



# PROSPECTIVE DIRECTIONS OF SCIENTIFIC RESEARCH IN ENGINEERING AND AGRICULTURE

Collective monograph

ISBN 979-8-88862-820-1

DOI 10.46299/ISG.2023.MONO.TECH.1

BOSTON(USA)-2023

ISBN – 979-8-88862-820-1

DOI – 10.46299/ISG.2023.MONO.TECH.1

*Prospective directions of scientific  
research in engineering and  
agriculture*

*Collective monograph*

*Boston 2023*

PROSPECTIVE DIRECTIONS OF SCIENTIFIC RESEARCH IN ENGINEERING  
AND AGRICULTURE

Library of Congress Cataloging-in-Publication Data

ISBN – 979-8-88862-820-1

DOI – 10.46299/ISG.2023.MONO.TECH.1

Authors – Hladyshev D., Hnat H., Lemeshev M., Bereziuk O., Stadnijschuk M., Василенко О., Єрмакова С., Танірвердієв А., Вовк Л., Денисова А., Вечірко В., Нікульшин В., Височин В., Андрющенко А., Altukhova T., Kuzmin D., Tkachenko M., Nikolaienko A., Сачанюк-Кавецька Н., Кириченко О.С., Hlovyn N., Pavliv O., Saiko V., Narytnyk T., Kryvolarov Y., Ковшар В., Калюжний М., Задонський О., Галкин С., Үмбетова М., Үмбетов Ә., Бернацький А., Сіора О., Лукашенко В., Шамсутдінова Н., Сіора І., Пімонов І., Шевченко В., Fialko N., Navrodska R., Shevchuk S., Gnedash G., Kovalenko T., Matiko H., Рубель А., Кураєва А., Вискуб Р., Вінюков О., Бондарева О., Коробова О., Чугрій Г., Завгородній М., Дерев'янку Н., Кобець О., Яковлева-Носарь С., Бойко Т., Котовська Ю., Kuzmin O., Stukalska N., Fomenko A., Raiskyi M., Dudarev I., Shevchenko O., Khareba V., Khareba O., Kuzmin O., Pavliuchenko O. Vatrengo O., Kyrylov V., Gavva O. Гончарова І., Хохлов А.

REVIEWER

Ivan Katerynychuk – Doctor of Technical Sciences, Professor, Honoured Worker of Education of Ukraine, Laureate of the State Prize of Ukraine in Science and Technology, Professor of the Department of Telecommunication and Information Systems of Bohdan Khmelnytskyi National Academy of the State Border Guard Service of Ukraine.

Kostiantyn Dolia – Doctor of Engineering, Department of automobile and transport infrastructure, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”.

Published by Primedia eLaunch

<https://primediaelance.com/>

Text Copyright © 2023 by the International Science Group(isg-konf.com) and authors.

Illustrations © 2023 by the International Science Group and authors.

Cover design: International Science Group(isg-konf.com). ©

Cover art: International Science Group(isg-konf.com). ©

All rights reserved. Printed in the United States of America. No part of this publication may be reproduced, distributed, or transmitted, in any form or by any means, or stored in a data base or retrieval system, without the prior written permission of the publisher. The content and reliability of the articles are the responsibility of the authors. When using and borrowing materials reference to the publication is required.

## PROSPECTIVE DIRECTIONS OF SCIENTIFIC RESEARCH IN ENGINEERING AND AGRICULTURE

Collection of scientific articles published is the scientific and practical publication, which contains scientific articles of students, graduate students, Candidates and Doctors of Sciences, research workers and practitioners from Europe and Ukraine. The articles contain the study, reflecting the processes and changes in the structure of modern science.

The recommended citation for this publication is:

**Prospective directions of scientific research in engineering and agriculture:** collective monograph / Hladyshev D., Hnat H. – etc. – International Science Group. – Boston : Primedia eLaunch, 2023. 464 p. Available at : DOI – 10.46299/ISG.2023.MONO.TECH.1

