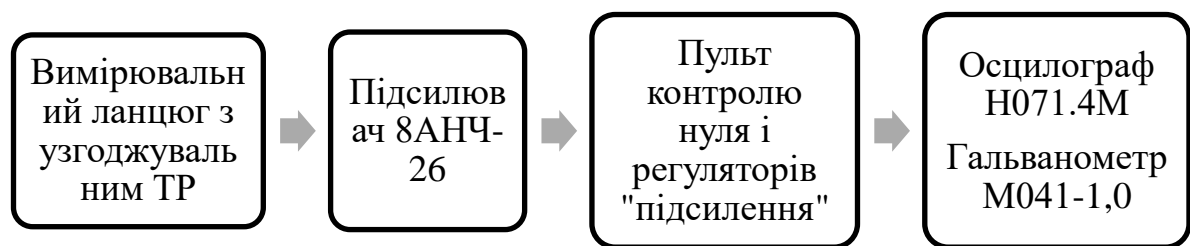


Рис. 5.9. Блок-схема підключення тензометричної апаратури

Для проведення тензометрування була сформована система підключення тензоапаратури, схема якої показана на рис 5.9. Тензодавач включається в вимірювальну схему напівмосту, утвореного на погоджувачому трансформаторі (див. рис 5.7); напруга $U_{вих}$ з діагоналі мосту подається на вхід тензостанції 8АНЧ-26, вихідні роз'єми якої підключені до осцилографа Н071.4М. На

реєструючому фотопапері УФ-67 з допомогою осцилографа записується відхилення променя в залежності від сигналу, який надходив з тензодатчика.

5.3. Рекомендації по препаруванню тензорезисторами об'єкта вивчення

Вибір місця препарування тензорезисторів визначається, насамперед, задачами дослідження, характером напружено-деформованого стану, геометрії і стану поверхні об'єкту вивчення. Головною метою такого вибору місця вимірювань є забезпечення в результаті тензометрування достатнього обсягу необхідної інформації про функціонування, в першу чергу деформування елементу РЕА, який досліджується. При цьому необхідно враховувати такі обставини:

- залежність деформацій тензорезистора від навантаження повинна бути лінійною;
- елемент РЕА в місці препарування тензорезистора не повинен втрачати стійкість в межах вимірювальних навантажень;
- забезпечення зручності монтажу тензорезисторів;
- ймовірність пошкодження тензорезистора при експлуатації або випробувань електронної апаратури повинна бути мінімальною.

Препарування тензорезисторів і вибір координатних осей, тобто їх орієнтації бажано здійснювати таким чином, щоб кожен тензорезистор забезпечував реєстрацію деформації в основному по напрямку дії одного компонента навантаження, а вплив інших компонентів було мінімальним.

При виборі загального числа місць вимірювань керуються також швидкістю опитування вимірювальних каналів, яка повинна бути достатньою для забезпечення зняття відрахувань по всім точкам за певний проміжок часу. При цьому необхідно враховувати те, що тензорезистори не можна препарувати в місцях прикладення зосереджених сил і моментів.

Для зменшення похибки вимірювань потрібно враховувати матеріал досліджуваного елемента і клей, за допомогою якого препаруються тензорезистори.

Таким чином, можна зробити такі висновки:

1. Для препарування тензодавачами об'єктів з керамічних і епоксидних матеріалів, які широко застосовуються в радіоелектроніці, підібрані клеї, які забезпечують найкращі метрологічні характеристики тензодавачів, тобто максимальну тензочутливість при мінімальній повзучості і розкиді значень.

2. Експериментально встановлені допустимі значення струму живлення, які відповідають допустимій зміні відносного опору тензорезистора за рахунок нагрівання струмом живлення при збереженні чутливості апаратури, для тензорезисторів з різноманітними базами, наклеєних на різні матеріали.

3. Проведено доопрацювання тензовимірювальної апаратури, включаючи введення в вимірювальний ланцюг узгоджуючого пристрою і розробку пульта контролю і узгодження, що дозволило підвищити чутливість перешкодозахищеність, стабільність роботи тензоапаратури.

5.4. Процедура перевірки конденсаторів на герметичність

5.4.1. Схеми тензометрування корпусу конденсаторів

Для оцінки ступеню взаємодії корпусу з герметизуючим компаундом використовувались тензорезистори з базою 1, 3, 5 і 10 мм, безпетельні, а також двох- і чотирьох-петельні, в залежності від конкретних місць їх препарування на корпус конденсаторів.

Тензорезистори підключалися до тензовимірювальної апаратури за схемою, яка зображена на рис. 5.10. Вони були попередньо сфазовані, щоб

деформації одного знаку викликали відхилення сил на екрані і стрічці осцилографа в одну сторону.



Рис. 5.10. Блок-схема підключення тензорезисторів до тензовиміральної апаратури

Підключення тензорезисторів до вимірального мосту підсилювача 8АНЧ-26 виконувалось по трьохточковій схемі, що виключає можливість запису помилкової деформації, яка виникає внаслідок підвищення опору сполучених проводів при зміні температури навколишнього середовища.

Для оцінок герметичності конденсатора, яка визначається взаємодією матеріалу його корпусу з компаундом, необхідно знати окружні деформації на поверхні корпусу, а також деформації по його довжині. Для цього корпус препарувався за схемами, які представлені на рис. 5.11.

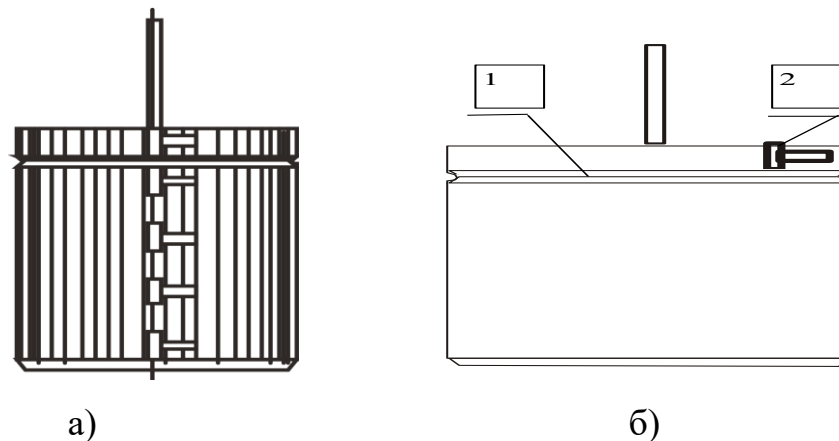
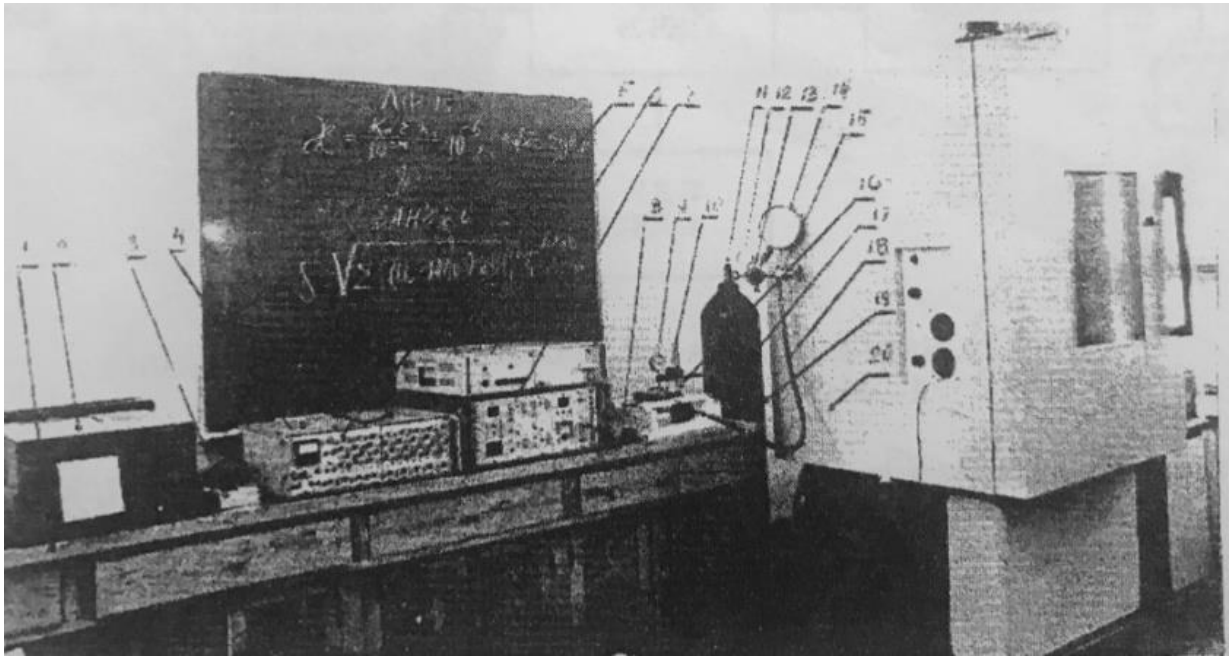


Рис. 5.11. Схема препарування тензодавача корпусу конденсатора для вимірювання окружної деформації на його поверхні (а) і по довжині (б)

5.4.2. Експериментальний стенд для перевірки конденсаторів на герметичність

Для вирішення задачі з перевірки на герметичність конденсаторів було створено експериментальний стенд, загальний вигляд якого подано на рис. 5.12.



