

11.3 Vacuum-caps membranes'

11.3.1 Стан системи закупорювання консервів у скляній тарі під час їхнього зберігання

Значна частка консервованої продукції, представленої на ринку України, фасована у скляну тару. Термін її зберігання становить в середньому два роки та гарантований системою закупорювання. Якість консервованої продукції залежить від ряду чинників, таких як поживність і корисність для здоров'я людей, а їхнє збереження на належному рівні гарантується в тому числі і системою закупорювання.

Скляна тара для консервів зазвичай відкривається вручну. Часто її відкриття супроводжується певними ускладненнями через необхідність докладання значних зусиль. В окремих випадках навпаки – тара відкривається занадто легко, що може викликати деякі сумніви у захисних властивостях системи закупорювання. Міцність утримання кришки на горловині банки пов'язана з глибиною вакууму в тарі, силами тертя в затворі, які виникають під час відкриття тари, та напруженим станом затвору. Її можна визначити шляхом вимірювання величини крутного моменту відгвинчування кришки, на яку впливають різні за своєю природою фактори. Загалом цей напрямок досліджень пов'язаний з удосконаленням технологій пакування, що забезпечують тривалий термін зберігання високої біологічної цінності продуктів харчування.

У роботах [386, 387] зроблено аналіз процесу закупорювання, математично описано основні етапи зміни навантажень в затворах та розроблено математичну модель, яка відображає ступінь ущільнення затвору в кінці процесу закупорювання. В роботі [388] визначено умови механічної подібності напружених станів затворів системи твіст-офф (ТО), на базі яких в роботі [389] введено критерій герметизації затворів. Отримано значення критерію на найбільш небезпечному етапі та з його допомогою визначено силові параметри процесу закупорювання для затворів різних типорозмірів.

Проте процес відкриття тари детально не досліджувався. Теоретичного опису та визначення стану герметизації системи закупорювання під час зберігання та транспортування продукції, порівняння його з початковим станом, досягнутим під час закупорювання, не проводилось.

Ця робота має на меті математично описати процес відкриття скляної тари системи ТО, визначити критерій герметизації затворів в процесі зберігання консервованої продукції та порівняти його зі значенням цього ж критерію в кінці процесу закупорювання.

Згідно з поділом процесу закупорювання та оброблення харчової продукції на основні етапи зміни навантажень в затворах, зберігання продукції відповідає третьому етапу. На ньому, завдяки вакууму в тарі на поле кришки діє рівнодійна зусилля від різниці тисків навколишнього середовища та всередині тари. Оскільки торцева поверхня тари прилягає безпосередньо до отвору, то рівнодійна зусилля від різниці тисків поширюється на неї, діючи в ущільненні затвора, де до неї додається механічне зусилля від затягування нарізного затвора. Сума двох зазначених зусиль складає герметизувальне зусилля в ущільненні затвору:

$$T_2 \approx F_T + B_r, \quad (1)$$

де F_T – рівнодійна зусилля на торцеву поверхню тари від різниці тисків навколишнього середовища та всередині тари;

B_r – дотична складова нормальної сили B притискання кришки до банки в нарізці затвора.

Розглянемо процес відкриття тари, схему якого зображено на рис. 1. Величина моменту відгвинчування кришки залежить від моментів тертя в нарізці та ущільненні затвору. Під час відгвинчуванні кришки сили, які обумовлюють дію моментів тертя, змінюють напрямок порівняно з її загвинчуванням. За такої умови момент відгвинчування кришки визначається як:

$$M_{\phi} = M_n + M_y, \quad (2)$$

де M_n – момент тертя в нарізці затвору;

M_y – момент сил тертя в ущільненні затвору.

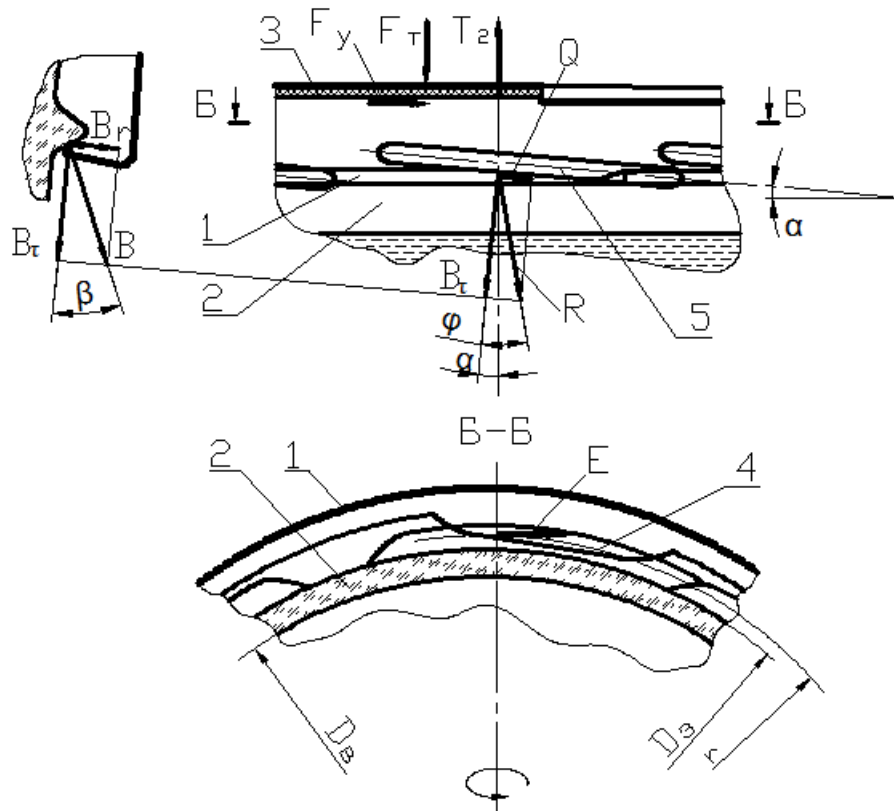


Рис. 1. Схема навантаження упорів системи закупорювання під час відкриття тари: 1 – кришка; 2 – горловина тари; 3 – ущільнювальна прокладка; 4 – нарізний упор; 5 – виток нарізки тари.

Момент тертя в нарізці виникає від окружної сили E , прикладеної по дотичній до окружності середнього діаметра нарізки. Елемент упору кришки, притиснутий до витка нарізки тари нормальною силою B , яка виникає в результаті дії механічного зусилля від затягування нарізного затвора.

На поверхні контакту упора кришки і витка нарізки банки діє сила тертя Q . Позначимо рівнодійну дотичної складової нормальної сили B_r та сили тертя Q як R , а кут підйому витків нарізки банки α . Отже, кут між B_r і T_2 також α – як суміжний. Сила тертя Q змінює напрям дії рівнодійної R системи зовнішніх сил від нормалі на кут тертя φ . Під дією прикладних сил елементи затвора знаходяться у рівновазі. З умови рівноваги запишемо вираз для визначення колвої сили E , потрібної для відгвинчування кришки:

$$E = T_2 \operatorname{tg}(\varphi - \alpha), \quad (3)$$

де $\operatorname{tg}(\varphi - \alpha)$ – коефіцієнт тертя в нарізці.

Тоді момент тертя в нарізці затвора визначається як

$$M_n = T_2 \operatorname{tg}(\varphi - \alpha) r, \quad (4)$$

де r – середній радіус витків нарізки банки.

Момент тертя в ущільненні затвору характеризується тертям між ущільнювальною прокладкою кришки і торцевою поверхнею вінця банки. Сила тертя в ущільненні визначається як

$$F_y = T_2 \mu, \quad (5)$$

де μ – коефіцієнт тертя ущільнювальної прокладки кришки по торцевій поверхні вінця банки.

Тоді момент сил тертя в ущільненні затвору визначається за формулою:

$$M_y = T_2 \mu \frac{D_3 + D_6}{4}, \quad (6)$$

де D_3 – зовнішній діаметр торцевої поверхні вінця банки;

D_6 – внутрішній діаметр торцевої поверхні вінця банки.

Підставимо в рівняння (2) вирази (4) та (6) та виконаємо перетворення, після чого одержимо формулу для визначення зусилля герметизації в затворі:

$$T_2 = \frac{M_6}{\operatorname{tg}(\varphi - \alpha) r + \mu \frac{D_3 + D_6}{4}}. \quad (7)$$

Критерій герметизації затворів A_2 в процесі зберігання консервованої продукції визначається як

$$A_2 = \frac{P_2}{E}, \quad (8)$$

де P_2 – контактний тиск в ущільненні затвору;

E – модуль нормальної пружності матеріалу кришки.

Для визначення критерію A_2 треба знати P_2 , який визначається як

$$P_2 = \frac{T_2}{S_k}, \quad (9)$$

де S_k – площа контакту торцевої поверхні вінця банки k -го типорозміру із прокладкою кришки.

Момент відгвинчування скляної тари M_6 залежить від умов фасування, закупорювання, оброблення та зберігання (особливо тривалості та температури)

харчової продукції, якості зовнішньої поверхні тари, кінцевого вакууму в упаковці та ступеня безпеки закупорювання. Крім того момент відгвинчування залежить від типорозміру тари. Велика кількість вагомих факторів впливу дуже ускладнює встановлення загальних раціональних значень моменту відгвинчування кінцевої упаковки.

Через проблематичність визначення загальних граничних показників M_{ϕ} цей параметр для вимірювання необов'язковий під час виробництва консервованої продукції, але він рекомендований і корисний. Відомі рекомендовані величини моментів відгвинчування, які дають можливість відкривати скляну тару без докладання надмірних зусиль. Данні про величину M_{ϕ} в різних джерелах дещо відрізняються, хоча загалом з допустимою кореляцією є достатньо близькими.

Німецька фірма «Silgan white cap», яка є одним з провідних виробників кришок системи ТО, використовує правило згідно якого значення M_{ϕ} упаковки, за умови досить довгого її зберігання, відповідає приблизно половині значення діаметру кришки (вимірювання у фунтах сили на дюйм) [390]. Для затвору III-82 це складе 41 lbf·in або 4,92 Нм. За інформацією з іншого джерела, зокрема в поясненнях до вимірювання властивостей закупорювальних засобів [391], для затвору III-82 наводиться діапазон величини M_{ϕ} 4,75...5,25 Нм.

Значення коефіцієнтів тертя в ущільненні та в нарізці затвору під час відкриття тари збільшується порівняно з їхнім значеннями під час закупорювання. Це пояснюється тим, що закупорювання здійснюється паро-вакуумним способом і на контактуючих поверхнях тертя в ущільненні та в нарізці затвору в результаті конденсації пари виникає плівка вологи, яка зменшує коефіцієнти тертя. Під час відкриття тари має місце сухе тертя.

Крім того, в ущільненні затвору дещо змінюються умови контакту поверхонь тертя. Це відбувається через те, що в процесі стерилізації або пастеризації продукції з протитиском нагріта ущільнювальна прокладка кришки протискується торцевою поверхнею скляної тари. Через додаткове деформування прокладки кришки під час теплової обробки, загальна площа контакту останньої з торцевою поверхнею вінця банки під час відкриття тари

зросте порівняно з їх площею контакту після процесу закупорювання, рис. 2.

З попередніх експериментальних досліджень коефіцієнтів тертя під час відкриття тари їх значення склали відповідно: в ущільненні затвору

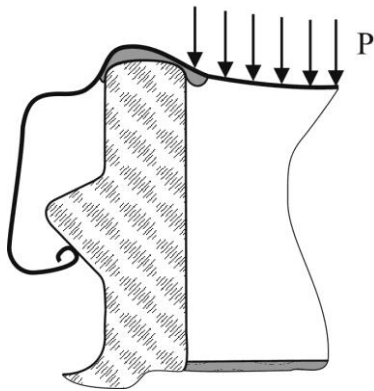


Рис. 2. Деформування прокладки кришки зовнішнім тиском P .

$\mu = 0,077 \dots 0,097$, в нарізці затвору ІІІ-82 $\operatorname{tg}(\varphi - \alpha) = 0,112$.

За розрахунками площі контакту торцевої поверхні скляної тари ІІІ-82 з прокладкою кришки після теплової обробки в автоклаві остання зростає до $7,364 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, порівняно з $6,203 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ після закупорювання.

З формули (7), враховуючи мінімальне значення M_6 , для затвору ІІІ-82 маємо $T_2 = 619 \text{ Н}$. Відповідно

контактний тиск в ущільненні затвору, враховуючи збільшення S_k , складе $P_2 = 840575,8 \text{ Па}$. За такої величини контактного тиску значення критерію герметизації затворів під час зберігання консервованої продукції становитиме $A_2 = 4,42 \cdot 10^{-6}$. З раніше виконаних досліджень процесу закупорювання [389], значення критерію герметизації затворів в кінці процесу закупорювання відоме і для мінімізованого значення герметизувального зусилля в затворі становить $A = 1,87 \cdot 10^{-6}$.