PROSPECTIVE DIRECTIONS OF SCIENTIFIC RESEARCH IN ENGINEERING  
AND AGRICULTURE

TABLE OF CONTENTS

1. ARCHITECTURE AND CONSTRUCTION		
1.1	Hladyshev D. <sup>1</sup> , Hnat H. <sup>1</sup> <b>RECONSTRUCTION OF THE INDUSTRIAL BUILDING UNDER THE BOILER HOUSE</b> <sup>1</sup> Department of architectural design and engineering, Lviv Polytechnic National University	10
1.2	Lemeshev M. <sup>1</sup> , Bereziuk O. <sup>2</sup> , Stadnijtschuk M. <sup>1</sup> <b>USE OF INDUSTRIAL WASTE IN THE CONSTRUCTION INDUSTRY</b> <sup>1</sup> Department of Construction, Urban Economy and Architecture, Vinnytsia National Technical University <sup>2</sup> Department Security of Life and Pedagogic of Security, Vinnytsia National Technical University	19
1.3	Василенко О. <sup>1</sup> , Єрмакова С. <sup>2</sup> , Танірвердієв А. <sup>1</sup> <b>СИНЕРГЕТИЧНІ МЕТОДИ ОЦІНКИ ФАКТОРІВ ВПЛИВУ НА ФОРМУВАННЯ КОМПЛЕКСУ СВІТЛОВИХ ЗАСОБІВ</b> <sup>1</sup> Кафедра дизайну архітектурного середовища, Одеської державної академії будівництва та архітектури, <sup>2</sup> Кафедра філософії, Одеської державної академії будівництва та архітектури	25
1.4	Вовк Л. <sup>1</sup> <b>ТЕНДЕНЦІЇ ЗМІНИ ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ВОДНИХ РЕСУРСІВ ТА ВПЛИВ НА НИХ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ДОЩОВОГО СТОКУ</b> <sup>1</sup> Національний університет «Львівська політехніка», кафедра гідротехніки та водної інженерії	36
2. CHEMICAL TECHNOLOGIES		
2.1	Денисова А. <sup>1</sup> , Вечірко В. <sup>1</sup> , Нікульшин В. <sup>1</sup> , Височин В. <sup>1</sup> , Андрющенко А. <sup>1</sup> <b>ШЛЯХИ ВИКОРИСТАННЯ БІОЕНЕРГЕТИЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ</b> <sup>1</sup> Theoretical, general and nonconventional power engineering department, Notational University «Odesa Polytechnic», Odesa, Ukraine	46
3. COMPUTER SCIENCE		
3.1	Altukhova T. <sup>1</sup> <b>COMPUTER MODELING OF THE SYSTEM OF TECHNICAL DIAGNOSTICS OF ELECTRIC MOTORS WITH THE USE OF PETRI NETS</b> <sup>1</sup> Department of Applied Mathematics and Informatics, State Higher Educational Establishment "Donetsk National Technical University", Lutsk, Ukraine	54

**PROSPECTIVE DIRECTIONS OF SCIENTIFIC RESEARCH IN ENGINEERING  
AND AGRICULTURE**

3.2	<p><b>Kuzmin D.<sup>1</sup>, Tkachenko M.<sup>2</sup>, Nikolaienko A.<sup>2</sup></b></p> <p><b>VISUALIZATION AND ANALYSIS OF SORTING ALGORITHMS</b></p> <p><sup>1</sup> Faculty of Information Technology, Taras Shevchenko National University of Kyiv</p> <p><sup>2</sup> Department of Software Systems and Technologies, Taras Shevchenko National University of Kyiv</p>	74
3.3	<p><b>Martsenyuk V.<sup>1</sup>, Sverstyuk A.<sup>2</sup>, Andrushchak I.<sup>3</sup>, Matviiv Y.<sup>3</sup>, Rechun O.<sup>3</sup></b></p> <p><b>ENSURING INFORMATION SECURITY BASIC COMPONENTS OF ACCESS CONTROL</b></p> <p><sup>1</sup> University of Bielsko-Biala</p> <p><sup>2</sup> I. Horbachevsky Ternopil National Medical University</p> <p><sup>3</sup> Lutsk National Technical University</p>	82
3.4	<p><b>Сачанюк-Кавецька Н.<sup>1</sup></b></p> <p><b>ЧАСОВА ЗМІННА В ЛОГІЧНИХ ФУНКЦІЯХ</b></p> <p><sup>1</sup> кафедра вищої математики, Вінницький національний технічний університет</p>	91
4.	<b>ELECTRICAL ENGINEERING</b>	
4.1	<p><b>Кириченко О.С.<sup>1</sup></b></p> <p><b>ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНІ МОДУЛІ ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ</b></p> <p><sup>1</sup> Кафедра електрообладнання та автоматики водного транспорту, Київський інститут водного транспорту імені гетьмана Петра Конашевича-Сагайдачного Державного університету інфраструктури та технологій</p>	121
5.	<b>GENERAL AGRICULTURE</b>	
5.1	<p><b>Hlovyn N.<sup>1</sup>, Pavliv O.<sup>1</sup></b></p> <p><b>ECOLOGICAL ASPECTS OF THE ANALYSIS OF THE ACTIVITY OF THE ORGANIC FORM ENTERPRISE OF THE EASTERN OPILLIA</b></p> <p><sup>1</sup> National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine “Berezhany Agrotechnical Institute”</p>	164
6.	<b>INNOVATIVE TECHNOLOGIES</b>	
6.1	<p><b>Saiko V.<sup>1</sup>, Narytnyk T.<sup>2</sup>, Kryvolapov Y.<sup>1</sup></b></p> <p><b>METHOD AND ALGORITHMS OF CONSTRUCTION OF HIGH-RELIABILITY TERAHERTZ CHANNEL INFRASTRUCTURE FOR 5G MOBILE COMMUNICATION SYSTEMS</b></p> <p><sup>1</sup> Dept. of Applied Information Systems, Taras Shevchenko National University of Kyiv</p> <p><sup>2</sup> Institute of Electronics and Communication of the Ukrainian Academy of Sciences</p>	175