1 – стіл; 2- осцилограф; 3 – вихідний погоджувачий пристрій; 4 – пульт керування; 5 – пристрій 8АНЧ-26; 6 – ЦПУ Щ68000К; 7 – пристрій АФ-15; 8 – вхідний погоджувачий пристрій; 9 – індикатор годинникового типу; 10 – корпус мікробірки СВЧ; 11 – вентиль; 12 – манометр; 13 – редуктор; 14 – манометр зразковий; 15 – кран відсічки; 16 – стійка індикатора; 17 – підставка; 18 – гнучкий шланг; 19 – повітряний балон; 20 – кліматична камера

Рис. 5.12. Експериментальний стенд для дослідження герметичності конденсаторів

Необхідність в створенні такого стенду обумовлена не тільки задачею перевірки результатів обчислювальних експериментів, а також тим, що після закінчення полімеризації компаунда, а також після проведення термоударів або

в процесі експлуатації слід періодично перевіряти конденсатори на герметичність.

Методика проведення випробувань на розробленому стенді полягає в наступному. Препарований за схемою (рис. 5.11) конденсатор розташовується у вакуумну камеру (20) з тиском повітря, рівним тиску навколишнього середовища.

Після включення механізму протягування стрічки осцилографа (2) і запису положення променя датчика в початкових умовах тиску повітря включається вакуумний насос, що призводить до швидкого падіння тиску в камері. У міру зниження зовнішнього для конденсатора тиску, залишковий внутрішній тиск розширює оболонку, що фіксується датчиком на стрічці осцилографа у вигляді зростаючого відхилення променя від початкового положення. Якщо конденсатор герметичний, то по досягненню максимально можливого ступеню розрідженості зростання деформації оболонки припиняється, про що свідчить стабілізація положення променя (рис. 5.13, а).

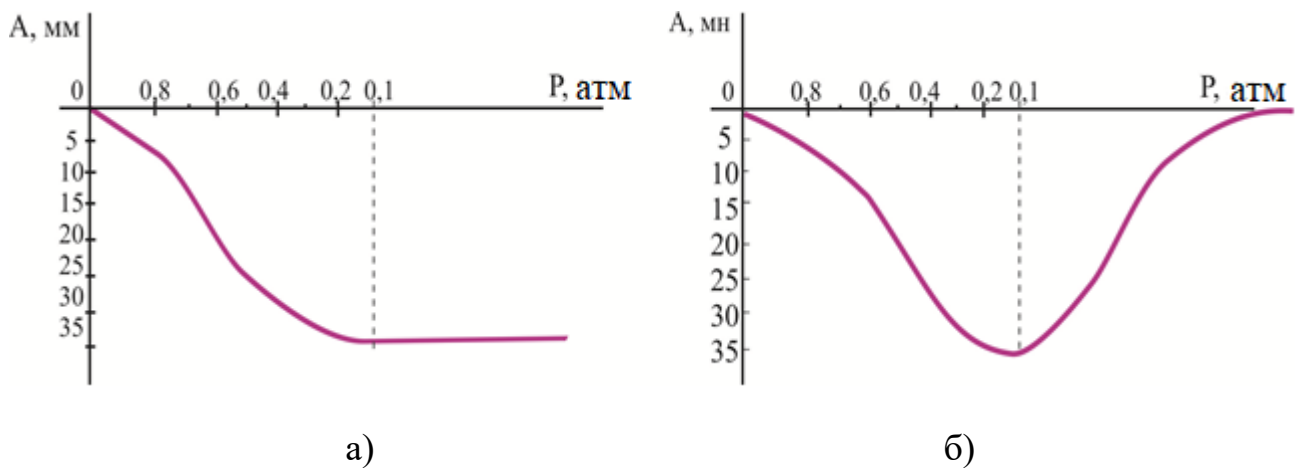


Рис. 5.13. Графік руху променя осцилографа для герметичного (а) і негерметичного (б) конденсатора

Якщо корпус негерметичний, то повітря з нього виходить, тиск ззовні і з середини вирівнюється і через деякий час промінь повертається в початковий стан, як видно з рис. 5.13, б.

Після розгерметизації вакуумної камери і швидкого досягнення в ній атмосферного тиску рух променя датчика при негерметичному корпусі проходить в зворотній послідовності, і при вирівнюванні тиску ззовні та зсередини промінь повертається в початкове положення. Перевірка на герметичність одночасно є і перевіркою на висотність. Дійсно, за допомогою тарованих коефіцієнтів можна розрахувати і побудувати графік залежності вимірних датчиком значень напружень від ступеня розрідженості повітря і відповідної їй висоти над рівнем моря.

Слід підкреслити, що перебування конденсатора в вакуумній камері може викликати його розгерметизацію, оскільки сили від залишкового тиску розширюють корпус, намагаються відірвати оболонку від компаунда, а на компаундний торець діють виштовхуючі сили.

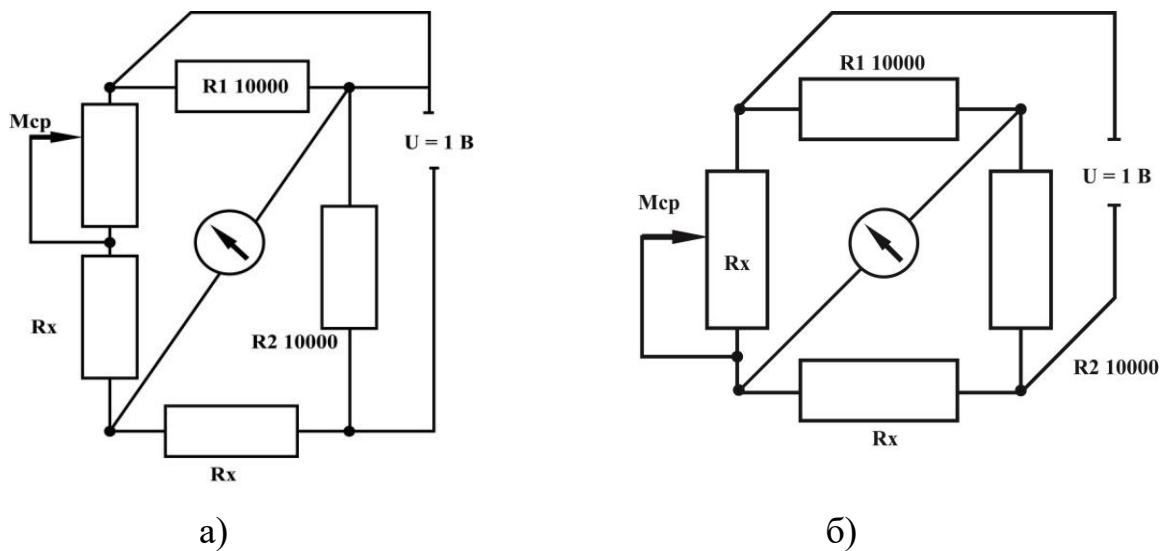
5.4.3. Вимірювання деформації корпусу конденсатора від дії компаунда

Для виділення з сумарної деформації тієї її частини, яка викликана дією компаунда, використовувався метод схемної температурної компенсації, а також метод, названий нами послідовною температурною компенсацією.