Після порівняння начення критеріїв герметизації затворів в кінці процесу закупорювання та після теплового оброблення продукції встановлено, що величина A_2 відчутно перевищує величину A . Це означає, що, незважаючи на зменшення ступеня безпеки закупорювання скляної тари після стерилізації продукції, викликане протискуванням ущільнювальної прокладки кришки торцевою поверхнею тари і пов'язаним із цим послабленням напруженого стану затвору, герметизація затвору банки, закупореної з дотриманням необхідних вимог процесу закупорювання, загалом покращується.

Покращення герметизації затворів після теплової обробки та охолодження

продукції порівняно з етапом завершенням процесу закупорювання, за умови коректно здійснених закупорювання та теплового оброблення, наочно підтверджується тим, що банку стає відчутно важче відкрити, а це у свою чергу інколи викликає нарікання споживачів.

Висновки.

1. Критерій герметизації затворів дає можливість оцінювати та порівнювати стан герметизації системи закупорювання скляної тари на різних етапах зміни навантажень в затворах

2. Герметизація затворів скляної тари покращується після теплового оброблення продукції, про що свідчить зростання значення критерію герметизації затворів.

3. Покращення герметизації затворів відбувається внаслідок переходу на сухе тертя в затворі під час відкриття тари та в результаті зміни умов контакту в ущільненні затвору після теплового оброблення через збільшення загальної площі контакту прокладки з вінцем тари.

11.3.2 Особливості закупорювання скляної тари

На сьогодні в Україні функціонує досить велика кількість невеликих підприємств з виробництва консервної продукції в скляній тарі типу III. Маючи невелику продуктивність такі підприємства часто приємно відрізняються високою якістю та різноманітним смаком своєї продукції. Вони розташовані, як правило у сільській місцевості на значних відстанях від великих промислових та наукових центрів. Інженерний склад цих підприємств укомплектований переважно з місцевих жителів.

Найскладнішою у технічному плані операцією при виробництві консервів у скляній тарі типу III є закупорювання наповненої тари кришкою. Закупорювання здійснюється паровакуумним способом. Постачальниками кришок і скляної тари та виробниками закупорювального обладнання можуть бути різні підприємства, як закордонні так і вітчизняні.

Саме в процесі закупорювання на невеликих, відносно віддалених підприємствах можуть виникати ускладнення і перебої, які призводять до браку продукції та вимушених простоїв технологічних ліній. Причини таких ускладнень можуть бути різними: некоректне налагодження закупорювальних машин, зношування їх деталей та вузлів, неякісна скляна тара або закупорювальні засоби, незнання особливостей процесу закупорювання тощо.

Закупорювання скляної тари типу ІІІ здійснюється фрикційними робочими органами під дією сил тертя. Фактори, що впливають на коефіцієнт зовнішнього тертя добре викладені в монографії [392]. В роботі [393] наводяться теоретичні основи тертя, в тому числі в нарізних з'єднаннях. Більш близькими до розглядуваного випадку є дослідження наведені в роботах [394-396]. У роботі [394] показано, що вузол тертя в затворі складається з внутрішніх та зовнішніх кінематичних пар тертя, описано експериментальну установку для визначення сил тертя в умовах, наближених до паровакуумного способу закупорювання, а також сформульовано методику визначення коефіцієнтів тертя у внутрішніх парах. У роботі [395] наведено методику визначення коефіцієнтів тертя в зовнішніх парах тертя. У роботі [396] наведено результати експериментальних досліджень коефіцієнтів тертя в процесі закупорювання скляної тари гвинтовим способом.

Як показує досвід, деякі аспекти взаємодії елементів затвора в процесі закупорювання потребують подальшого дослідження, уточнення та роз'яснення. Зокрема має місце протиріччя між експериментальними значеннями деяких коефіцієнтів тертя та їх очікуваними, відповідно до фізичних законів тертя, значеннями. Ця робота має за мету детальне дослідження характеру взаємодії в парі тертя «паси-кришка» та пояснити зазначене протиріччя.

Найпоширенішим типом закупорювальних машин відповідно до конструкції робочих органів є машини пасового типу (рис. 1). На цих машинах загвинчування кришки здійснюється двома гумовими пласкими пасами 3, 4. У результаті силової взаємодії пасів з кришкою та різниці в швидкості пасів між

собою та банкою виникає крутний момент тертя, за рахунок якого кришка загвинчується на банку.

Щодо виду тертя, то в цьому разі в усіх парах тертя: «паси – кришка», «прокладка кришки – торцева поверхня банки» та «нарізні упори кришки – нарізка банки» маємо тертя ковзання. Теоретично цей вид тертя з достатньою для даного випадку точністю описується законом Кулона. Максимальне значення коефіцієнт тертя матиме, коли в результаті прикладення сили до тіла, яке притиснуто до іншого тіла, це тіло не може зрушити з місця. В цьому випадку матимемо тертя спокою.

Коли ж тіло під дією прикладених сил зрушило з місця і рухається по поверхні іншого тіла, тертя спокою переходить у тертя ковзання. Коефіцієнт тертя при цьому зменшиться порівняно з тертям спокою. Зі збільшенням відносної швидкості руху в парі тертя коефіцієнт тертя і надалі зменшуватиметься.

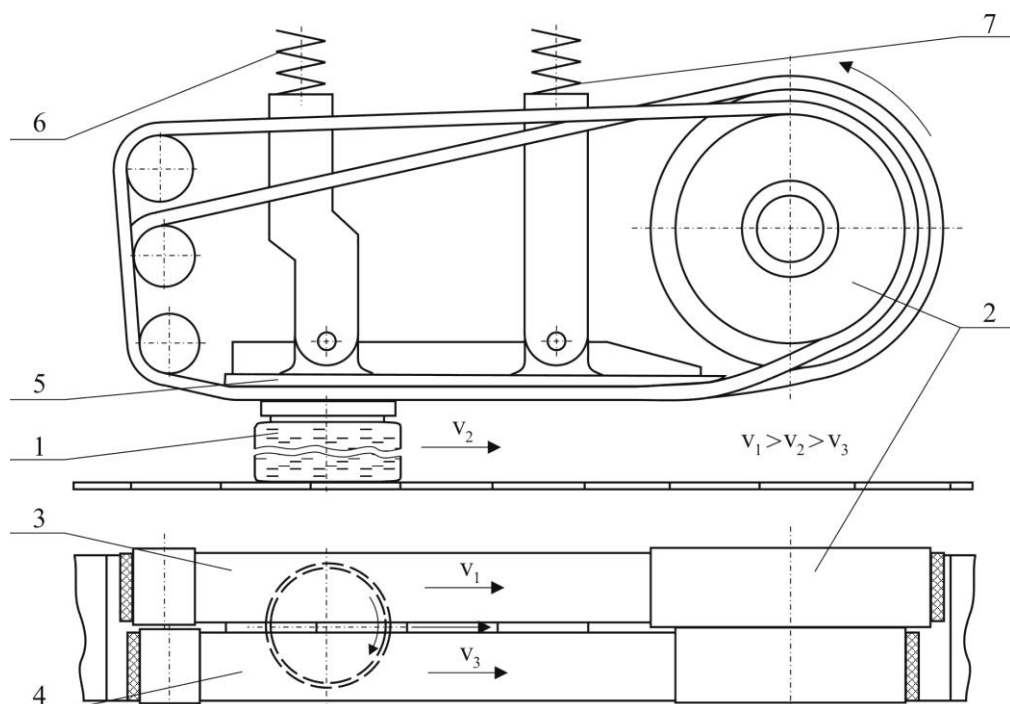


Рис. 1. Схема механізму закупорювання машини пасового типу. 1 – банка з кришкою; 2 – привідний шків; 3, 4 – відповідно пас більшого шківа та пас меншого шківа; 5 – натискна плита; 6, 7 – регулюючі пружини.

Якщо розглянути процес закупорювання скляної тари гвинтовим способом, то як показав експеримент у парах тертя «прокладка кришки – торцева поверхня банки» та «нарізні упори кришки – нарізка банки», у наявних діапазонах відносних швидкостей та зусиль стискування сила тертя істотно не залежить ні від швидкостей руху ні від контактних зусиль [396]. Отже коефіцієнт тертя практично буде сталим.

У парі тертя «закупорювальні паси – кришка» експериментальні дослідження показали, що в наявних діапазонах відносних швидкостей та зусиль стискування сила тертя істотно не залежить від контактних зусиль, проте залежить від швидкості руху в парі тертя. Причому зі збільшенням швидкості сила тертя збільшується, отже, зростатиме і коефіцієнт тертя (рис. 2, 3). Однак це суперечить вище зазначеним загальноприйнятим положенням, згідно яких коефіцієнт тертя спокою має максимальне значення. Коефіцієнт тертя визначався з залежності $k = \frac{F}{F_{\sigma}}$, де F – сила тертя ковзання; F_{σ} – стискуjące зусилля.

Щоб встановити причину такого зростання сили тертя, спочатку треба розібратися з особливостями матеріалів пари тертя. Матеріал зовнішньої поверхні пасів, яка контактує з кришкою, це зносостійка гума з підвищеним коефіцієнтом тертя. Матеріал внутрішньої поверхні пасів, яка контактує з натискною плитою 5 механізму закупорювання, – це зносостійка гума зі зниженим коефіцієнтом тертя. Усередині паси армовані кордом для надання міцності на розрив.

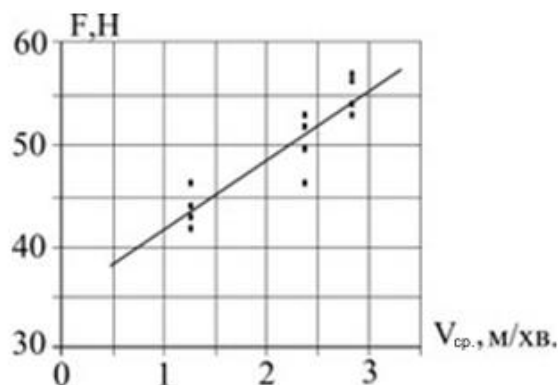


Рис. 2. Залежність сили тертя від швидкості руху в парі «кришка – паси».

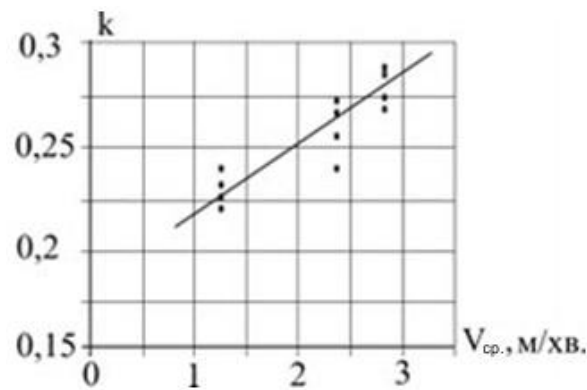


Рис. 3. Залежність коефіцієнта тертя від швидкості руху в парі “кришка – паси”.

Зовнішня поверхня пасу служить для ефективного загвинчування кришки на горловину банки. Внутрішня поверхня, навпаки, має без зайвих зусиль прослизати по поверхні натискної плити, яка створює вертикальне зусилля герметизації на кришку для ущільнення затвора. Оскільки пас гумовий, то його поверхня має невисоку твердість і значну пружність, що властиво всім еластомерам. Кришка типу III або системи твіст-офф виготовляється з білої бляхи, тобто є сталевою. Відповідно вона має значну твердість і, порівняно з гумовим пасом, невелику пружність.

Детально розглянемо місце контакту закупорювальних пасів з кришкою в процесі закупорювання. Під час проходження банки з кришкою під закупорювальною платформою кришка взаємодіє з закупорювальними пасами, які щільно притискаються до неї натискною плитою, створюючи вертикальне зусилля закупорювальної платформи. Кришка взаємодіє з пасами зовнішньою поверхнею кільцевого каналу для ущільнювальної прокладки, який має кільцеву горбкувату форму (рис. 4, вид В та Г). Завдяки горбкуватій формі, будучи сталевим, кільцевий канал буде заглиблюватись у відносно м'яку поверхню пасів, протискуючи її під дією вертикального зусилля.

У цей же час паси безперервно рухаються по поверхні кришки, обертаючи її в бік загвинчування. Таким чином, заглиблення на поверхні пасів будуть безперервно зміщуватись вздовж їхньої довжини. Якщо розглянути місце контакту пасів з кришкою в динаміці, то як показано на рис. 4, вид В та Г, в напрямку руху пасу відносно кришки, на поверхні паса, який випереджає кришку на межі заглиблення, буде виникати бугорчатий наплив у вигляді хвилі. З

протилежного боку від місця контакту на межі заглиблення кришки навпаки виникатиме деяка западина.

Хвиля на поверхні пасу створюватиме додатковий опір для його руху в процесі закупорювання. Зі збільшенням швидкості руху в парі тертя цей опір зростатиме, оскільки хвиля збільшуватиметься. Таким чином сила, яка виникає на поверхні паса і обертає кришку фактично є не силою тертя, а силою пружного опору середовища, в цьому разі стисненої гуми. Сила пружного опору середовища складається із сили пружного опору паса та сили тертя паса по кришці. Лінії виникнення хвиль 1 та 2 показані на рис. 4.