PROSPECTIVE DIRECTIONS OF SCIENTIFIC RESEARCH IN ENGINEERING  
AND AGRICULTURE

6.2	<p>Ковшар В.<sup>1</sup>, Калюжний М.<sup>1</sup>, Задонський О.<sup>1</sup>, Галкин С.<sup>1</sup></p> <p>РОЗРОБКА ПРОСТОРОВО-ЧАСТОТНО-ЧАСОВОГО МЕТОДУ ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВЕДЕННЯ РАДІОМОНІТОРИНГУ РЕГІОНАЛЬНИМИ ПІДСИСТЕМАМИ</p> <p><sup>1</sup> Харківський національний університету радіоелектроніки</p>	188
6.2.1	<p>ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДОЛОГІЧНОГО ПІДХОДУ ДО ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВЕДЕННЯ РАДІОМОНІТОРИНГУ РЕГІОНАЛЬНИМИ ПІДСИСТЕМАМИ І ЗАСОБАМИ РАДІОКОНТРОЛЮ</p>	189
6.2.2	<p>РОЗРОБКА ПОКАЗНИКІВ ТА КРИТЕРІЇВ ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ РЕГІОНАЛЬНИХ ПІДСИСТЕМ</p>	202
6.3	<p>Росінський Я.А., Неміріч О.В., Ройко О.М., Ястреба С.П., Подобій О.В.</p> <p>РОЗРОБЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПАСТОПОДІБНОГО НАПІВФАБРИКАТУ НА ОСНОВІ СУШЕНОЇ ТВАРИННОЇ І РОСЛИННОЇ СИРОВИНИ</p>	215
6.4	<p>Үмбетова М.<sup>1</sup>, Үмбетов Ө.<sup>2</sup></p> <p>БІРЛЕСІП ОҚЫТУ АРҚЫЛЫ БАСТАУЫШ СЫНЫП МҰҒАЛІМДЕРІНІҢ СЫНДАРЛЫ ДАҒДЫЛАРЫН ДАМЫТУ ҚҰРЫЛЫМЫ</p> <p><sup>1</sup> Астана Халықаралық университетінің Педагогика және психология факультеті</p> <p><sup>2</sup> Арқалық педагогикалық институтының жаратылыстану және ақпараттандыру факультеті</p>	231
7.	<b>MECHANICAL ENGINEERING</b>	
7.1	<p>Бернацький А.<sup>1</sup>, Сіора О.<sup>1</sup>, Лукашенко В.<sup>1</sup>, Шамсутдінова Н.<sup>1</sup>, Сіора І.<sup>2</sup></p> <p>ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ЛЕГУВАННЯ ПОВЕРХНІ МЕТАЛЕВИХ ВИРОБІВ</p> <p><sup>1</sup> Відділ «Спеціалізована високовольтна техніка та лазерне зварювання», Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона Національної академії наук України</p> <p><sup>2</sup> Відділ біомедичних проблем поверхні, Інститут хімії поверхні ім. О.О. Чуйка, Національної академії наук України</p>	239
7.2	<p>Пімонов І.<sup>1</sup>, Шевченко В.<sup>1</sup></p> <p>ЛОГІСТИЧНИЙ ПІДХІД ДО ФОРМУВАННЯ ПОКАЗНИКІВ ДОВГОВІЧНОСТІ ГІДРОПРИВОДІВ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН</p> <p><sup>1</sup> Кафедра будівельних і дорожніх машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет</p>	245