Для реалізації методу схемної температурної компенсації з пари тензорезисторів з близькими електрофізичними параметрами, один (активний) препарувався на корпус герметизованого компаундом конденсатора, другий (компенсаційний) - на негерметизований корпус. Термокомпенсація досягалася включенням активного і компенсаційного датчиків в різні плечі моста постійного струму за схемою (рис. 5.14, а). Зрозуміло, що обидва корпуси конденсаторів повинні перебувати в однакових температурних умовах.

З метою визначення залежності опору тензорезисторів з близькими законами його зміни від температури була проведена їх термотренування. Для забезпечення рівномірного температурного поля в об'ємі, який вимірюється, і запобігання викривленню тензорезистори розміщувалися в термостат,

заповнений кварцовим піском. Після цього тензорезистори підключалися до вимірювальної апаратури, блок-схема якої зображена на рис. 7.14, б. Апаратура для вимірювання опору представляє собою міст постійного струму, в різні плечі якого підключено тензорезистор і магазин опорів типу МСР-60Г.



R'_x - компенсаційний тензорезистор; R_x - активний тензорезистор; M_{cp} - магазин опорів МСР-60.

Рис. 5.14. Схеми підключення тензорезисторів при термокомпенсації (а) та в схему постійного струму (б)

Вимірювання опору тензорезисторів проводилося в нормальних умовах (18°C), а також в кліматичній камері при температурі 100°C та -60°C . За результатами трьох циклів вимірювань опору тензорезисторів при зазначених температурах були знайдені середні значення опору, які використовувалися для виявлення відносних деформацій датчиків при зміні температури.

Порівняння відносних деформацій тензорезисторів, які виникають в результаті зміни температури, дозволило підібрати пари датчиків з близькими законами зміни опору від температури. При цьому в подальшому до пари підключались датчики, для яких відмінності значень відносних деформацій не перевищували $5 \cdot 10^{-5}$.

Для визначення деформації корпусу конденсатора, викликаної дією компаунда, за допомогою методу послідовної температурної компенсації діяли таким чином. Спочатку визначали деформацію кожного корпусу конденсатора до герметизації в діапазоні температур -60 -100 °С, тобто в умовах вільної деформації без впливу компаунда. Потім проводили герметизацію цих же препаративних корпусів конденсаторів і визначали їх деформацію в цьому ж діапазоні температур, тобто при наявності компаунда. Різниця показань тензорезистора для даної температури з компаундом і без нього дає величину відносної деформації в місці наклейки тензорезистора тільки від дії компаунда при цій температурі.

Потрібно сказати, що з двох методів, які були застосовані при тензометруванні конденсаторів, меншу похибку при вимірюванні деформацій дає метод послідовної температурної компенсації, так як при використанні першого метода додаткові похибки виникають за рахунок різних електрофізичних властивостей активного і компенсуючого тензорезисторів, а також місцезнаходження тензодавачів на двох різних корпусах.

5.5. Результати порівняння розрахункових та експериментальних даних

Методами обчислювальних та фізичних експериментів було проведено аналіз технічного стану на предмет їх герметизації 10 конденсаторів, з яких 5 з серійною, а 5 з фігурною формою компаунда. Слід зазначити, що до проведення експериментальних досліджень була встановлена негерметичність одного конденсатора з серійною формою компаунда. Тому в подальшому його було виключено при проведенні аналізу.

Розглянемо спочатку результати експериментальних досліджень методом схемної температурної компенсації. В таблиці 5.4. наведені дані вимірювання деформацій, які виникають на корпусі конденсатора від дії компаунда при температурах 100 °С, 18 °С і -60 °С.

Таблиця 5.4

Результати визначення деформації корпусу конденсатора методом схемної температурної компенсації

№ корпусу	Форма компаунду	Відносна окружна деформація корпусу конденсатора, викликана дією компаунда, $\varepsilon \cdot 10^{-3}$		
		$t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$	$t = 18 \text{ }^\circ\text{C}$	$t = -60 \text{ }^\circ\text{C}$
1	Фігурна форма компаунда	-0,285	-0,821	-1,639
2		-0,229	-1,04	-1,521
3		-0,142	-0,828	-1,509
4		-0,267	-1,236	-1,888
5		-0,265	-1,331	-1,763
1	Серійна форма компаунда	-0,429	-1,856	-3,354
2		-0,482	-2,061	-4,145
3		-0,469	-2,054	-3,516
4		-0,477	-2,059	-3,813

Аналогічні результати були отримані методом послідовної температурної компенсації, які наведені в таблиці 5.5

Таблиця 5.5

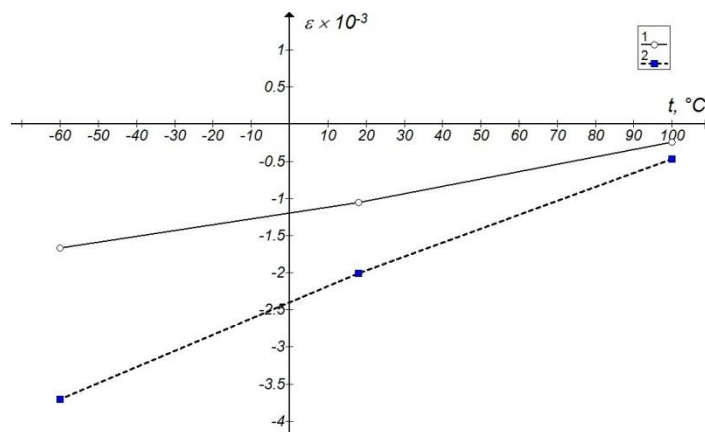
Результати визначення деформації корпусу конденсатора методом послідовної температурної компенсації

№ корпусу	Форма компаунду	Відносна окружна деформація корпусу конденсатора, викликана дією компаунда, $\varepsilon \cdot 10^{-3}$		
		$t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$	$t = 18 \text{ }^\circ\text{C}$	$t = -60 \text{ }^\circ\text{C}$
1	Фігурна форма компаунда	-0,271	-0,956	-1,577
2		-0,075	-0,697	-1,299
3		-0,231	-0,833	-1,45
4		-0,189	-0,807	-1,416
5		-0,205	-0,817	-1,427

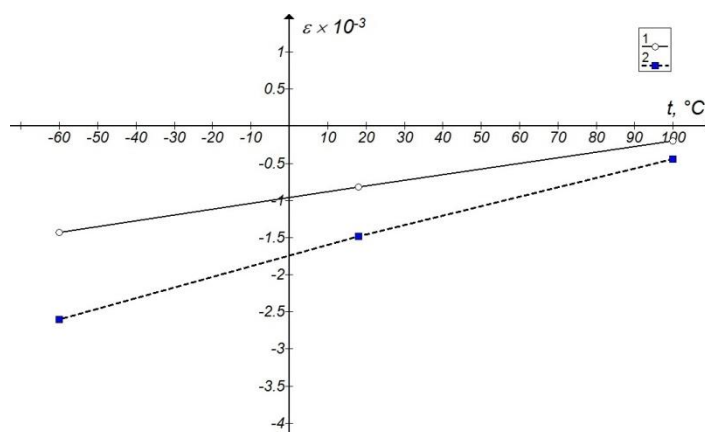
Продовження таблиці 5.5

1	Серійна форма компаунда	-0,524	-1,67	-2,654
2		-0,335	-1,344	-2,542
3		-0,439	-1,413	-2,593
4		-0,481	-1,503	-2,628

Результати вимірювання деформацій корпусу конденсаторів зазначеними методами представлено у вигляді діаграм, які наведені на рис. 5.15. Вони наочно ілюструють вплив температури і форми компаунда на деформування корпусу конденсатора.



а)



б)

Рис. 5.15. Діаграми значень деформації корпусів конденсаторів від температури, отриманих методами схемної (а) та послідовної (б) температурної компенсації для фігурної (1) та серійної (2) форми компаунда

Аналіз отриманих результатів експериментальних досліджень показує, що конденсатори з фігурною формою компаунду мають показники по деформації майже в 2 рази менші, ніж з серійною.