Сила пружного опору середовища зі збільшенням швидкості зростає на відміну від сили тертя. Саме цим пояснюється зростання коефіцієнту тертя, встановлене експериментальним дослідженням. Крім того, у цьому разі це буде не коефіцієнт тертя, а коефіцієнт опору. Цей коефіцієнт k входить в математичну модель затвору, яка виражає зусилля герметизації в ущільненні затвора

$$T = \frac{N \cdot k \cdot \frac{D_3 + D_6}{4}}{r \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) + \mu \cdot \frac{D_3 + D_6}{4}}.$$

де N - вертикальне зусилля закупорювальної платформи;

D_3 та D_6 – відповідно зовнішній та внутрішній діаметр торцевої поверхні вінця банки;

r – середній радіус витків нарізки банки;

$\operatorname{tg}(\varphi + \alpha)$ – коефіцієнт тертя в нарізці; де φ – зведений кут тертя у витках нарізки; α – кут підйому витків нарізки;

μ – коефіцієнт тертя прокладки кришки по поверхні вінця банки.

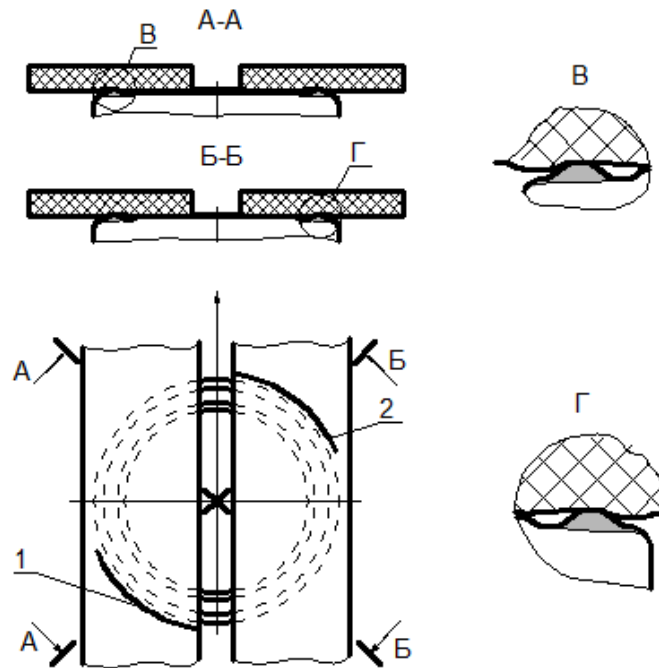


Рис. 4. Місце контакту закупорювальних пасів з кришкою в процесі закупорювання. 1, 2 – лінії на яких виникає хвиля.

Модель показує що зі збільшенням коефіцієнта k зусилля герметизації, а отже і контактний тиск у затворі також будуть збільшуватись. Одночасно збільшуватиметься навантаження на нарізні упори кришки, що є небезпечним, оскільки виникає загроза їх пластичної деформації. Крім того зростає ризик зривання лакофарбового покриття кришок у місці їх контакту з закупорювальними пасами. У цьому разі потрібно пропорційно до збільшення k зменшувати вертикальне зусилля механізму закупорювання.

Висновки.

1. Сила, що виникає на поверхні контакту пасів і кришки в процесі закупорювання і яка обертає кришку є не силою тертя, а силою пружного опору середовища, у цьому разі стисненої гуми. Тобто кришка загвинчується не під дією крутного моменту сил тертя, а під дією крутного моменту сил опору середовища.

2. Величина хвилі, яка виникає на поверхні паса, залежить від вертикального зусилля закупорювальної платформи, швидкості в парі тертя та твердості поверхні паса. Саме ці фактори впливатимуть на величину коефіцієнта опору.

3. Як показує експеримент, коефіцієнт опору середовища за інших сталих умов зростає зі збільшенням швидкості руху в парі тертя, тобто продуктивності машини.

4. Вертикальне зусилля закупорювальної платформи необхідно регулювати зі зміною продуктивності машини, а також зі зміною виробника пасів, для запобігання пластичній деформації нарізних упорів кришок, або пошкодження їх захисного покриття.

11.3.3 Мембран кришок консервної скляної тари. Обґрунтування їх роботи

Вимоги ринку і тенденції розвитку сучасної харчової промисловості тісно пов'язані з ресурсозбереженням та зменшенням матеріалоємності упаковки. Однак, поряд з цим, реалії сучасного ринку породжують проблему підвищення захисних властивостей упаковки. Нерідко зазначені тенденції і проблеми цілком або частково суперечать одна одній.

Для підтвердження гарантії початкового відкриття упаковки, яка передбачає повторне закриття тари, та герметичності системи закупорювання скляної тари використовуються різні гарантійні засоби. У консервній промисловості дуже поширеним є такий засіб як “контрольна кнопка” на металевих кришках, яка є пружною мембраною, розташованою в центрі поля кришки. Належне функціонування таких мембран пов'язане з правильним вибором і чітким дотриманням їх геометричних параметрів, товщини та властивостей жерсті для виготовлення кришок. Саме товщина матеріалу є одним з визначальних чинників ресурсозбереження.

Більшість кришок з мембранами на ринок України постачають закордонні виробники, які мають значний досвід їхнього виробництва. Вітчизняні виробники кришок типу III, намагаючись задовольнити потреби ринку, також розпочали або будуть змушені розпочати виробництво кришок з мембранами. Однак наявність мембрани ускладнює виробництво кришок через незначний досвід такого виробництва або його відсутність. Загалом цей напрямок досліджень пов'язаний з удосконаленням технологій пакування, що

забезпечують тривалий термін зберігання високої біологічної цінності продуктів харчування. Хоча загалом слід зазначити, що конструкція гнучкої мембрани може бути використана, наприклад, як безконтактний датчик вакууму у різних галузях промисловості.

Питання розрахунку гнучких металевих пластинок розглядаються в теорії пластин і оболонок. Зокрема, описано роботу круглих гнучких пластинок з початковим прогином, закріплених у різний спосіб, за різних, відносно прогину, напрямків дії навантаження [397]. Для використання у виробництві консервних кришок різних типів були проведені дослідження стійкості їхнього поля. Так, здійснено аналітичне та експериментальне дослідження стійкості поля кришок типу I з жерсті зменшеної товщини [398]. Проведено аналітичне дослідження стійкості поля кришок типу III, отримані данні якого можна використовувати для розрахунку поля кришок на втрату стійкості під час стерилізації продукції [399]. Також розглянуто питання стійкості поля кришок типу III-82, пов'язане зі зменшенням товщини жерсті. Розраховано критичний тиск на поле для різної товщини та твердості жерсті. Перевірено стійкість кришок для найбільш несприятливих випадків у процесі стерилізації консервів [400].

Зазначені дослідження стосуються роботи у різний спосіб закріплених гнучких пластин загалом, або полів кришок різних затворів скляної тари, що в плані конструкції є майже ідентичним. Проте, конструкція поля кришок з “контрольною кнопкою” має певні особливості, адже поле кришки на горловині тари розглядається як гнучка пластина або мембрана, закріплена залежно від типу затвору, а “кнопка” є мембраною закріпленою безпосередньо на мембрані, тобто додатковою мембраною. В дослідженнях проведених автором раніше [399, 400], поле кришки типу III розглядалося у варіанті без “контрольної кнопки”, або її наявності нехтували. Конструкція кришок типу I є застарілою і взагалі не передбачає наявності додаткової мембрани.

Робота безпосередньо гнучких мембран кришок консервної тари значною мірою не досліджена, не має достатнього теоретичного обґрунтування. Тому мета досліджень полягає у створенні математичної моделі роботи мембран

кришок консервної тари залежно від зміни перепаду тиску, геометричних параметрів та товщини жерсті.

Гнучкі мембрани на металевих і комбінованих кришках застосовуються майже на всіх сучасних системах закупорювання консервної скляної тари. Зокрема таких як Twist-Off (ТО, український аналог – тип III), Press-on Twist-off (PT), Ideal Closure, Preson, Band-Guard, Continuous Thread. Кришки системи ТО стосовно конструкції поля виготовляються у двох модифікаціях: з “кнопкою” та без “кнопки”, відповідно до замовлення. Надалі “кнопку” називатимемо мембраною.

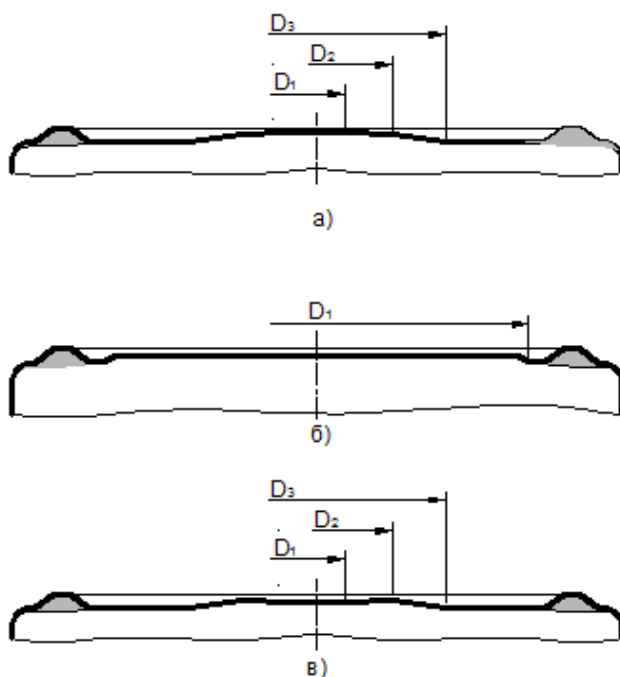


Рис.1 – Поле кришки системи ТО: а) з мембраною; б) без мембрани; в) з мембраною у втягнутому стані.

Розглянемо конструкцію поля кришки з мембраною та без неї. Для відповідності розмірів і пропорцій розглянемо кришки однакового типорозміру, наприклад III-82, (рис.1). Як видно на полі кришки з мембраною, від каналу для прокладки до центру поля розташована пласка ділянка, на якій в центрі поля знаходиться мембрана (рис. 1а). Робочою частиною мембрани є пласка кругова ділянка діаметром D_1 та кільцева конічна ділянка з малим кутом нахилу твірної діаметром D_2 . Робоча частина є найбільш чутливою до перепаду тиску і зазнає найбільших деформацій. Зовні від робочої частини розташована інша кільцева конічна ділянка з більшим кутом нахилу твірної діаметром D_3 , яка в процесі роботи мембрани є менш активною і менш чутливою, тобто менше змінює свою форму і служить, головним чином, опорою для робочої частини.

Виходячи з виконуваних функцій ділянку між діаметрами D_1 і D_2 називатимемо робочим конусом, а конус з діаметром основи D_3 – опорним.

На полі кришки без мембрани (рис. 1б) фактично також є опорний конус, але діаметр його основи D_1 значно більший ніж у поля з мембраною, а пласка ділянка між каналом для прокладки і ним – вузька. Від початку така конструкція поля була пов'язана з наданням жорсткості пласкій ділянці поля, адже в процесі зберігання продукції ємкість, як правило, знаходиться під вакуумом.

У випадках, коли продукт закупорюється без створення вакууму або вручну, використовується гарантійний засіб у вигляді паперових смужок, які проходять через затвор, тобто наклеюються на кришку та корпус банки, а зверху на смужку наклеюють корпусну етикетку. Розглянемо роботу мембрани. У ненавантаженому стані (рис. 1а) мембрана є опуклою. Після закупорювання продукції, під дією вакууму в тарі, на поле кришки починає діяти зусилля від різниці тисків навколишнього та всередині тари. Під дією рівномірно розподіленого по зовнішній поверхні мембрани тиску P , робоча частина мембрани здатна втрачати стійкість (рис. 1в). Завдяки малій товщині та високій границі пружності жерсті мембрана зберігає пружні властивості і за границями критичних зусиль.

Подамо роботу мембрани у графічному вигляді як залежність між тиском P та прогином центру мембрани f (рис. 2). При деякому критичному тиску P_1 відбувається стрибкоподібний перехід на іншу гілку залежності $P(f)$. В цей момент спрацьовує більш чутлива робоча частина мембрани. Практично це означатиме, що в тарі утворився належний вакуум і вона герметична. Подальше зростання тиску супроводжується ростом деформацій, який відбувається за деяким новим законом, відмінним від початкового. На цьому етапі поряд з робочою частиною починає деформуватися опорний конус.