PROSPECTIVE DIRECTIONS OF SCIENTIFIC RESEARCH IN ENGINEERING  
AND AGRICULTURE

8.	<b>METALLURGY AND ENERGY</b>	
8.1	<p>Fialko N.<sup>1</sup>, Navrodska R.<sup>1</sup>, Shevchuk S.<sup>1</sup>, Gnedash G.<sup>1</sup></p> <p><b>EFFICIENCY OF AIR HEAT-RECOVERY EQUIPMENT FOR GLASS FURNACES</b></p> <p><sup>1</sup> Department of Thermophysics of Energy Efficient Heat Technologies, Institute of Engineering Thermophysics of National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv</p>	256
8.2	<p>Kovalenko T.<sup>1</sup>, Matiko H.<sup>1</sup></p> <p><b>PROSPECTS FOR DEVELOPMENT OF WIND ENERGY IN CARPATHIAN REGION OF UKRAINE IN THE POST-WAR PERIOD</b></p> <p><sup>1</sup> Department of Heat Engineering and Thermal and Nuclear Power Plants, Lviv Polytechnic National University</p>	266
8.3	<p>Рубель А.<sup>1</sup>, Кураєва А.<sup>2</sup></p> <p><b>ДОСЛІДЖЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ РІЗНИХ ТИПІВ КОНСТРУКЦІЙ АРМУВАННЯ СТОВБУРА І ПІДЙОМНИХ ПОСУДИН</b></p> <p><sup>1</sup> ДП «ОК «Укрвуглереструктуризація», м. Київ <sup>2</sup> ООО «Пфайзер Україна», м. Київ</p>	277
9.	<b>PLANT GROWING</b>	
9.1	<p>Вискуб Р.<sup>1</sup>, Вінюков О.<sup>1</sup>, Бондарева О.<sup>1</sup>, Коробова О.<sup>1</sup>, Чугрій Г.<sup>1</sup></p> <p><b>РЕЗУЛЬТАТИ ВИВЧЕННЯ СВІТОВОЇ КОЛЕКЦІЇ ПШЕНИЦІ М'ЯКОЇ ОЗИМОЇ ЗА СТІЙКІСТЮ ДО ХВОРОБ В УМОВАХ ПІВДЕННОГО ЛІСОСТЕПУ УКРАЇНИ</b></p> <p><sup>1</sup> Донецька державна сільськогосподарська дослідна станція Національної академії аграрних наук України</p>	292
9.2	<p>Завгородній М.<sup>1</sup>, Дерев'янку Н.<sup>1</sup>, Кобець О.<sup>1</sup>, Яковлева-Носарь С.<sup>1</sup></p> <p><b>ДЕКОРАТИВНІ РОСЛИНИ ЗА ДІЇ РЕГУЛЯТОРІВ РОСТУ РОСЛИН</b></p> <p><sup>1</sup> Кафедра садово-паркового господарства, Хортицька національна навчально-реабілітаційна академія, м. Запоріжжя, Україна</p>	310
9.2.1	<b>РОСТРЕГУЛЯТОРИ ДЕКОРАТИВНИХ РОСЛИН</b>	310
9.2.1.1	<b>СУЧАСНІ РОСТРЕГУЛЯТОРИ ДЕКОРАТИВНИХ РОСЛИН</b>	310
9.2.1.1.2	<b>СУЧАСНІ НАПРЯМИ МОДИФІКАЦІЇ НІТРОГЕНВМІСНИХ ГЕТЕРОЦИКЛІВ ДЛЯ СТВОРЕННЯ БІОРЕГУЛЯТОРІВ РОСТУ РОСЛИН</b>	313
9.2.1.1.3	<b>БУРШТИНОВА КИСЛОТА ЯК ОСНОВА ДЛЯ СТВОРЕННЯ РЕГУЛЯТОРІВ РОСТУ РОСЛИН</b>	314