Для оцінки правильності теоретичних положень і розрахунків були виміряні окружні напруження по вузлу захисту від вологи в прямих циліндричних корпусах діаметром 34 мм як після полімеризації при температурі 100 °С, так і в нормальних умовах при температурі навколишнього середовища 18 °С і при термоударах, тобто при температурах -70 °С і 100 °С.

Виміри проводилися лише для корпусів, перевірених на герметичність, здебільшого для корпусів з гумовою перегородкою або з текстолітовою, але ущільненої по зазору між перегородкою і корпусом шаром КЛТ-30.

Результати вимірювань мають розкид значень, обумовлений багатьма причинами: після полімеризації при 100 °С, $\sigma_t = -2 \dots -7$ МПа; після полімеризації при 20 °С, $\sigma_t = -52 \dots -84$ МПа; при термоударах при -70 °С, $\sigma_t = -115 \dots -168$ МПа, при 100 °С $\sigma_t = -2 \dots -12$ МПа.

Напруження виміряні тензорезисторами, на 15 – 40% нижче розрахункових, за виключенням σ_t , де за розрахунком їх не повинно бути взагалі. Така прийнятна розбіжність відбувається через недосконалість розрахункової схеми, підвищеного і зниженого тиску повітря в корпусі при 100 °С і при -70 °С, діапазону фізико-механічних властивостей матеріалів, можливої відмінності цих характеристик для експериментальних корпусів від табличних, прийнятих в розрахунку, похибки вимірювання.

Випробування на висотність проводилися за методикою, описаної з п. 5.4.2, з фіксацією відносної деформації як по вузлу захисту від вологи, так і за місцем з'єднання циліндричної частини корпусу з дном, де напруження можуть бути значно вище. Графіки залежності даних тензорезистора в відносних одиницях деформації від величини розрідження повітря для одного з корпусів діаметром 34 мм показані на рис. 5.13.

1. Секторна конструкція вузла захисту від вологи. Відповідно до рекомендацій для зменшення жорсткості оболонки конденсатора, збільшення площі зчеплення компаунда і оболонки, корпуси були розрізані на кілька однакових частин вздовж утворюючої лінії (з боку торця, який формує вузол захисту від вологи) на глибину 5 мм. Всього було утворено по 24 пелюстки на кожному корпусі (рис. 5.16, а).

Після установки текстолітової перегородки на глибині 6 мм і її змащуванні по периметру гумоподібним компаундом КЛТ-30 проводилася заливка і полімеризація компаунда ЕК-23 в утвореній таким чином конструкції вузла вологозахисту. Перевірено було гладкі циліндричні корпуси діаметром 34, 46, 55 мм по 30-35 шт. кожного типорозміру і результати показали герметичність всіх корпусів не тільки після полімеризації, але і після 10 термоударів.

2. Вузол вологозахисту з фігурною формою компаунда (рис. 5.16, б,в). Відповідно до рекомендацій, які були дані в розділі 4, було виконано і перевірено ефективність герметизації компаунда, розрахованої оптимальної форми і розмірів.

Для отримання потрібної форми компаунда використовувався металевий фігурний штамп, поверхня якого і формувала поверхню компаунда (рис. 5.16, в) та текстолітовою перегородкою (рис. 5.16, б). Після заливки вузла захисту від вологи, конденсатор закривали зазначеним штампом, і в такому положенні проводилася полімеризація компаунда на повітрі і в термокамері. Для запобігання зчеплення компаунда зі штампом поверхня останнього покривалася шаром КТЛ-30, а для проходження контактної виводу конденсатора в штампі було зроблений отвір.

Фігурна заливка застосовувалася і в секторній конструкції вузла захисту від вологи (15 корпусів) і в корпусах з серійної формою (15 корпусів) при наявності у всіх випадках текстолітової перегородки, змащеної по краю шаром КЛТ-30.

Перевірка на герметичність показала високу ефективність цього варіанту: випадків розгерметизації зафіксовано не було.

3. Прямий циліндричний корпус із «зигом» і текстолітовою перегородкою. Як було вказано раніше, для запобігання виштовхування компаундного поршня надмірним тиском повітря при збереженні прямої циліндричної форми корпусу був випробуваний корпус з "зигом" на глибині 3 мм і текстолітовою перегородкою, встановленою під "зигом". Ідея розглянутого варіанту вузла вологозахисту складається в тому, що в такій конструкції надлишковий тиск повітря буде притискати текстолітову перегородку до "зигу" і таким чином сприятиме герметизації.

Так як твердість текстоліту набагато вище твердості гумової перегородки, то ймовірність виштовхування і випинання компаунда буде менше, а, щоб перегородка не викликала защемлення, її діаметр повинен бути на 1-1,5 мм менше внутрішнього діаметра корпусу. Отвір для проходу виведення було ущільнено шаром КЛТ-30.

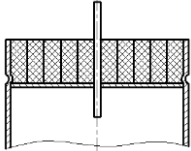
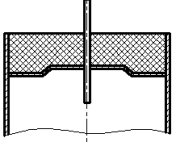
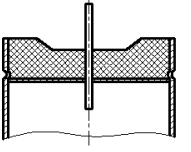
Конструкція вузла вологозахиста	Характеристика варіанта
 <p style="text-align: center;">а</p>	Секторна конструкція. Торець корпусу розрізаний по утворюючій на n частин
 <p style="text-align: center;">б</p>	Фігурна випрямлена поліпропіленова прокладка
 <p style="text-align: center;">в</p>	Серійна конструкція з текстолітовою прокладкою. Фігурна форма компаунда утворена шляхом накриття конденсатора фігурним штампом.

Рис. 5.16. Конструкції вузла вологозахисту

Було випробувано по 10 конденсаторів зазначеної конструкції діаметром 45, 55 і 34 мм. З них шість виявилися негерметичними через виштовхування компаунда в процесі його полімеризації при 100 °С. Виштовхування компаунда сталося внаслідок того, що зігнута під тиском перегородка, вийшла з "зига", втратила опору і далі, як в звичайному корпусі, як поршень разом з компаундом перемістилася вгору по корпусу, поки не настала розгерметизація. В ході експерименту не було можливості змінити розміри "зига" і перегородки.

Крім розглянутих конструкцій, в ході проведення роботи з'явилися інші варіанти конструкцій по забезпеченню герметичності вузла вологозахисту (рис. 5.18). Деякі з них описані нижче.

1. Конденсатори з гумовою перегородкою і серійною формою компаунда. Для запобігання можливого защемлення текстолітової перегородки оболонкою конденсатора, замість текстолітової перегородки була випробувана перегородка товщиною 2 мм з гуми 14К-22, змащена по колу гумоподібним компаундом КТЛ-30, що забезпечує герметичність і не заважає, завдяки малій жорсткості, деформації корпусу.

В ході перевірок цього варіанту конструкції, коли забезпечувалася повна герметичність корпусу, спостерігалось випинання компаунда, його розтріскування, іноді виштовхування компаундного поршня разом з перегородкою з корпусу. Це свідчило про те, що всередині гермовузла діє тиск залишкового розігрітого повітря.

Якщо ж спостерігалось лише випинання компаунда, без розтріскування і виштовхування, то, як показали перевірки на герметичність, саме це і свідчило про герметичність корпусу, і, навіть більше, в герметичних корпусах спостерігалася не тільки грибоподібна форма компаунда, а й дна корпусу.

Для порівняння провели заливку п'яти однакових корпусів в серійному виконанні (з текстолітовою перегородкою). Ні в одному з них не спостерігалось випинання компаунда, дна або корпусу, але перевірка показала негерметичність

цих корпусів. Очевидно, в цьому випадку нещільне прилягання текстолітової перегородки зумовило витікання повітря при температурі.

Застосування текстолітової перегородки діаметром на 2 мм меншим внутрішнього діаметра корпусу з замазкою КЛТ забезпечувало герметизацію компаунда. Виштовхування компаунда відбувалося лише на етапі полімеризації компаунда, коли ще слабкі адгезійні зв'язки між компаундом і корпусом. Якщо ж забезпечити нерухомість компаунда в процесі герметизації по відношенню до корпусу, то в подальшому сили адгезії запобігатимуть дії надлишкового тиску повітря при температурі 100 ° С.