При розвантаженні мембрани, повернення на початкову гілку відбувається знову стрибкоподібно, але при дещо новому критичному тиску розвантаження P_2 , меншому за перший. Це означатиме, що тара негерметична. Повернення мембрани у початковий стан має супроводжуватися характерним звуковим

сигналом – клацанням, яке при відкритті тари, поряд з увігнутим станом мембрани до відкриття, доводить споживачеві, що упаковка герметична і відкривається вперше. Звуковий сигнал з'являється завдяки миттєвому відновленню початкової форми робочої частини мембрани, а його гучність залежить від швидкості відновлення форми. В теорії пластин і оболонок та приладобудуванні такі мембрани відомі як мембрани, що ляскають [397]. Для системи закупорювання ТО фірмою Silgan White Cap незалежно від типорозміру затвору надаються такі величини критичних тисків $P_1=0,03 \text{ МПа}$ і $P_2=0,005 \text{ МПа}$.

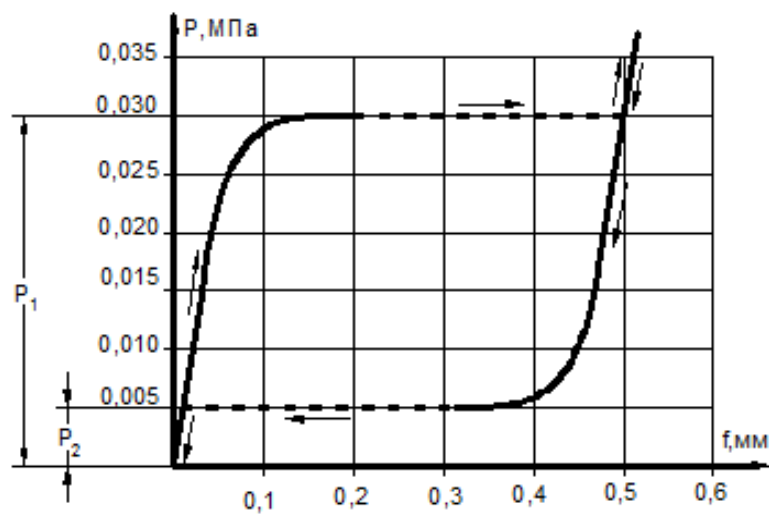


Рис. 2. Залежність між тиском P та прогином центру мембрани f .

Отже мембрана працює за принципом контрольованої втрати стійкості з наступним відновлення початкової форми, яке супроводжується звуковим сигналом. Відповідно мембрана може перебувати у двох станах рівноваги. Перший відповідає опуклому стану, коли навантаження знаходиться в межах від 0 до P_2 , другий – стану втрати стійкості, коли навантаження в межах критичних значень від P_1 і більше до P_2 .

Дамо наближений розрахунок роботи мембрани для симетричного навантаження, яке має місце в даному випадку, використовуючи математичний апарат з теорії гнучких пластин та оболонок та теорії пружності. У першому наближенні обмежимося описом найбільш важливої, з огляду виконуваних функцій, робочої частини мембрани. Мембрана разом з полем є суцільною круглою тонколистовою пластинкою однакової товщини. Будемо дотримуватись

розрахункової схеми, в якій робочий конус защемлений по контуру з вільним радіальним зміщенням точок контуру (рис. 3).

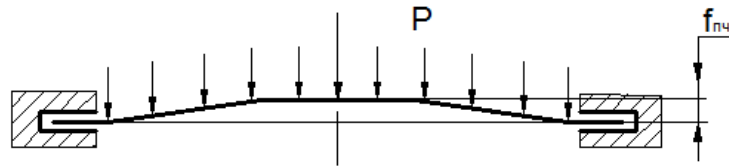


Рис. 3. Схема закріплення мембрани.

У випадку пружної деформації поля, наближені вирази для початкових та додаткових прогинів виберемо однаковими у вигляді, який відповідає розв'язанню аналогічної задачі у випадку пластини малого прогину [401], відповідно

$$\omega_{пч} = f_{пч} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right)^2, \quad \omega = f \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right)^2, \quad (1)$$

де r – деякий радіус, що відповідає прогинам $\omega_{пч}$ та ω ;

$f_{пч}$, f – початковий та додатковий прогини центра мембрани;

R – радіус контуру мембрани.

Основна система диференціальних рівнянь для мембрани кришки, як круглої гнучкої пластини з початковим прогином, згідно теорії гнучких пластин та оболонок [401], має вигляд:

$$D \frac{d}{dr} (\nabla^2 \omega) = \psi + \frac{\delta}{r} \frac{d\Phi}{dr} \left(\frac{d\omega}{dr} + \frac{d\omega_{пч}}{dr} \right), \quad (2)$$

$$\frac{d}{dr} (\nabla^2 \Phi) = -\frac{E}{r} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{d\omega}{dr} \right)^2 + \frac{d\omega_{пч}}{dr} \frac{d\omega}{dr} \right], \quad (3)$$

де $D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$ – циліндрична жорсткість мембрани [386];

$\nabla^2 (*) = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d}{dr} (*) \right)$ – оператор Лапласа в полярній системі координат (при величині $(*)$, що не залежить від полярного кута φ);

ψ – функція навантаження;

Φ – функція напруження;

E – модуль нормальної пружності матеріалу мембрани;

δ – товщина мембрани;

μ – коефіцієнт Пуассона матеріалу мембрани.

Підставляючи вирази (1) в рівняння (3), отримаємо

$$\frac{d}{dr}(\nabla^2 \Phi) = -\frac{8E}{R^3} (f^2 + 2f_{n\phi} f) \left(\frac{r}{R} - 2\frac{r^3}{R^3} + \frac{r^5}{R^5} \right). \quad (4)$$

Знайдемо похідну $\frac{d\Phi}{dr}$, для цього інтегруємо (4), помножимо його на r та інтегруємо ще раз, отримаємо

$$\frac{d\Phi}{dr} = \frac{E(f^2 + 2f_{n\phi} f)}{6R} \left(3\frac{r}{R} - 6\frac{r^3}{R^3} + 4\frac{r^5}{R^5} - \frac{r^7}{R^7} \right). \quad (5)$$

Скористаємось для інтегрування рівняння (2) методом Бубнова-Гальоркіна.

Для цього подамо його у вигляді

$$X = D \frac{d}{dr}(\nabla^2 \omega) - \psi - \frac{\delta}{r} \frac{d\Phi}{dr} \left(\frac{d\omega}{dr} + \frac{d\omega_{n\phi}}{dr} \right). \quad (6)$$

Обчислимо кожний з членів рівняння (6).

$$\text{Оскільки } \nabla^2 \omega = -\frac{8f}{R^2} \left(1 - 2\frac{r^2}{R^2} \right),$$

відповідно

$$D \frac{d}{dr}(\nabla^2 \omega) = D \frac{32fr}{R^4}. \quad (7)$$

Функція навантаження має вигляд $\psi = \frac{1}{r} \int_0^r P r dr$, а при $P = \text{const}$

$$\psi = \frac{rP}{2}. \quad (8)$$

Наступна складова рівняння (6)

$$-\frac{\delta}{r} \frac{d\Phi}{dr} \left(\frac{d\omega}{dr} + \frac{d\omega_{n\phi}}{dr} \right) = \frac{\delta}{r} \frac{E(f^2 + 2f_{n\phi} f)}{6R} \left(3\frac{r}{R} - 6\frac{r^3}{R^3} + 4\frac{r^5}{R^5} - \frac{r^7}{R^7} \right) \left(\frac{4f_{n\phi} + 4f}{R} \right) \left(\frac{r}{R} - \frac{r^3}{R^3} \right). \quad (9)$$

Об'єднуючи ці результати в рівнянні Бубнова-Гальоркіна $\int_0^R X \frac{d}{dr} \eta_i r dr = 0$, де

функція $\eta_1 = \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right)^2$ [386], враховуючи, що мембрана є опуклою, навантаження

спрямоване проти початкового прогину і змінюючи через це знак при f_{nc} на мінус

та вводячи безрозмірний параметр $\rho = \frac{r}{R}$ отримаємо це рівняння у вигляді

$$\int_0^1 \left[32Df\rho - \frac{1}{2}P\rho R^4 - \frac{E\delta}{\rho} \frac{2}{3} (f^3 - 3f^2 f_{nc} + 2f_{nc}^2 f) (3\rho - 6\rho^3 + 4\rho^5 - \rho^7) (\rho - \rho^3) \right] \times \\ \times (\rho - \rho^3) \rho d\rho = 0. \quad (10)$$

Після розв'язання, рівняння (10) матиме вигляд

$$\frac{8}{3}Df - \frac{PR^4}{24} + \frac{1}{28}E\delta (f^3 - 3f^2 f_{nc} + 2f_{nc}^2 f) = 0. \quad (11)$$

Рівняння (11) може бути прийнято за базову математичну модель для комп'ютерного моделювання роботи мембран кришок консервної тари в залежності від зміни тиску, геометричних параметрів та товщини жерсті. Надалі планується на базі рівняння (11) створити комп'ютерну програму графічного аналізу роботи різних мембран для обґрунтування вибору їх геометричних параметрів та необхідних характеристик жерсті.

11.3.4 Мембрани вакуумних кришок. Моделювання їх роботи

Питання розрахунку гнучких металевих пластинок розглядаються в теорії пружності. Зокрема в роботі [402] описана робота круглих гнучких пластинок з початковим прогином, закріплених у різний спосіб, за різних, відносно прогину, напрямків дії навантаження. Є роботи закордонних авторів, зокрема робота [403], де розрахунки гнучких пластин здійснюються методом скінченних елементів, що суттєво ускладнює розрахунки, хоча може дати досить точні результати. Стосовно консервної галузі були здійснені дослідження стійкості поля типу III. В роботі [404] розглянуто питання стійкості поля кришок типу III-82, пов'язане зі зменшенням товщини жерсті. Розраховано критичний тиск на поле для різної товщини та твердості жерсті. Перевірено стійкість кришок для найбільш несприятливих випадків у процесі стерилізації консервів.

В роботі [403] здійснено розрахунки та аналіз гнучких пластин з великими переміщеннями. У випадку мембран кришок мають місце невеликі порівняно з товщиною переміщення. В дослідженнях проведених автором раніше [404], поле кришки типу III розглядалося у варіанті без “контрольної кнопки” або її наявністю нехтували. В статті [405] надано опис конструкції та принципу роботи мембран вакуумних металевих кришок для скляної тари. На базі математичного апарату теорії пластин та оболонок з використанням методів інтегрування наведена методика наближеного розрахунку робочої частини мембрани та отримано рівняння взаємозв’язку тиску, геометричних параметрів та товщини мембрани.

Однак моделювання деформацій мембран в залежності від зміни їх геометричних параметрів та оцінки роботи математичної моделі по відношенню до реальних об’єктів виконано не було.

Мета даної статті полягає у визначенні характеристик деформації мембран залежно від зміни діаметру робочого конуса, з’ясуванні її впливу на належне функціонування мембран та оцінці роботи математичної моделі, за допомогою якої здійснювалося моделювання.

Кришки системи ТО за конструкцією поля виготовляються у двох модифікаціях

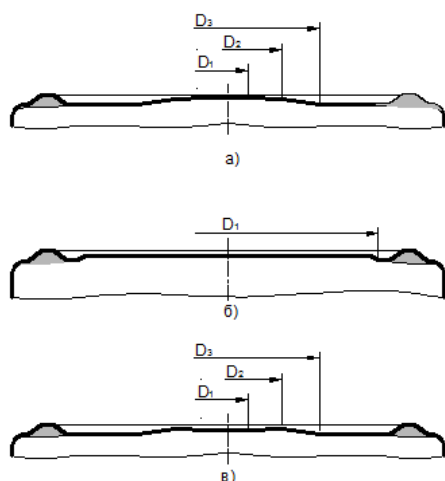


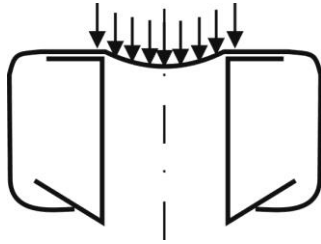
Рис.1 – Поле кришки системи ТО: а) мембрана в ненавантаженому стані; б) без мембрани; в) мембрана у стані втрати стійкості.

з “кнопкою” та без “кнопки”, відповідно до замовлення, рис. 1а, б. Надалі “кнопку” називатимемо мембраною.

У процесі закупорювання та оброблення харчової продукції в скляній упаковці та в процесі зберігання готової продукції кришки сприймають зусилля, обумовлені різними факторами. Якщо

закупорювання здійснюється під парою, то як наслідок в упаковці створюється початковий вакуум. На рис. 2. показано схему затвора по завершенні процесу закупорювання паровакуумним способом та сили, які при цьому діють.

У процесі теплової обробки продукції виникають інші сили, що діють на поле кришок затворів, рис. 3. Тут можливі два випадки: перший, коли тиск в системі перевищує тиск всередині упаковки, рис. 3а, та другий, коли внутрішній тиск в упаковці перевищує тиск в системі рис. 3б.



Теплова обробка продукції може

Рис.2. – Схеми затвора по завершенні процесу паровакуумного закупорювання.

суттєво впливати на роботу мембран. На створення

внутрішнього тиску в тарі під час

теплової обробки, поряд із температурою наповнення, незаповненим простором у верхній частині упаковки та початковим вакуумом в упаковці, впливає температура наступної теплової обробки продукції. Зі зменшенням температур наповнення та незаповненого простору внутрішній тиск в тарі під час стерилізації збільшується. Тому, для запобігання відкриттю затвора на етапах теплової обробки продукції (нагрівання та витримка), у більшості випадків необхідне відповідне регулювання протитиску системи.

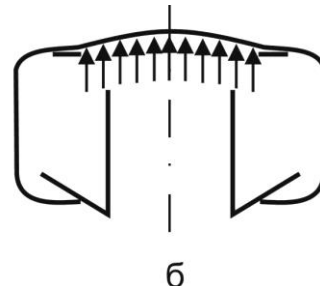
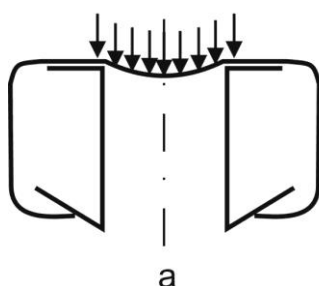


Рис. 3. Схеми затвора в процесі теплової обробки продукції.

У цілому в процесі теплової обробки продукції для кришок більш сприятливим є стале перевищення протитиску. Отже, через залежність

внутрішнього тиску в упаковці від умов наповнення та методу теплової обробки між протитиском в системі та внутрішнім тиском в упаковці повинен витримуватися певний сталий перепад.

І нарешті, упродовж всього терміну зберігання готової продукції кришки також сприймають певні зусилля, які виникають в результаті паровакуумного способу закупорювання. На рис. 4 показано схему нарізного затвора в процесі зберігання продукції, коли в упаковці утворюється кінцевий вакуум.

Очевидно, що із схем, наведених на рис. 2, 3 та 4, величина перепаду між тиском в системі чи в навколишньому середовищі та внутрішнім тиском в упаковці може досягти максимальної величини під час теплової обробки продукції.

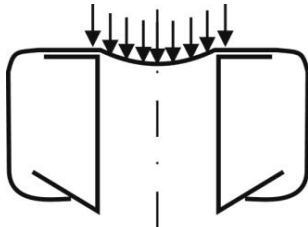


Рис.4. – Схеми затвора в процесі зберігання продукції.

Показники критичних тисків втрати стійкості та відновлення початкової форми, які визначають робочий інтервал

функціонування сучасних мембран, загалом відомі і надаються фірмами - виробниками кришок.

Робочий конус мембрани стрибкоподібно переходить з одного стану рівноваги (рис. 1а) в інший (рис. 1б). З візуальних спостережень за деформуванням мембран видно, що в момент стрибкоподібного переходу контур з'єднання робочого та опорного конусів на діаметрі D_2 не є абсолютно жорстким. Тому дотримуватимемось розрахункової схеми в якій робочий конус защемлений по контуру, з вільним радіальним зміщенням точок контуру (рис. 5).

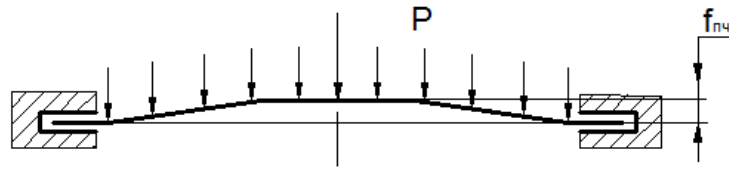


Рис. 5. Схема закріплення мембрани.

Базова математична модель для аналізу роботи мембран, отримана на основі математичного апарату теорії пластин та оболонок з використанням методів інтегрування [405], має вигляд

$$\frac{8}{3}Df - \frac{PR^4}{24} + \frac{1}{28}E\delta(f^3 - 3f^2f_{пч} + 2f_{пч}^2f) = 0; \quad (1)$$

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

$f_{пч}$, f – початковий та додатковий прогини центра мембрани;

P – тиск (навантаження) на мембрану;

R – радіус контуру мембрани ($D_2/2$, рис. 1);

E – модуль нормальної пружності матеріалу мембрани;

δ – товщина мембрани (жерсті);

μ – коефіцієнт Пуассона матеріалу мембрани.

Після перетворень основне розрахункове рівняння (1) було подано в загальній формі кубічного рівняння, тобто формули Кардано, і набуло вигляду прийнятного для програмування і комп'ютерного моделювання

$$\zeta^3 - 3\zeta_{пч}\zeta^2 + 2\left(\zeta_{пч}^2 + \frac{28}{9}\frac{1}{1-\mu^2}\right)\zeta - \frac{7}{6}P^* = 0; \quad (2)$$

де $\zeta_{пч} = \frac{f_{пч}}{\delta}$ та $\zeta = \frac{f}{\delta}$ – початковий та додатковий безрозмірні прогини центра мембрани;

$P^* = \frac{PR^4}{E\delta^4}$ – безрозмірний тиск на мембрану.

На основі формули Кардано було розроблено комп'ютерну програму для розрахунку ζ та P^* і подальшого зображення залежності «тиск – прогин» ($P^*(\zeta)$) в графічному вигляді. В результаті розв'язання кубічного рівняння

використовувались лише дійсні корені.

Спочатку розглянемо характеристики роботи мембран кришки ТО-82 для деяких можливих значень початкових безрозмірних прогинів $f_{nc1} = 0,20$ мм, $\zeta_{nc1} = 1,11$; $f_{nc2} = 0,25$ мм, $\zeta_{nc2} = 1,39$; $f_{nc3} = 0,30$ мм, $\zeta_{nc3} = 1,67$, зображені на рис. 6. Інші геометричні та механічні параметри: $\delta = 0,18$ мм; $R = 12$ мм; $\mu = 0,35$; $E = 190 \cdot 10^9$ Па. Вони відповідають параметрам для маловуглецевої сталі. В цих мембранах f_{nc} малий по відношенню до δ , тому їх відносять до мембран з малим прогином.

Рівняння (2) можна виписати також в такій формі

$$\zeta^3 - 3\zeta_{nc}\zeta^2 + 2\zeta_{nc}^2\zeta + \frac{16}{3} \frac{1}{1-\mu^2} \zeta = \frac{7}{6} P^*. \quad (3)$$

Тоді після перетворень отримаємо рівняння (2) в іншій загальній формі

$$A(\zeta^3 - 3\zeta_{nc}\zeta^2 + 2\zeta_{nc}^2\zeta) + B\zeta = P^* \quad (4)$$

де A та B — коефіцієнти.

Двічі диференціюємо (4)

$$\frac{d^2 P^*}{d\zeta^2} = 6(\zeta - \zeta_{nc}) \quad (5)$$

З рис. 6. видно, що крива 1, яка відповідає $\zeta_{nc} = 0$, являє собою відому характеристику пласкої мембрани. Подібну характеристику буде мати поле кришки без мембрани (рис. 1б). Збільшення початкового прогину від ζ_{nc2} до ζ_{nc4} викликає порушення монотонності ходу кривої. Для точки $\zeta = \zeta_{nc}$ згідно (5) кожна крива, яка має порушення монотонності ходу, матиме точку перегину.

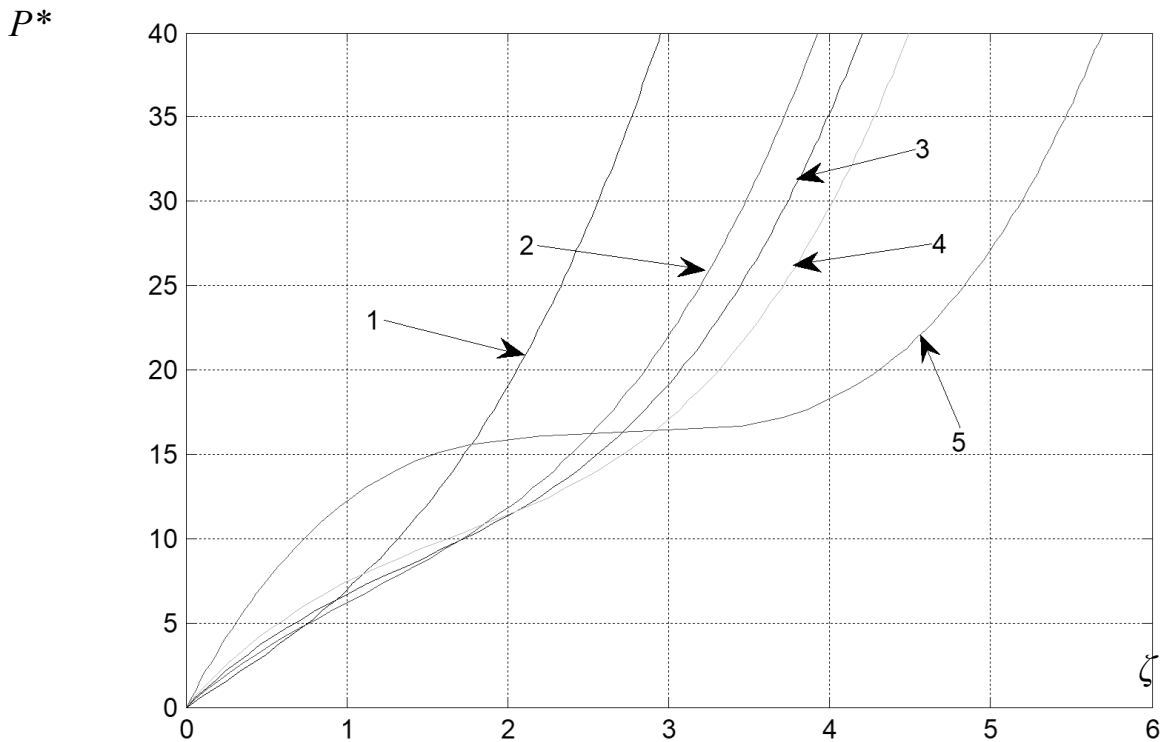


Рис. 6. Залежність між тиском та прогином для мембран металевих кришок з початковими прогинами: 1 – $\zeta_{пч1} = 0$; 2 – $\zeta_{пч2} = 1,11$; 3 – $\zeta_{пч3} = 1,39$; 4 – $\zeta_{пч4} = 1,67$; 5 – $\zeta_{пч5} \approx 2,67$.

Зі зростанням початкового прогину порушення монотонності ходу кривої зростає. Порушення монотонності свідчить про наявність ділянки нестійкого режиму роботи мембрани. Цей режим роботи має місце в певному інтервалі, а саме між критичними тисками P_1^* (тиск втрати стійкості) та P_2^* (тиск розвантаження), рис. 7. Він і є режимом контрольованої втрати стійкості.

При збільшенні початкового прогину понад $f_{пч5} = 0,48$ мм, $\zeta_{пч5} \approx 2,67$ (рис. 6, крива 5) на кривій з'явиться петля. В строго математичному плані ділянка нестійкого режиму роботи, згідно з розглядуваною моделлю, з'являється за умови появи на кривій ділянки від'ємної похідної, розташованої між двома екстремальними точками (перша – початок, друга – закінчення петлі), які відповідають критичним тискам. На цій ділянці зростання прогину ζ відбуватиметься при зменшенні навантаження P^* .

P^*

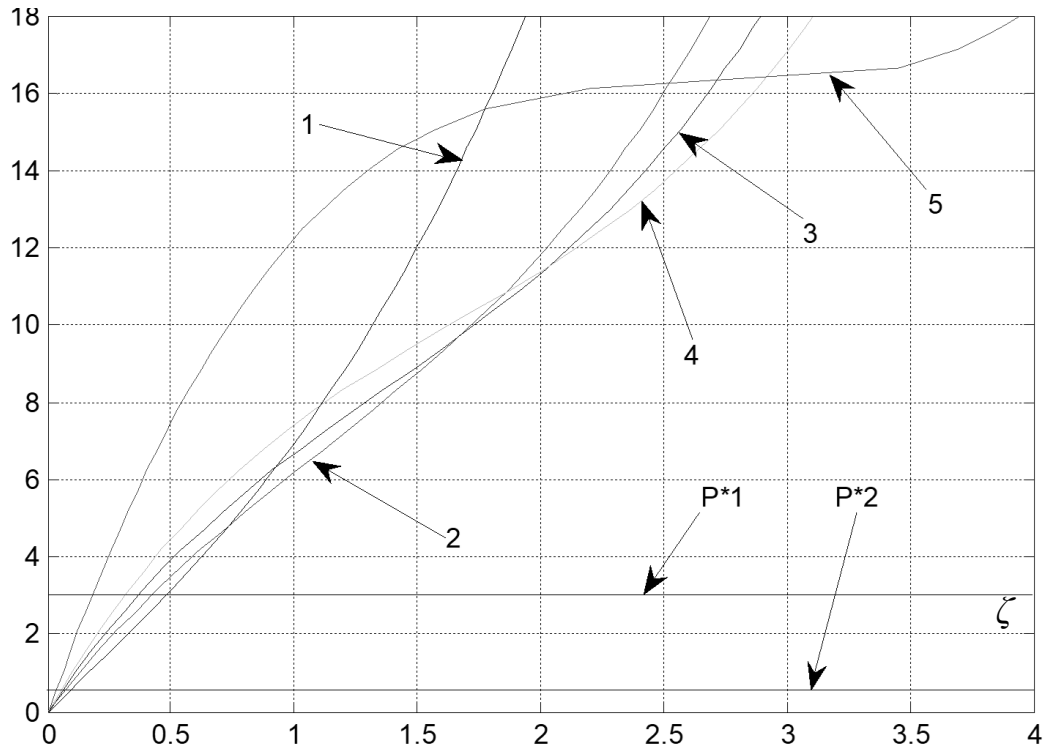


Рис 7. Робочий інтервал тиску мембран металевих кришок. P_1^* – критичний тиск втрати стійкості; P_2^* – критичний тиск розвантаження.