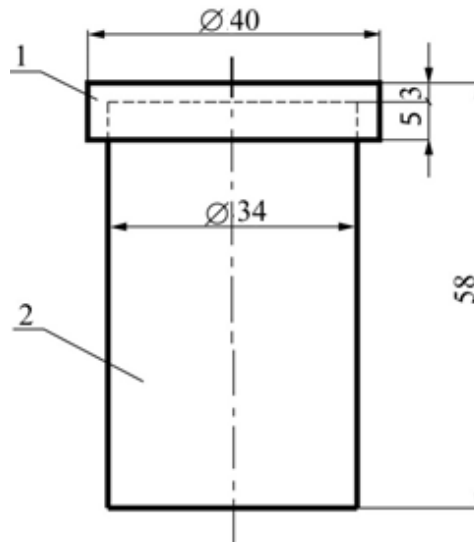
2. Герметизація з притискним вантажем, який компенсує надмірний тиск повітря. Для забезпечення нерухомості компаунда під час полімеризації, для компенсації дії надлишкового тиску повітря при температурі 100 ° С, компаунд притискався вантажем, вага якого повинна бути не менше величини сили виштовхування.

Значення сили виштовхування можна знайти за виразом $N = PF$, де P - надлишковий тиск ($P = 27$ кПа), F - площа компаундного диска. Для корпусу з діаметром 34 мм значення цієї сили рівне 0,24 МПа.

Для запобігання прилипання вантажу до компаунду поверхня останнього покривалась прошарком КТЛ-30. Після закінчення процесу полімеризації вантаж знімався. Перевірка на герметичність корпусів з гумовою або текстолітовою перегородкою і ущільненням зазору по периметру перегородки прошарком КТЛ-30, в яких полімеризація компаунда в термокамері проходила з притискаючим вантажем вагою 2,5 кг, показала повну герметичність як після закінчення полімеризації, так і після проведення декількох термоударів.

3. Герметизація прошарком компаунда, який охоплює оболонку конденсатора. Для збільшення сили зчеплення компаунда з оболонкою і протидії внутрішньому надлишковому тиску, було проведено заливання

гермовузла (з текстолітовою перегородкою і замазкою зазору КТЛ-30) шаром компаунда товщиною 8 мм і формою, яка показана на рис. 5.17.



1 - компаунд; 2 - корпус конденсатора

Рис. 5.17. Герметизація збільшеною масою компаунда по обидві сторони оболонки

Перевірка показала герметичність всіх п'яти корпусів після полімеризації, і після серії термоударів. Позитивний результат був досягнутий за допомогою великого шару компаунда, який оточував оболонку з боку вільного торця. При цьому можливе відшарування у внутрішній поверхні або розтріскування не мало виходу на поверхню товстого шару компаунда.

4. Конусная конструкція вузлів захисту від вологи з завальцованим краєм корпусу. Перевірялися на герметичність також і корпуси, які мали по довжині контакту з компаундом форму конуса з завальцованим краєм корпусу. Така форма утримувала компаунд при дії сили виштовхування повітря за рахунок появи складової, яка притискала компаунд до поверхні конуса, і за рахунок цього ж виявлялося сприяння герметизації в процесі полімеризації.

Застосування заливки не тільки з внутрішньої але і з зовнішньої сторони поверхні корпусу ще більше посилювало ефект герметизації, що було

підтверджено перевітками на герметичність. У всіх експериментах з конусною конструкцією конденсатора, при наявності текстолітової перегородки з обмашеним навколо неї по краю КЛТ-30 або без обмашування, корпуси були герметичні.

5. Конусна конструкція вузлів захисту від вологи з завальцьованим краєм корпусу. Така форма вузла захисту від вологи також зменшує значення сили виштовхування надлишкового тиску повітря при температурі полімеризації, а при деяких кутах нахилу конуса і досить великому зовнішньому діаметрі може мати і притискаючу дію, як компенсуючі вантажі. Дійсно, виштовхуюча сила в цьому випадку: $N = P_1 \cdot \pi \cdot r^2 - P_2 \cdot \pi \cdot R^2$, де $P_1 = 0,13$ МПа – тиск повітря всередині корпусу при $T = 100$ °С; $P_2 = 0,1$ МПа – тиск повітря ззовні корпусу; r – внутрішній радіус корпусу (маленької основи конуса); R - зовнішній радіус стакану (великої основи конуса). За умови $N = 0$ можна знайти R , наприклад, для корпусу діаметром 34 мм отримаємо: $0 = \pi(1,27 \cdot 1,72 - 1R)$, звідси $R = 1,7 \cdot 1,14 = 1,93$ см і діаметр $D = 38,5$ см.

Було випробувано 16 корпусів різних розмірів з описаної вище конструкцією вузла вологозахисту, і один з них виявився негерметичним.

6. Комбіновані варіанти вузла захисту від вологи. Розглянемо варіанти конструкцій, які включають в себе найкращі риси кількох розглянутих варіантів. Такі комбінації можуть створюватись в залежності від призначення і важливості виробу, в якому буде використаний конденсатор, економічних, технологічних та інших факторів, наприклад, можна організувати вузол захисту від вологи за такою схемою. У прямий циліндричний корпус під "зигом" встановлена фігурна перегородка з пропілену. Ця перегородка відіграє такі ролі: з одного боку, спираючись на нижню поверхню "зига" вона передає на корпус виштовхуюче зусилля від надлишкового тиску повітря в ході полімеризації компаунда при 100 ° С, з іншого - своєю поверхнею вона задає потрібну оптимальну форму компаунду, розділяючи тришарову конструкцію на дві двошарові, з третьої в силу своєї малої циліндричної жорсткості і меншому

ніж у корпусі діаметрі, вона не викликає защемлення, тобто не підвищує жорсткість оболонки. При необхідності, можна підсилити герметизуючі властивості описаного варіанту, додавши до нього секторну конструкцію корпусу. І, врешті-решт, можна підсилити останній варіант, застосувавши заливки з двох сторін конденсатора.

Звичайно можливі й інші комбінації.

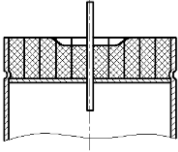
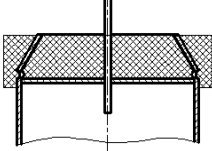
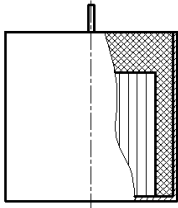
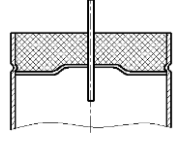
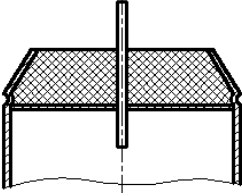
Конструкція вузла вологозахисту	Характеристика варіанта
	Секторна конструкція. Як варіант 1, але заливка фігурна
	Краї корпусу завальцьовані. Компаунд з обох сторін корпусу. Текстолітова прокладка
	Корпус без "зига". Вільний простір корпусу заповнено компаундом
	Фігурна спрямлена поліпропіленова прокладка, приклеєна до секції. Корпус без "зига". Полімеризація в термобарокамері
	Конусна форма. Краї корпусу завальцьовані. Текстолітова прокладка

Рис. 5.18. Варіанти конструкцій вузла вологозахисту

5.6. Висновки по розділу

1. Розроблено і введено в практику тензометричний спосіб перевірки загерметизованих конструкцій на герметичність, висотність, і визначення часу закінчення полімеризації компаунда. Доопрацьована тензометрична апаратура з урахуванням специфіки неметалевих матеріалів, які застосовуються в РЕА та розмірів реальних виробів.

2. Застосовано методи схемної і послідовної температурної компенсації похибки тензометрування при термоударах.

3. Тензометруванням підтверджено результати розрахунків по збільшенню надійності герметизації і міцності вузла вологозахисту плівкових конденсаторів, які мають оптимальну фігурну форму компаунда в порівнянні з серійною, а також секторної конструкції, конструкції з розділювальним кільцем і ще 6 пропозицій по забезпеченню герметичності вузла вологозахисту.