Однак, як показує практика для розглядуваних мембран нестійкий режим роботи має місце значно раніше, вже при $\zeta_{nc2} = 1,11$, причому в режимі контрольованої втрати стійкості. Отже, порушення монотонності ходу кривої чітко вказує на наявність ділянки нестійкого режиму.

Розглянемо далі деформаційні характеристики мембрани кришки ТО-82 для деяких можливих значень товщини жерсті $\delta_1 = 0,14$ мм; $\delta_2 = 0,16$ мм; $\delta_3 = 0,18$ мм; $\delta_4 = 0,20$ мм. Інші геометричні та механічні параметри: $f_{nc} = 0,25$ мм; $R = 12$ мм; $\mu = 0,35$; $E = 190 \cdot 10^9$ Па.

З рис. 8 видно, що криві мають порушення монотонності ходу кривої, яке залежить від товщини жерсті. Зі зменшенням товщини порушення монотонності зростає. Загалом зростання порушення монотонності кривої $P^*(\zeta)$ означає зростання ζ_{nc} , це видно також з рис. 3. І дійсно, кожну мембрану залежно від товщини можна охарактеризувати безрозмірним початковим прогином: $\delta_1 = 0,14$ мм, $\zeta_{nc1} = 1,78$; $\delta_2 = 0,16$ мм, $\zeta_{nc2} = 1,56$; $\delta_3 = 0,18$ мм, $\zeta_{nc3} = 1,39$; $\delta_4 = 0,20$ мм,

$\zeta_{нч}=1,25$. Хоча абсолютний початковий прогин $f_{нч} = 0,25$ мм при цьому залишається сталим.

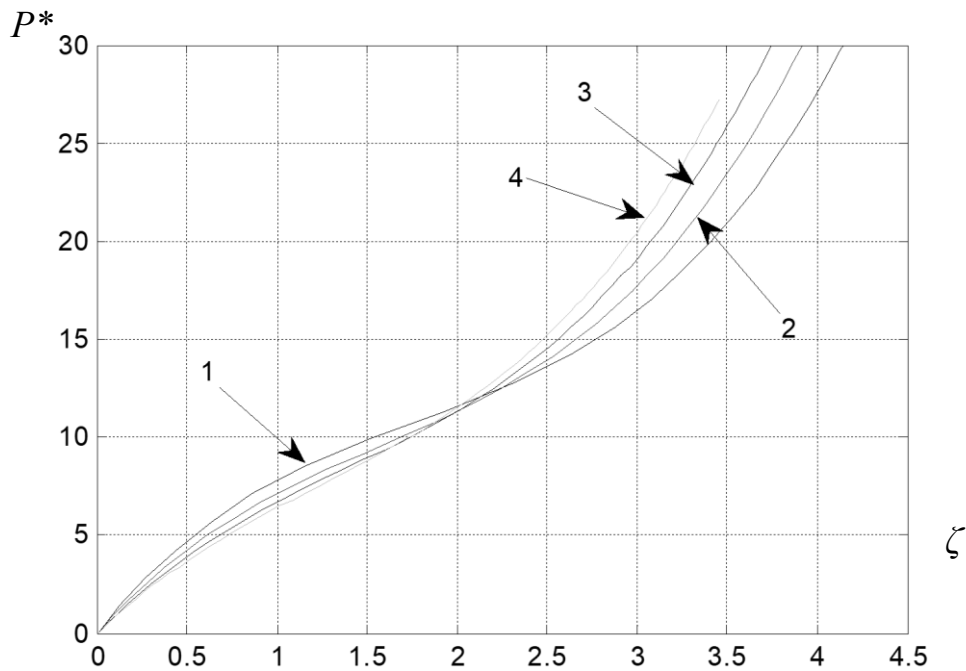


Рис 8. Залежність між тиском та прогином для мембран металевих кришок. 1 – $\delta_1 = 0,14$ мм; 2 – $\delta_2 = 0,16$ мм; 3 – $\delta_3 = 0,18$ мм; 4 – $\delta_4 = 0,20$ мм.

Загалом можна констатувати, що в даному випадку нестійкий режим роботи є необхідною умовою функціонування мембран, заради цього він власне і потрібен, тобто явищем корисним. Однак зі збільшенням $\zeta_{нч}$ інтервал між критичними тисками P_1^* та P_2^* по осі ординат буде розширюватися. Це означає, що нижній тиск, тобто тиск розвантаження, P_2^* може досягти значення 0 і перетнути вісь абсцис, тоді мембрана після втрати стійкості і розвантаження в початкове положення не повернеться і збереже пружний залишковий прогин.

Тиск розвантаження P_2^* пов'язаний з глибиною вакууму в тарі. Якщо вакуум буде падати і досягне нуля, як правило це означатиме, що тара негерметична. Але, якщо тара при цьому все ж герметична, а отже продукт якісний, але в тарі відсутній вакуум, то мембрана цього сигналізувати не буде, що є неприпустимим, оскільки наявність вакууму є однією з головних умов утримання кришки на банці при транспортуванні скляної тари з нарізними затворами.

Отже, якщо тиск P_2^* зрівняється з 0 або перетне нульову лінію мембрана припинить фіксувати (шляхом відновлення початкової форми) відсутність вакууму в тарі. Таким чином збільшувати f_{nc} або зменшувати δ (що є ідентичним) можна лише до певної межі інакше мембрана втратить функціональність.

Розглянемо далі деформаційні характеристики мембрани кришки ТО-82 для деяких можливих значень зовнішнього діаметру робочого конуса D_2 , тобто радіусів закріплення контуру мембрани, згідно розрахункової схеми (рис. 5), $R_1 = 12 \text{ мм}$, $R_2 = 13 \text{ мм}$, $R_3 = 14 \text{ мм}$. Інші геометричні та механічні параметри: $f_{nc} = 0,25 \text{ мм}$; $\delta = 0,18 \text{ мм}$; $\mu = 0,35$; $E = 190 \cdot 10^9 \text{ Па}$.

З рис. 9 бачимо, що в зазначеному діапазоні зміни діаметру закріплення контуру мембрани, за сталої товщини жерсті та початкового прогину центра мембрани, характеристики роботи мембран практично не змінюються. Спостерігається однакове для всіх трьох випадків порушення монотонності ходу кривих. На відміну від попереднього випадку (рис. 6) динаміка роботи мембран не зазнає змін.

Загалом функціонування мембрани тісно пов'язане з жорсткістю опорного конуса. Припустимо, що опорний конус починає втрачати стійкість одночасно з робочим, тоді фактично він стає частиною робочого конусу. При цьому f_{nc} такого складеного робочого конусу різко зростає (більш ніж у 2 рази) і мембрана з класу мембран з малим прогином переходить у клас мембран з великим прогином [386].

В цьому випадку порушення монотонності ходу кривої $P^*(\zeta)$ кардинально збільшиться і на кривій з'явиться петля. Інтервал між критичними тисками P_1^* та P_2^* розшириться. Тиск P_1^* зростає, а тиск P_2^* зменшиться. Зменшившись тиск розвантаження P_2^* може досягти значення 0, перетнути вісь абсцис і перейти в зону від'ємних значень, тоді мембрана після втрати стійкості і розвантаження початкову форму не відновить і збереже пружний залишковий прогин. Така мембрана в існуючому робочому інтервалі тисків P_1 та P_2 функціонувати не буде.

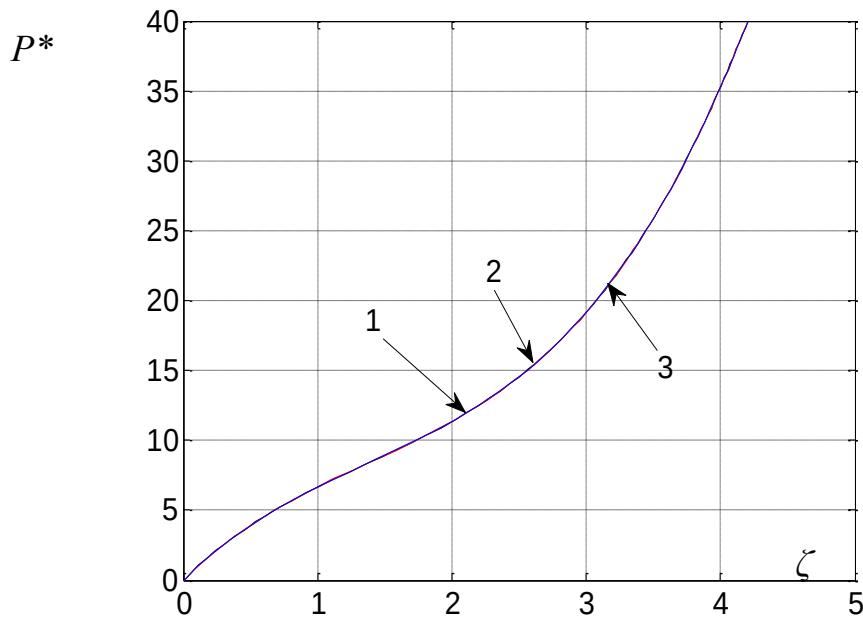


Рис. 9. Залежність між тиском та прогином для мембран металевих кришок радіусами: 1 – $R_1 = 12$ мм; 2 – $R_2 = 13$ мм; 3 – $R_3 = 14$ мм.

Висновки

1. Деформаційні характеристики мембран показують, що порушення монотонності ходу кривої означає появу нестійкого режиму роботи, який є режимом контрольованої втрати стійкості.
2. Порушення монотонності ходу кривої вказує на наявність режиму контрольованої втрати стійкості задовго до появи на ній петлі.
3. Для надійного функціонування мембран в режимі контрольованої втрати стійкості збільшувати f_{nc} слід дуже обережно, оскільки після втрати стійкості мембрана може перейти в режим пластичних деформацій і зберегти пружний залишковий прогин, втративши функціональність.
4. Деформаційні характеристики мембран показують, що зменшення товщини мембрани δ впливає на її властивості аналогічно до збільшення безрозмірного початкового прогину ζ_{nc} .
5. На відміну від робочого опорний конус в жодному випадку не повинен входити в режим контрольованої втрати стійкості інакше мембрана втратить функціональність.

6. Математична модель в якісному плані відповідає загальній картині роботи мембран і може використовуватись для удосконалення мембран та пояснення їх роботи.

11.3.5 Vacuum-caps membranes' equilibrium state forms based on the energy criterion

Modern capping elements for glass containers of various capping systems contain membranes specific with a small initial deflection and, depending on their positively or negatively convex state indicate the vacuum presence or absence in the packed container, and, consequently, its tightness [406].

Depending on the glass container size and the mode of heat treatment, the caps are made of different thickness and hardness tin, i.e. tin of different energy levels [407]. In modern science, there are several methods for calculating thin plates. They are presented in [408, 409, 410]. The authors calculate mainly thin flat plates under different types of load. However, thin plates with an initial deflection due to the load applied, making this study subject, have not been considered in those sources.

The thin plates calculation energy method exposed by numerous authors, is widely known and effectively used [411, 412, 413]. The article [414] uses the energy method to solve the local bending problem for a thin-walled cylindrical steel tube with elastic filling under the concentric axial load applied. The problems of calculating thin plates that bear an initial deflection to counteract the load are not reflected in those works.

The study of Volmir A. [415] describes the operation of initially deflected round flexible plates, fixed in various ways, at different, relative to the initial deflection, directions of applied load action. However, it is presented in general form and is not supported with a complete scientific calculation that would describe and explain the membranes operation including the consideration of basic material energy component.

In the study by Timoshenko S. et al. [416], approximate formulas for calculating an uniformly loaded round plate with significant deflections are given. In [417], the

general Lagrangian formulation for flexible plates is considered accordingly to the finite element method for plates under large displacement and rotation applied. The round plates with small displacement studied in our research were not considered therein.