4. Експериментально доведено ефективність запропонованих змін компаунда у вузлі герметизації і технології полімеризації компаунда в умовах термоударів від $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

В дисертаційній роботі, яка присвячена розв'язанню актуальної науково – технічної задачі з розробки методів та засобів захисту тонкоплівкових алюмінієвих конденсаторів від розгерметизації, найбільш важливими результатами є:

3. З результатів проведеного аналізу існуючих публікацій, встановлено, що значна частина конструкцій радіоелектронних пристроїв представляють собою заполімеризований об'єм компаунда з багаточисленними включеннями у вигляді різнорідних елементів та плат з контактними виводами і можуть розглядатися як єдине тіло або гермомодуль, у яких на етапах виробництва, зберігання і експлуатації пристроїв при коливаннях температури внаслідок відмінності фізико-механічних характеристик усіх елементів, які утворюють систему, має місце взаємодія компаунда з його включеннями, тобто з електронними елементами та іншими складовими конструкції, і виникають механічні напруження. При їх наявності можуть руйнуватися найменш міцні ділянки конструкції. Однак немає достовірних математичних моделей деформування та герметизації як на етапі полімеризації, так і по її завершенні, а також в процесі експлуатації.

4. На основі аналізу конструктивних особливостей вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів та умов їх експлуатації розроблені математичні моделі існуючих конструкцій їх оболонок та отримані аналітичні вирази для переміщень оболонок з перегородкою та при її відсутності.

5. На основі отриманих аналітичних виразів отримані залежності зміни прогину оболонки по її довжині, яка знаходиться під дією внутрішнього тиску, та показано, що навіть при наявності перегородки заданих технічними умовами розмірів можливо відшарування компаунда.

6. Розроблено математичні моделі дії надлишкового тиску повітря всередині конденсатора в осьовому і радіальному напрямку як на етапі полімеризації компаунда, так і після закінчення полімеризації.

7. Аналіз результатів проведених розрахунків дозволяє зробити висновок, що для передбачених технічними умовами на виготовлення конденсаторів розмірів текстолітової перегородки, "зигу" і допусків на них в умовах дії на перегородку надлишкового тиску розігрітого повітря, при температурі 100 °С до закінчення полімеризації компаунда, вдасться забезпечити опирання прокладки на "зиг" лише в конструкціях конденсаторів першого типорозміру. У конструкціях конденсаторів другого і третього типорозмірів за рахунок допустимої зміни радіуса перегородки можливе невиконання вимоги герметичності.

8. Виконані розрахунки по впливу розмірів текстолітової перегородки на герметичність вузла вологозахисту та визначені оптимальні розміри перегородки і "зига", які забезпечують герметичність вузла вологозахисту.

9. Запропоновано секторну конструкцію вузла вологозахисту та розроблено її математичну модель.

10. Побудовано математичну модель та виконаний вивід формул для визначення контактного тиску за схемою двошарового та трьохшарового циліндрів.

11. Для регулювання контактного тиску запропоновано замінити трьохшарову конструкцію на дві двошарові шляхом утворення в прошарку компаунда до половини висоти заливки канавку і на прикладі розгляду трьох його типорозмірів проведено обчислювальні експерименти з визначення розмірів канавок, які забезпечують міцність і герметичність вузла вологозахисту. Згладжуванням гострих кромek канавки, отримана фігурна форма компаунда.

12. Запропоновано два варіанти пристосувань для формування фігурної форми компаунда на основі використання циліндричної обечайки і гнучкої

фігурної форми перегородки. Встановлені переваги та недоліки таких варіантів.

13. Запропоновано використання в конструкції вузла вологозахисту розділювальне кільце і проведено обґрунтування його ефективності. Визначені розміри такого кільця, які забезпечують герметичність вузла вологозахисту конденсатора.

14. Розроблено і введено в практику тензометричний спосіб перевірки загерметизованих конструкцій на герметичність, висотність, і визначення часу закінчення полімеризації компаунда. Доопрацьована тензометрична апаратура з урахуванням специфіки неметалевих матеріалів, які застосовуються в РЕА та розмірів реальних виробів.

15. Застосовано методи схемної і послідовної температурної компенсації похибки тензометрування при термоударах.

16. Тензометруванням підтверджено результати розрахунків по збільшенню надійності герметизації і міцності вузла вологозахисту плівкових конденсаторів, які мають оптимальну фігурну форму компаунда в порівнянні з серійною, а також секторної конструкції, конструкції з розділювальним кільцем і ще 6 пропозицій по забезпеченню герметичності вузла вологозахисту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абибов А. Л. Исследование остаточных (внутренних) напряжений в армированном эпоксидном полимере / А. Л. Абибов, Г. А. Молодцов // Механика полимеров. – 1965. - № 4. – С. 70-80.
2. Агейкин Д. И. Датчики контроля и регулирования : справ. материалы / Д. И. Агейкин, Э. Н. Костина, Н. Н. Кузнецова. – М. : Машиностроение, 1985. – 928 с.
3. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов. 7-е изд. – М. : Высшая школа, 2009. – 560 с.
4. Александров А.В., Сопротивление материалов. / А.В. Александров, В.Д. Потапов, Б.П. Державин; ред. А.В. Александров, учебник – М. Высшая школа, 2003. – 560 с.
5. Александрова А. Я. Исследования плоских упро-пластических задач при помощи фото-упругих покрытий / А. Я. Александрова, М. К. Ахмедзянов // Журнал прикладной механики и теоретической физики . – 1961. - № 6. – С. 99-110.
6. Аскадский А. А. Физико-химия полиарилатов / А. А. Аскадский. – Г. : Химия, 1968. – 214 с.
7. Баррет Ч. С. Структура металлов / Ч. С. Баррет. – М. : Метталургиздат, 1948. – 678 с.
8. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.
9. Буловский П. И. Технология электронного аппаратостроения / П. И. Буловский, В. М. Миронов. – М. : Энергия, 1971. – 344 с.
10. Васильев В. М. Метод определения температурных напряжений в полимерных материалах / В. М. Васильев // Заводская лаборатория. – 1971. - № 8.- С. 976-978.

11. Влияние толщины защитных покрытий и их эластичности на механические напряжения в полупроводниковом кристалле / Б. С. Кудрявцев и др. // Электронная техника. Материалы, 1969. – Вып. 2. – С. 86-88.

12. Внутренние напряжения в полимерных покрытиях / А. Т. Санжаровский и др. // Лакокрасочные материалы и их применения. – 1962. - № 3. – С. 21-31.

13. Возняк А.Г. Вплив температури і тиску на характеристики деформування та герметичності вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів / В.П. Ройзман, А.Г. Возняк // Сучасні досягнення у науці і освіті, м. Хайдусобосло, Угорщина. – Хмельницький : ХНУ, 2018. – С. 23 – 25.

14. Возняк А.Г. Дефекти компаундованих виробів радіоелектронної апаратури. Огляд літератури / В.П. Ройзман, А.Г. Возняк // Современные достижения в науке и образовании : Сб. тр. XI Междунар. науч. конф., (29 сент. – 6 окт. 2016 г.,г. Иерусалим, Израиль). – Хмельницький : ХНУ, 2016. – С. 84 – 90.

15. Возняк А.Г. Дослідження впливу надлишкового тиску розігрітого повітря на функціональну роботоздатність плівкових конденсаторів / В.П. Ройзман, А.Г. Возняк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2018. - №4.

16. Возняк А.Г. Наукові та інженерні основи забезпечення герметичності вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів / А.Г. Возняк // Сучасні проблеми радіотехніки, телекомунікацій та приладобудування, (30 вересня – 2 жовтня 2017 р., Вінниця, Україна). – Вінниця : ВНПУ, 2017.

17. Возняк А.Г. Огляд проблеми міцності і герметичності компаундованих виробів радіоелектронної апаратури / В.П. Ройзман, А.Г. Возняк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2016. - №1. – С. 112 – 116.

18. Возняк А.Г. Проблема міцності і герметичності компаундованих виробів радіоелектронної апаратури / В.П. Ройзман, А.Г. Возняк // Наука и

образование : Сб. тр. IX Междунар. науч. конференции, (3-10 января 2016 г., Хайдусобосло, Венгрия). – Хмельницкий : ХНУ, 2015. – С. 22 – 32.

19. Возняк А.Г. Розрахунок контактного тиску в вузлах вологозахисту алюмінієвих конденсаторів / А.Г. Возняк, В.П. Ройзман // Молодий вчений, Технічні науки. – 2017. - №12. – С. 544 – 547.