Regarding the metal packaging containers, the vacuum cap membranes operation studies have been carried out. In [406], an equation for the relationship between pressure, geometric parameters, and membrane thickness has been obtained. In [418], described is a simulation as to the deformation behavior of the canned glass containers metal caps membranes during storage and processing of packaged products. On the basis of the obtained scope equation, a computer program has been developed for building the "pressure – deflection" relationship model. Obtained are the membranes deformation characteristics depending on changes in the tin sheet initial deflection and thickness [418]. However, the membrane total energy change during the deformation process, and primarily in the equilibrium states, has not been studied thus implying such study necessity. As a result, certain difficulties arise regarding the elastic plate functional reliability and its design.

This study is purposed to describe the initially deflected round plate's energy change that causes the membranes' stable operation in a given mode.

This study objectives:

1. To solve the equations of local energy effects on the membrane during its operation and to get the membrane system total energy scope equation.
2. To assess experimentally the membrane additional deflection in the working position.
3. To check the obtained equation adequacy for the operation of glass containers metal caps real membranes.
4. To build graphs of the membrane energy levels according to its characteristic equilibrium states.

For experimental studies, we used caps with a "safety button" according to the "twist-off " system [407] with a diameter of 82 mm, produced by the German company Silgan White cap, and used by the EU and Ukrainian canning enterprises.

Structurally, the membranes are designed to operate in a controlled stability loss mode, Figure 1a. The membranes include a support cone of D_3 outer diameter, a working cone of D_2 outer diameter, and a flat section of D_1 diameter. They lose their stability due to the vacuum occurring in the container that causes a pressure drop on the cap field. Further we refer to this pressure drop as to the pressure (applied).

Next to the stability loss, the membrane moves to the stable equilibrium state, Figure 1b. The values of stability loss and shape restoring critical pressure which determine the existing membranes operation interval are generally known and some companies-manufacturers of glassware caps do specify those values

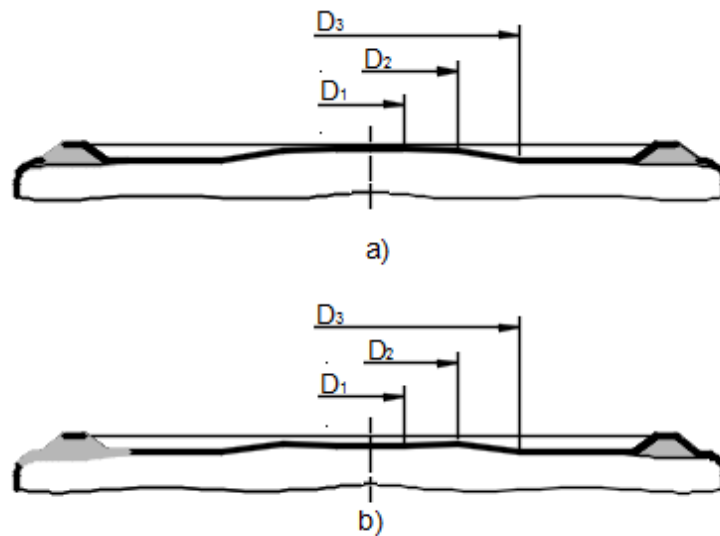


Figure 1. Cap field:

a – membrane non-loaded state; b – membrane stability loss state.

Accordingly, this research object is a glass packaging container with vacuum cap. The research subject represents the flexible membranes of metal caps.

The membrane center additional deflection in the stability loss state was determined experimentally.

The packaging samples have been prepared in production enterprise conditions. The caps were fed to a steam-vacuum capping machine, where they were used to seal glass jars with products in the operating mode. Then the product was cooled reaching the ambient temperature to create a vacuum in the empty container volume, after that the tested sample was ready for experiment.

The round plate potential energy depends on the geometry of its cross-section

(configuration). In the analytical study of the membrane equilibrium state kinds we will adhere to the design scheme, when the membrane working cone is pinched along the contour with a free radial displacement of the contour points, since it is closest to reality (Figure 2). The membrane has an initial deflection f_{in} .

The measurement of membrane center additional deflection in the stability loss state followed such sequential steps.

1. After cooling the product, the capped jar was placed on the indicator device control plate that instrument being adjusted ready for measurements (see paragraph 1-3 below).

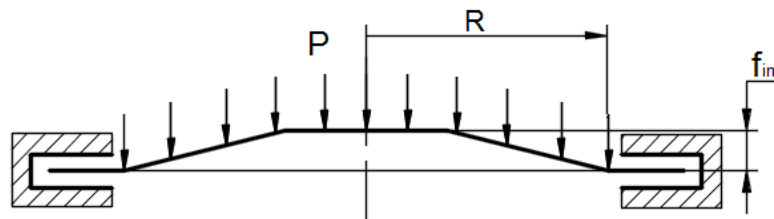


Figure 2. Position fixing diagram: membrane non-loaded state.

2. Using a sharp awl, a hole was pierced in the cap field (not on the membrane). The pressure in the container was compared with atmospheric pressure and the membrane did stepwise return to its original state of equilibrium. At that the indicator arrow deviated from the zero position. The instrumental readings were recorded.

3. Additional deflection of the membrane center in the stability loss state f , measured from the fixing contour plane, Figure 3, was found as the difference between the indicator reading and the membrane center initial deflection.

The membrane fixing contour possible deflection due to the action of vacuum in the container was neglected with respect to its insignificant value in comparison with the functional travel of the membrane center.

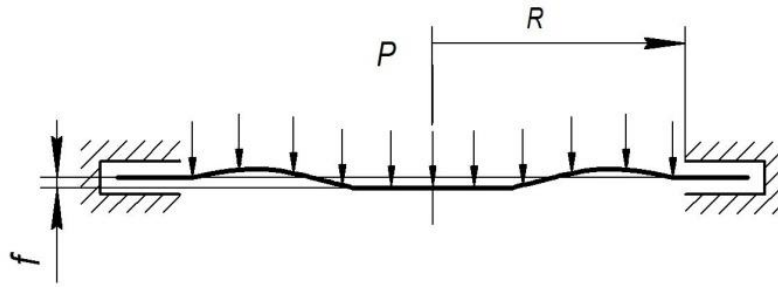


Figure 3. Position fixing diagram: membrane stability loss state

Additional deflection and thickness of the membrane sheet were determined by instrumental methods on real glassware with a cap.

The deflection was measured using an indicator device Figure 4. The metering device consists of a tripod for measuring heads 1, fixed on a horizontal control plate 2 bearing holes for arresters, a clock-type indicator 3, (measurement error 0,01 mm), and two locking arresters 4.

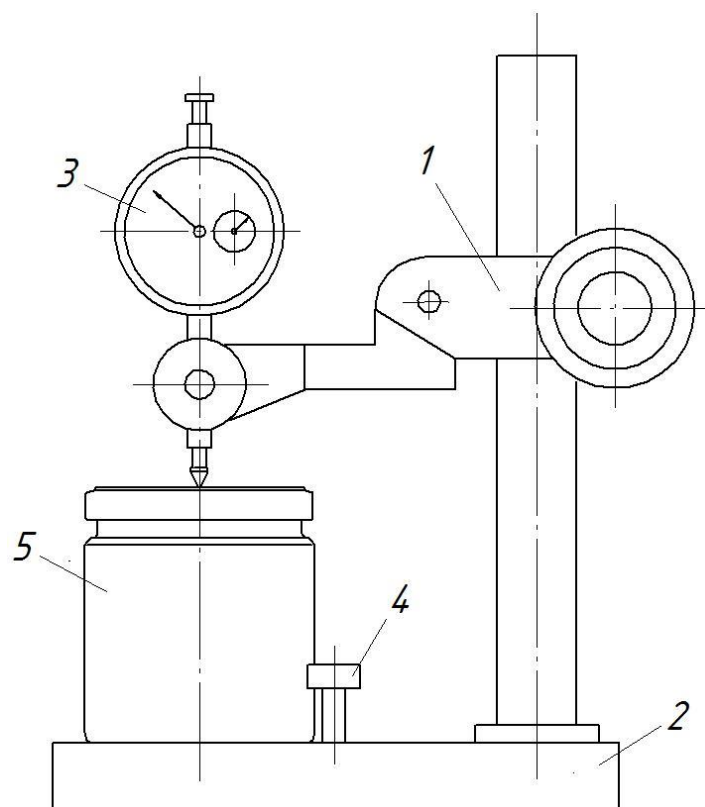


Figure 4. Indicator device. 1 – tripod; 2 - control plate; 3 - dial gauge; 4 - locking stops; 5 – tested sample.

Preparing the device for measurements followed such sequential steps.

1. The tested sample placed its bottom on the control plate, the indicator measuring rod was raised thus the sample was wound up under the measuring head.

2. The indicator tip being brought into contact with the membrane flat section center after that the container position was fixed using two locking arresters, previously installed in the control plate holes suitable for the given container body dimensions.

3. The indicator clip terminal on the tripod released, the indicator measuring tip was adjusted to contact the cap membrane center so that the arrow on its small scale deviated from zero by an integer number of millimeters, but not less than the membrane's initial deflection twice value. Next the indicator was set to zero with fixing its position on a tripod.

Since the tested sample consists of several parts (jar, cap, sealing gasket of the cap) that have their own height tolerance, each sample will have its own height. Suffice to say is that only the glass containers height tolerance can vary between 1-3 mm. Therefore, for each tested sample measurement required is an individual presetting of the device according to procedure preparing the experimental sample.

The tin caps thickness was measured by a micrometer with an error of 0,01 mm.

The membrane equilibrium state kinds' mathematical simulation was performed using the plates and shells theory energy method described by numerous authors [391, 392, 393]. The membranes' operation in the mode of controlled stability loss is closely related to their material energy component, so it is most appropriate to use namely this method. According to the method above, the round plate total energy is represented as the sum of the zero-torque stress state energy, the bending energy, and the work of external pressure.

The membrane energy levels diagrams were built by mathematical modeling using computational methods in the Scilab environment [419, 420].

The experiment used a membrane with parameters $f_{in}=0,25$ mm; tin thickness $\delta=0.18$ mm; membrane fixing contour radius $R=12$ mm, made of low-carbon steel. The measurements results showed that in the stability loss state, the membrane center additional deflection was $f=0,07$ mm, that is significantly less than the membrane center initial deflection $f_{in}=0,25$ mm, Figure 3. That is, as a result of stability loss membrane working cone mirror deformation does not occur.

For a visual interpretation of the membrane operation, the membrane energy levels diagrams were built for its characteristic equilibrium states: loss of stability and load releasing. The energy levels diagrams allowed us to check the research results compliance with the main provisions of theoretical mechanics, in particular the Lagrange-Dirichlet theorem [421].

For calculating the system energy we use the initial equations from the plates and shells theory. The membrane system total energy is found similarly to the axisymmetric bend energy for a circular plate [395]

$$E_t = E_m + E_b - W, \quad (1)$$

where E_m is the stress energy in the membrane middle surface,

$$E_m = \frac{E\delta}{2} \int_0^R \left[\left(\frac{d^2\Phi}{dr^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{d\Phi}{dr} \right)^2 - \frac{2\mu}{r} \frac{d\Phi}{dr} \frac{d^2\Phi}{dr^2} \right] 2\pi r dr; \quad (2)$$

E_b is the bending energy,

$$E_b = \frac{D}{2} \int_0^R \left[\left(\frac{d^2\omega}{dr^2} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{d\omega}{dr} \right)^2 - \frac{2\mu}{r} \frac{d\omega}{dr} \frac{d^2\omega}{dr^2} \right] 2\pi r dr; \quad (3)$$

W is the external load work,

$$W = \int_0^R P\omega 2\pi r dr = 2\pi P \int_0^R \omega r dr, \quad (4)$$

where E is the modulus of membrane material normal elasticity;

δ is the membrane (tinplate) thickness;

R is the membrane fixing contour radius;

Φ is the stress function;

r is the membrane current radius;

μ is the membrane material Poisson's ratio;

$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$ is the cylindrical stiffness of the membrane;

ω is the membrane additional current deflection;

P is the pressure (load) applied to the membrane.

Write an expression for $\frac{d\Phi}{dr}$ [415]

$$\frac{d\Phi}{dr} = \frac{Ef^2}{6R} \left(3\frac{r}{R} - 6\frac{r^3}{R^3} + 4\frac{r^5}{R^5} - \frac{r^7}{R^7} \right), \quad (5)$$

where f is the membrane center additional deflection.