20. Возняк А.Г. Розрахунок прогину секторної конструкції вузла герметизації / А.Г. Возняк // Сучасні досягнення у науці та освіті : Зб. пр. XII Міжнародної наукової конференції, (17 – 24 вересня 2017 р., Нетанія, Ізраїль). – Хмельницький : ХНУ, 2017. – С. 100 – 103.

21. Возняк А.Г. Розробка конструкції вузла герметизації конденсатора з розділювальним кільцем / В.П. Ройзман, А.Г. Возняк // Збірник наукових праць Національної академії Державної прикордонної служби України. Сер. : Військові та технічні науки. – 2017. - №3. – С. 224-233.

22. Возняк А.Г. Розробка конструкції вузла герметизації конденсатора з розділюваним кільцем / А.Г. Возняк // Наука и образование : сб. тр. X Междунар. науч. конференции, (27 апр. – 4 мая 2017 г., Рим, Италия). – Хмельницкий : ХНУ, 2017. – С. 18 – 24.

23. Возняк А.Г. Технологія полімеризації компаунда при наявності надлишкового тиску повітря / А.Г. Возняк // XII Международная научная конференция “Наука и образование”. г. Осло, Норвегия – Хмельницький : ХНУ, 2018.

24. Возняк А.Г., Ройзман В.П. Забезпечення герметичності вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів / А.Г. Возняк, В.П. Ройзман // Освітньо-наукове забезпечення діяльності складових сектору безпеки і оборони України : тези X Всеукраїнської науково-практичної конференції (Хмельницький, 2 листопада 2017 року). – Хмельницький, Вид-во НАДПСУ, 2017. – С. 546 – 548.

25. Галушко А. И. Влияние пластификаторов на внутренние напряжения в эпоксидных компаундов / А. И. Галушко, М. Э. Васильева // Электронная техника. Материалы. – 1968. – Вып. 1.

26. Галушко А. И. Влияние свойств полимеров на надежность герметизированной аппаратуры / А. И. Галушко, Ю. Ф. Гедыч. – М. : Информстандартэлектро, 1969. – 52 с.
27. Галушко А. И. Внутренние напряжения в герметизирующих компаундах радио-электронной аппаратуры / А. И. Галушко. – М. : Сов. радио. – 1974. – 104 с.
28. Галушко А. И. Определение внутренних напряжений и физико-механических свойств некоторых компаундов / А. И. Галушко, Л. Ф. Чувилина // Обмен опытом в радиопромышленности, 1968. - №6.
29. Гель П. П. Конструирование радиоэлектронной аппаратуры / П. П. Гель, Н. К. Иванов-Есипович. – Л. : Энергия, 1972. – 232 с.
30. Герметизация полимерными материалами в радиоэлектронике / Б. М. Тареев, Л. В. Яманова, В. А. Волков, Н. Н. Ивлев. – М. : Энергия, 1974. – 302 с.
31. Гуль В. Э. Структура и механические свойства полимеров / В. Э. Гуль, В. Н. Кулезяев. – М. : Высшая школа, 1986. – 312 с.
32. Гусев В. П. Технология радиоаппаратуростроения / В. П. Гусев. – Г. : Высшая школа, 1972. – 496 с.
33. Домакин А. Т. Измерения механических свойств пленок эпоксидных и полиэфирных покрытий в процессе их отверждения / А. Т. Домакин, А. Т. Санжаровский // Лакокрасочные материалы и их применение. – 1962. - № 6. – С. 23-27.
34. Журков С. Н. Проблема прочности твердых тел / С. Н. Журков // Вестник АН СССР. – 1957. - № 11. – С. 78-82.
35. Исследование внутренних напряжений в полимерных покрытиях оптическим и консольным методом / А. Т. Санжаровский и др. // Лакокрасочные материалы и их применения. – 1962. - № 5. – С. 35-37.
36. Исследование возможностей определения механических напряжений в защитных покрытиях с помощью полупроводниковых

тензодатчиков / П. И. Швед и др. // Электронная техника. Материалы. – 1968. – Вып. 4. – С. 176-180.

37. Исследование физико-механических свойств полиуретановых покрытий / Д. С. Якубович и др. // Лакокрасочные материалы и их применение. – 1962. - № 6. – С. 32-37.

38. Исследования и расчет напряжений в деталях машин и конструкциях / Под. Ред. Н. И. Пригоровского. – М. : Наука, 1966. – 192 с.

39. Кан К. Н. Герметизация изделий полимерных материалов / К. Н. Кан, А. Ф. Николаевич, Л. Д. Гинзбург. – Л. : Химия, 1976. – 78 с.

40. Кан К. Н. Механическая прочность эпоксидной изоляции / К. Н. Кан, А. Ф. Николаевич, В. М. Шанников. – Л. : Энергия, 1973. – 148 с.

41. Кан К. Н. Оценка работоспособности полимерных компаундов / К. Н. Кан. – Л. : ДДНТП, 1974. – 18 с.

42. Каргин В. А. Влияние объемной концентрации пластификатора на температуру стеклования пластика / В. А. Каргин, Ю. И. Малинский // Докл. АН СССР. – 1950. – Т. 73, № 5.

43. Каргин В. А. Краткие очерки по физикохимии полимеров / В. А. Каргин, Г. Л. Слонимский. – М. : Химия, 1967. – 232 с.

44. Карина Т. Л. Эпоксидные – полиэфирные заливочные компаунды / Т. Л. Карина, М. А. Голубенко // Электронная техника. Материалы. – 1968. – Вып. 4. – С. 125-133.

45. Ковальская А. В. Эпоксидные заливочные компаунды / А. В. Ковальская // Вестник электромашинопромышленности. – 1960. - № 2. – С. 1-6.

46. Котрубенко Б. П. В ТКР некоторых компаундов, используемых для герметизации / Б. П. Котрубенко // Микропривод и приборы сопротивления. – Кишинев, 1967. – С. 280-282.

47. Ленков С. В. Обеспечение надежности РЕА / С. В. Ленков. – К. : ТЛПУ, 1997. – 48 с.

48. Локтаев В. С. Технология производства микромодулей / В. С. Локтаев, В. Д. Гимпельсон. – М. : Энергия, 1973. – 144 с.
49. Лурье А. И. Теория упругости / А. И. Лурье. – М. : Наука, 1970. – 940 с.
50. Методы и приборы тензометрии / Под ред. Н. И. Пригоровского // Сборник трудов. – М. : ГОСИНТИ, 1964. – Вып. 1-7. – 896 с.
51. Микусинский Я. Элементарная теория обобщённых функций, Том 1 / Я. Микусинский – Рипол Классик, 2013. – 82 с.
52. Можаровський М.С. Теорія пружності, пластичності і повзучості / М.С. Можаровський – К. : Вища школа, 2002. – 308 с.
53. Первушин Ю. В. Исследования прочности жестких эпоксидных компаундов в конструкциях элементов : автореф. дис. на соиск. учен. Степени канд. техн. наук / Ю. В. Первушин. – Л., 1966. – 18 с.
54. Перри К. Основы тензометрирования / К. Перри, Г. Лиснер ; пер. с англ. – М. : Мир, 1977. – 324 с.
55. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів – К. : Вища школа, 1993. – 655 с.
56. Погорелов В.И. Строительная механика тонкостенных конструкций / В.И. Погорелов – БХВ-Петербург, 2007. – 528 с.
57. Пригоровский Н. И. Экспериментальные методы исследования напряжений / Н. И. Пригоровский. – М. : Машиностроение, 1970. – 104 с.
58. Раевский Н. П. Датчики механических параметров машин / Н. П. Раевский. – М. : Издательство АН СССР, 1970. – 188 с.
59. Расчет на прочность в машиностроении / С. Д. Скандарев и др. – М. : Машгиз, 1956. – 884 с.
60. Роздзял П. Технология полимеризации элементов РЕА / П. Роздзял ; пер. пол. – М. : Радио и связь, 1981. – 304 с.