We introduce the dimensionless current radius $r_1 = \frac{r}{R}$, then $dr_1 = \frac{dr}{R}$; $\frac{d\Phi}{dr} = \frac{1}{R} \frac{d\Phi}{dr_1}$;

$$\frac{d^2\Phi}{dr^2} = \frac{1}{R^2} \frac{d^2\Phi}{dr_1^2}.$$

After substituting these references in (5), we get

$$\frac{d\Phi}{dr_1} = \frac{Ef^2}{6} (3r_1 - 6r_1^3 + 4r_1^5 - r_1^7). \quad (6)$$

Respectively

$$\frac{d^2\Phi}{dr_1^2} = \frac{Ef^2}{6} (3 - 18r_1^2 + 20r_1^4 - 7r_1^6). \quad (7)$$

Entering the $R(r_1) = 3r_1 - 6r_1^3 + 4r_1^5 - r_1^7$, we get (6) and (7) respectively in the form

$$\frac{d\Phi}{dr_1} = \frac{Ef^2}{6} R(r_1) \text{ and } \frac{d^2\Phi}{dr_1^2} = \frac{Ef^2}{6} \frac{dR}{dr_1}. \quad (8)$$

Write (2) for the dimensionless current radius r_1 , given that for $r=0 \rightarrow r_1 \rightarrow 0$, and for $r=R \rightarrow r_1=1$

$$E_m = \frac{2\pi E \delta}{2} \int_0^1 \left[\frac{1}{R^4} \left(\frac{d^2\Phi}{dr_1^2} \right)^2 + \frac{1}{R^4} \left(\frac{1}{r_1} \frac{d\Phi}{dr_1} \right)^2 - \frac{1}{R^4} \frac{2\mu}{r_1} \frac{d\Phi}{dr_1} \frac{d^2\Phi}{dr_1^2} \right] R^2 r_1 dr_1. \quad (9)$$

After transformations and substitutions of expressions (8), the equation (9) takes the form

$$E_m = \frac{\pi E^3 f^4 \delta}{36 R^2} \int_0^1 \left[r_1 \left(\frac{dR}{dr_1} \right)^2 + \frac{1}{r_1} R^2(r_1) - 2\mu R(r_1) \frac{dR}{dr_1} \right] dr_1. \quad (10)$$

Denote the integral part of the equation (10)

$$I_1 = \int_0^1 \left[r_1 \left(\frac{dR}{dr_1} \right)^2 + \frac{1}{r_1} R^2(r_1) - 2\mu R(r_1) \frac{dR}{dr_1} \right] dr_1.$$

Then the equation of membrane middle surface stress energy is

$$E_m = \frac{\pi E^3 f^4 \delta}{36 R^2} I_1. \quad (11)$$

Now we consider the bending energy E_b equation (3).

In the case of plate elastic deformation, the approximate expression for additional deflections corresponds to the similar problem solution in the case of a small deflection plate [416],

$$\omega = f \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right)^2. \quad (12)$$

Write (12) for the dimensionless current radius r_1

$$\omega = f (1 - r_1^2)^2 = f (1 - 2r_1^2 + r_1^4), \quad (13)$$

$$\frac{d\omega}{dr_1} = 4 f r_1 (r_1^2 - 1). \quad (14)$$

Entering the $W_1(r_1) = r_1(r_1^2 - 1)$, we get (14) taking the form

$$\frac{d\omega}{dr_1} = 4 f W_1(r_1), \quad (15)$$

respectively

$$\frac{d^2\omega}{dr_1^2} = 4 f \frac{dW_1}{dr_1}. \quad (16)$$

We write (3) for, the dimensionless current radius r_1 , given that for $r=0 \rightarrow r_1 \rightarrow 0$, and for $r=R \rightarrow r_1=1$

$$E_b = \pi D \int_0^1 \left[\frac{1}{R^4} \left(\frac{d^2\omega}{dr_1^2} \right)^2 + \frac{1}{R^4} \left(\frac{1}{r_1} \frac{d\omega}{dr_1} \right)^2 + \frac{1}{R^4} \frac{2\mu}{r_1} \frac{d\omega}{dr_1} \frac{d^2\omega}{dr_1^2} \right] R^2 r_1 dr_1. \quad (17)$$

After transformations and substitutions (15) and (16), the equation (17) takes the form

$$E_b = \frac{16 f^2 \pi D}{R^2} \int_0^1 \left[r_1 \left(\frac{dW_1}{dr_1} \right)^2 + \frac{1}{r_1} W_1^2(r_1) + 2\mu W_1(r_1) \frac{dW_1}{dr_1} \right] dr_1. \quad (18)$$

We denote the integral part of the equation (18)

$$I_2 = \int_0^1 \left[r_1 \left(\frac{dW_1}{dr_1} \right)^2 + \frac{1}{r_{1r}} W_1^2(r_1) + 2\mu W_1(r_1) \frac{dW_1}{dr_1} \right] dr_1.$$

Then the bending energy equation is

$$E_b = \frac{16 f^2 \pi D}{R^2} I_2. \quad (19)$$

Now we consider the external load work W equation (4).

We write (4) for, the dimensionless current radius r_1 , given that for $r=0 \rightarrow r_1 \rightarrow 0$, and for $r=R \rightarrow r_1=1$, so after substituting (13) and transformations

$$W = 2\pi P f R^2 \int_0^1 (r_1 - 2r_1^3 + r_1^5) dr_1. \quad (20)$$

Then, integrating performed, the external load work equation is

$$W = \frac{\pi P f R^2}{3}. \quad (21)$$

After substituting (11), (19) and (21) into the equation (1)

$$E_t = \frac{\pi E^3 f^4 \delta}{36 R^2} I_1 + \frac{16 f^2 \pi D}{R^2} I_2 - \frac{\pi P f R^2}{3}. \quad (22)$$

We introduce a dimensionless additional deflection of the membrane center $\zeta = \frac{f}{\delta}$ and

a dimensionless pressure (load) on the membrane $P^* = \frac{P R^4}{\delta^4 E}$.

After substituting them in (22) and transformations, we get

$$E_t = \frac{\pi}{R^2} \left[E \delta^5 \frac{\zeta^4}{36} I_1 + 16 \delta^2 D \zeta^2 I_2 - E \delta^5 \frac{\zeta P^*}{3} \right]. \quad (23)$$

Now we find integrals I_1 and I_2 . Poisson's ratio for steel $\mu=0.35$.

Integrating I_1 we get

$$I_1 = 48,8167 + 1,7047 + 1,4 = 51,9214.$$

Integrating I_2 we get

$$I_2 = 0,5 + 0,1667 + 0 = 0,6667.$$

To graphically compare the membrane different equilibrium states energy levels we introduce the dimensionless total energy

$$E_t^* = \frac{E_n R^2}{E \delta^5} . \quad (24)$$

After substituting (23) in (24) and calculation carried out, we get

$$E_t^* = 1,4423\zeta^4 + 1,013\zeta^2 - 0,3333P^*\zeta . \quad (25)$$

We reduce equation (25) to the equilibrium equation form. We differentiate equation (25) by $d\zeta$ and equate it to 0. As a result, we get

$$\zeta^3 + 0,3512\zeta - 0,0578P^* = 0 . \quad (26)$$

Substituting the experimentally obtained value of f after stability loss in the equilibrium equation (26), we can obtain the corresponding critical pressure value.

If $f=0,07$ mm, the corresponding dimensionless deflection is $\zeta=0,39$. Expressing from (26) P^* we get

$$P^* = \frac{\zeta^3 + 0,3512\zeta}{0,0578} ,$$

where, for the case under consideration, we get $P_1^*=3,3958$. Accordingly we find P_1 from

$$P = \frac{P^* \delta^4 E}{R^4} ,$$

where from, for the case under consideration, we get $P_1=0.0326 \cdot 10^6$ Pa.

The calculated value of P_1 is close to the value of cap membranes pressure stability loss $P_1=0,03$ MPa , specified by the jar caps manufacturer [422]. The calculated pressure value P_1 deviation from the experimental one may be due to the hardness class of the tin plate used to produce the membrane-equipped cap.

After the stability loss, the membrane shifts to the stable equilibrium state. The measurement results showed that in the stability loss state, the additional deflection of the membrane center $f = 0,07$ mm, significantly less than the initial deflection of the membrane center $f_{in} = 0,25$ mm, Figure 3. That is, as a result of stability loss membrane working cone mirror deformation does not occur.

These additional deflection parameters guarantee the membrane's performance over a wide range of drop between the system's back pressure (in the autoclave) and

the container's internal pressure throughout the entire product heat treatment process. As P_1 hazardous value usually considered is this one greater than 0,07 MPa. Then during sterilization (thermal exposure or cooling start stages), there may be a malfunction of the control button due to the metal elastic deformation transition into plastic one.

The degree of tin hardness is increased to improve its rigidity. Through hardness increasing compensated is the decrease in tin strength which inevitably occurs in the case of the rolled steel thickness decrease. In the range of tin thickness used for caps, the range of hardness changes is constant and narrow.

We shall consider the energy levels of different membrane equilibrium states under two different loads that correspond to critical pressures: stability loss P_1^* and load release P_2^* . They are shown in Figure 5, and are built using the graphically interpreted equation (26) for pressures P_1^* and P_2^* . At values $P_1^* = 3,12$ and $P_2^* = 0,52$, corresponding to $P_1 = 0,03 \cdot 10^6$ Pa and $P_2 = 0,005 \cdot 10^6$ Pa, for the membrane center initial dimensionless deflection $\zeta_{in} = 1,39$, which is defined as $\zeta_{in} = \frac{f_{in}}{\delta}$, and the membrane parameters given above. Other design parameters $\mu = 0,35$; $E = 190 \cdot 10^9$ Pa. Here E and μ correspond to low-carbon steel.

The diagrams show that there is a minimum energy value for both pressures. The pressure P_{1min}^* corresponds to the moment when it causes the center's certain additional deflection, which reached the membrane abruptly loses stability, passing into another, opposite, state of equilibrium (Figure 3). This state corresponds to the center's additional deflection which value was measured using an indicator device.

The pressure P_{2min}^* corresponds to the moment when the membrane, being unloaded, abruptly resumes its shape under its internal energy action, but it does not yet reach the initial state of equilibrium, since $P_{2min}^* \neq 0$.

This type of energy criterion curves for critical pressures fully corresponds to the well-known Lagrange-Dirichlet theorem [421], according to which the main stable

equilibrium state is the plate state corresponding to the pressure P_1^* , since the pressure $P_{1\min}^*$ corresponds to the energy level, minimum relative to other adjacent states.

The membrane initial state when no external load applied, i.e. $P^*=0$, and it is in a state of equilibrium, is taken as zero energy value level. This state is the same for both pressures, since after load full release, the membrane returns to the initial state of equilibrium when the controlled stability loss mode maintained.

Conclusions

1. The equation (26), obtained by solving the local energy effects equations, is a scope equation that characterizes and represents the energy transformations in the membrane body.
2. It is experimentally found that the membrane additional deflection when operational state is significantly less than its initial deflection.

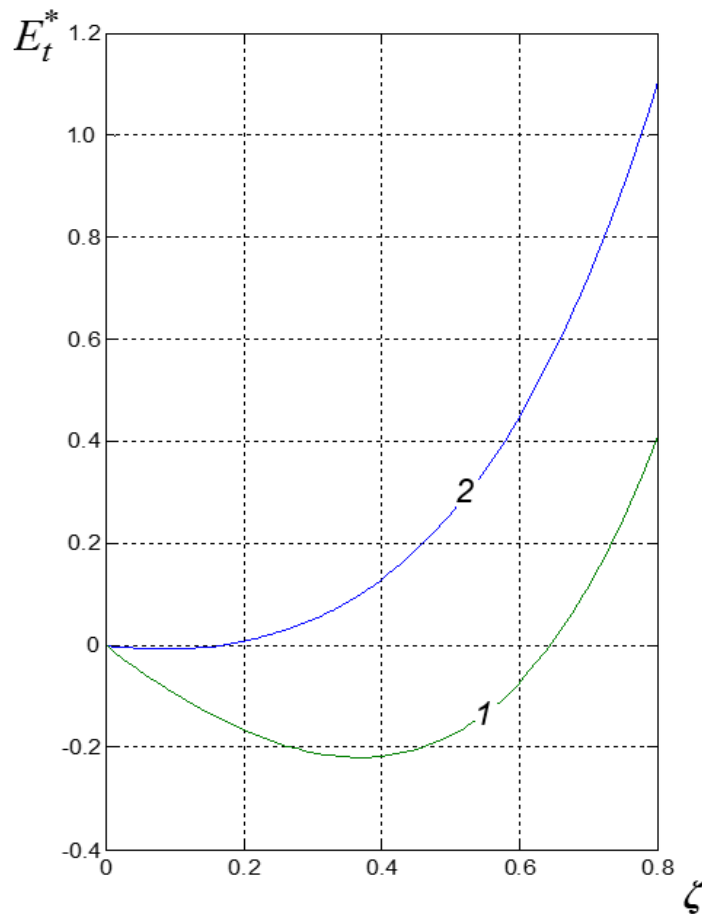


Figure 5. Diagrams of the membrane energy levels: 1 - for the stability loss pressure P_1^* ; 2 - for the load release pressure P_2^* .

3. The quoted calculation demonstrates the resulting scope equation's adequacy to the initially bent real metal plates in case of load counteracting the initial deflection, in particular for glass canning containers' metal caps membranes

4. The membrane energy levels diagrams obtained using equation (26) for characteristic equilibrium states are correct and agree with the Lagrange-Dirichlet theorem. Therefore, the equation (26) can be used in the industry manufacturing the canned food products metal packaging materials, as well as in the instrument building industry.

5. The round elastic plate controlled stability loss computational mode has been build, checked and developed.