61. Ройзман В. П. Применение тензорезисторов для исследования прочности РЕА / В. П. Ройзман, М. И. Хавкин // Труды Второго научно-методического семинара, 1974.
62. Ружга З. Электрические тензометры сопротивления / З. Ружга ; пер. с чеш. – Л. : Мир, 1984. – 356 с.
63. Саватьев В. А. Экспериментальное определение термомеханических напряжений в кристалле интегральной микросхемы в монолитном пластмассовом корпусе / В. А. Саватьев, А. С. Клименко, В. В. Климовский // Электронная техника. – 1971. – Вып. 1. – С. 74-77.
64. Савинский П. А. Новые герметизирующие материалы, свойства и применение / П. А. Савинский. – Л. : ЛДНТП, 1971. – 18 с.
65. Санжаровский А. Т. Методы расчета внутренних напряжений в полимерах и лакокрасочных покрытиях / А. Т. Санжаровский // Докл. АН СССР. – 1960. – Т. 135. - № 1. – С. 58-60.
66. Санжаровский А. Т. Исследование процесса формирования механических свойств полимерных покрытий и внутренних напряжений в них / А. Т. Санжаровский, Г. И. Епифанов // Докл. АН СССР. – 1962. – Т. 142, № 2. – С. 403-406.
67. Санжаровский А. Т. Разрушение полимерных покрытий под действием внутренних напряжений / А. Т. Санжаровский // Докл. АН СССР. – 1968. – Т. 157, № 6. – С. 1345-1348.
68. Современные композиционные материалы / Пер. с англ. ; под ред. Л. Браутмана, Р. Крока. – М. : Мир, 1970. – 672 с.
69. Сопротивление материалов / Г. С. Писаренко, В. А. Агареев, А. Л. Билета, В. Г. Попков, Э. С. Уманский. – К. : Техника, 1987. – 793 с.
70. Справочник машиностроителя. – М. : Машгиз, 1955. – Т. 3. – Гл. 15.
71. Стрельбицкий В.В. Методы защиты контактных узлов и электронных компонентов от механических воздействий со стороны их

оснований / В.В. Стрельбицкий, В.П. Ройзман // Современные информационные и электронные технологии (СИЭТ-2005), С. 256, 2005.

72. Стрельбицкий В.В. Некоторые результаты исследования демпфирующей способности составных балок / В.В. Стрельбицкий // Вісник Хмельницького національного університету, С. 50-53, 2013.

73. Стрельбицкий В.В. Способи зниження вібронапруженності об'єднаних друкованих плат у блоках радіоелектронної апаратури / В.В. Стрельбицкий, А.П. Зінковський // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні, 238-241, 2006.

74. Сунцов В. С. К вопросу в напряженном состоянии упругого цилиндра конечной длины / В. С. Сунцов // Труды ХПИ. – 1969. – Т. 25, Вып. 3. – С. 99-199.

75. Сур'янінов М.Г., Дащенко О.Ф., Білоус П.О. Теоретичні основи динаміки машин / М.Г. Сур'янінов, О.Ф. Дащенко, О.П. Білоус. – Одеса : Наука і техніка, 2004. – 292 с.

76. Тейлер А. Рентгеновская металлография / А. Тейлер. – М. : Металлография, 1965. – 664 с.

77. Тензометрия в машиностроении : справ. пособие / Под ред. Р. А. Макарова. – М. : Машиностроение, 1975. – 288 с.

78. Теокарис П. Муаровые полосы при исследовании деформаций / П. Теокарис ; пер. с греч. – Г. : Мир, 1972. – 336 с.

79. Тернер С. Механические испытания пластмасс / С. Тернер ; пер. с англ. – М. : Машиностроение, 1979. – 144 с.

80. Трофимов Р. И. Пьезоэлектрические преобразователи статических нагрузок / Р. И. Трофимов. – М. : Машиностроение, 1983. – 928 с.

81. Туричин А. М. Электрические измерения неэлектрических величин / А. М. Туричин. – Л. : Энергия, 1976. – 692 с.

82. Уманский Я. С. Рентгенография металлов и полупроводников / Я. С. Уманский. – М. : Металлургия, 1975. – 496 с.

83. Финк К. Измерения напряжений и деформаций / К. Финк, Х. Рорбах ; пер. с нем. ; под ред. Н. И. Пригоровского. – М. : Машгиз, 1971. – 536 с.
84. Фридман Э. И. Герметизация радиоэлектронной аппаратуры / Э. И. Фридман. – М. : Энергия, 1978. – 360 с.
85. Харпер Ч. Заливка электронного оборудования синтетическими смолами / Ч. Харпер; пер. с англ. – М. : Энергия, 1964. – 408 с.
86. Черняк К. И. Эпоксидные компаунды и их применение / К. И. Черняк. – Л. : Судостроение, 1967. – 400 с.
87. Шрейнер С. А. Определение внутренних напряжений при склеивании твердых поверхностей / С. А. Шрейнер, П. И. Зубов // Докл. АН СССР. – 1959. – Т. 124, № 5. – С. 1102-1104.
88. Экспериментальное исследование механической прочности и напряжений в эпоксидной изоляции высоковольтных элементов / М. И. Анелес, Ю. С. Первушин и др. // Труды ЛИАП. – 1967. – Вып. 52. С. 95-99.
89. Электроизоляционные компаунды. – М., 1969. – 15 с.
90. Эрлих К. М. Герметизация радиоэлементов из магнитомягких материалов / К. М. Эрлих, К. А. Еремичева, Г. С. Фоменко // Обмен опытом в радиопромышленности. – 1970. - №10. – С. 45-48.
91. Яковлев В. Ф. Измерения деформаций и напряжений деталей машин / В. Ф. Яковлев. – М. : Машгиз, 1963. – 192 с.
92. Ensuring the Reliability of Technical Systems / Vilen Royzman, Igor Kovtun, Andriy Voznyak // JVE Book Series on Vibroengineering. 2018. – ISBN 978-609-95549-2-1.
93. Hagedorn M. Die Clasharz-Crenzflache als zenrtelpreblem oler clasgasertarkten kunststoffe / M. Hagedorn. – Kunststoffe, 1962. Bd 52, H 10. S. 605-612.
94. Hasllett W. Shrinkage stresses in glass filament systems / W. Hasllett, Mc. Carry J. – Modern plasteeecs, 1962. – Vol 40. - # 4. – P. 135-192.

95. Jonson I. Proceedinds of the sixsth electrical insulation conference / I. Jonson, R. Ryan. – NEMA, 1965. – P. 11-15.
96. Voznyak A. Contact pressure calculation in waterproof joints of aluminum capacitors / A. Voznyak, V. Royzman // Scientific Light (Wroclaw, Poland), VOL 1, No 19 (2018), ISSN 0548-7110.
97. Voznyak A. Research of unsealing problem in cylindrical sealed volumes of various purposes by the example of thin-film capacitors / A. Voznyak, V. Royzman, A. Bubulis // Приборостроение – 2017 / Белорусский национальный технический университет; редкол.: О.К. Гусев [и др.]. – Минск : БНТУ, 2017. – С. 309-311.
98. Voznyak A. Solving problem of thermal conduction for providing strength of electronic units on thermal impacts / S. Petrashchuk, I. Kovtun, A. Voznyak // Heat and Mass Transfer in the system of Thermal Modes of Energy – Technical and Technological Equipment (HMTTSC-2016). - MATEC, Volume 72, 01086, 2016.
99. Voznyak A., Royzman V. Research of unsealing problem in cylindrical sealed volumes of various purposes by the example of thin-film capacitors / A. Voznyak, V. Royzman // Lithuania, 2018.
100. Weatheruax R. A fundaments investigation of adhesion. Method for measuring shrinkage stress in restrained gelatin films / R. Weatheruax, B. Coleman, H. Tarkow // Journal of polymer science. – 1958. – Wal. 27. – P. 59-66.
101. Zee H. Epoxy resins / H. Zee, K. Neville. – New York, 1967. – 922 p.

Затверджую
Директор підприємства
“Лотос - Вест”
Цінько Олександр Олександрович

АКТ

Про впровадження результатів дисертаційної роботи “Вплив температури і тиску на характеристики напружено-деформованого стану і герметичності вузлів вологозахисту плівкових конденсаторів”

Цей акт складений в тому, що результати дисертаційного дослідження Возняка А.Г. впровадженні в виробництво підприємства, а саме: фігурна форма компаунда, технології його заливки і нові технології випробування його на герметичність. Крім того, матеріали дисертаційного дослідження використовуються нами в пошукових роботах по ліквідації різних дефектів.

Економічний ефект від впровадження в виробництво буде підрахований пізніше після відповідного наробітку конденсаторів в експлуатації.

Директор /Цінько О.О./