PROSPECTIVE DIRECTIONS OF SCIENTIFIC RESEARCH IN ENGINEERING  
AND AGRICULTURE

9.2.2	МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ НОВИХ РЕГУЛЯТОРІВ РОСТУ РОСЛИН	316
9.2.2.1	МАТЕРІАЛИ, ЩО ВИКОРИСТОВУВАЛИСЯ В РОБОТІ	316
9.2.2.2	ОБ'ЄКТИ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЯТОРІВ РОСТУ РОСЛИН	317
9.2.3	ПОШУК ЕФЕКТИВНИХ РЕГУЛЯТОРІВ РОСТУ ДЕКОРАТИВНИХ РОСЛИН	320
9.2.3.1	ОЦІНКА ВПЛИВУ РОСТРЕГУЛЯТОРІВ НА ОСНОВІ ГЕТЕРИЛКАРБОНОВИХ КИСЛОТ НА РОЗВИТОК КОРЕНЕВОЇ СИСТЕМИ КВІТІВ	320
9.2.3.2	ОЦІНКА ВПЛИВУ НА РИЗОГЕНЕЗ ДЕКОРАТИВНИХ РОСЛИН	324
9.2.3.3	ПОШУК ЕФЕКТИВНИХ СТИМУЛЯТОРІВ РОСТУ РОСЛИН РОДУ <i>CROCUS</i> НА ОСНОВІ S-ГЕТЕРИЛСУКЦИНАТУ	332
9.2.3.4	ПОРІВНЯННЯ ДІЇ ТРАДИЦІЙНИХ І СИНТЕЗОВАНИХ СТИМУЛЯТОРІВ РОСТУ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОРОСТАННЯ НАСІННЯ ТА ВЕГЕТАТИВНІ ОРГАНИ ПРОРОСТКІВ <i>IMPATIENS BALSAMINA</i>	334
9.2.3.4.1	ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОРОСТАННЯ НАСІННЯ БАЛЬЗАМІНУ	334
9.2.3.4.2	ВПЛИВ СТИМУЛЯТОРІВ РОСТУ НА МОРФОМЕТРИЧНІ ПОКАЗНИКИ ПРОРОСТКІВ <i>IMPATIENS BALSAMINA</i>	337
9.2.4.1	ВИКОРИСТАННЯ ПОХІДНИХ ХІНОЛІН-БУРШТИНОВОЇ КИСЛОТИ В ТЕХНОЛОГІЇ ВЕГЕТАТИВНОГО РОЗМНОЖЕННЯ САДОВИХ ФОРМ <i>THUJA OCCIDENTALIS L.</i> ТА <i>PLATYCLADUS ORIENTALIS (L.) FRANCO</i>	339
10. SUBTROPICAL CROPS		
10.1	Бойко Т. <sup>1</sup> , Котовська Ю. <sup>1</sup> ВИКОРИСТАННЯ РІЗНИХ ТИПІВ СУБСТРАТУ ДЛЯ УКОРІНЕННЯ ЖИВЦІВ ЦИТРУСОВИХ В УМОВАХ ЗАКРИТОГО ҐРУНТУ <sup>1</sup> Херсонський державний аграрно-економічний університет	346
11. TECHNOLOGIES OF FOOD PRODUCTS		
11.1	Kuzmin O. <sup>1</sup> , Stukalska N. <sup>1</sup> , Fomenko A. <sup>2</sup> , Raiskyi M. <sup>2</sup> , Dudarev I. <sup>2</sup> STUDY OF THE ANTIOXIDANT CAPACITY OF WATER-ALCOHOL INFUSIONS OF COFFEE SUBSTITUTES WITH IMPROVED TECHNOLOGY OF SYRUPS <sup>1</sup> Department of Technology of Restaurant and Ayurvedic Products, <sup>2</sup> Faculty of Hotel-Restaurant and Tourism Business named after Prof. V.F. Dotsenko, National University of Food Technologies	358

PROSPECTIVE DIRECTIONS OF SCIENTIFIC RESEARCH IN ENGINEERING  
AND AGRICULTURE

11.2	Shevchenko O. <sup>1</sup> , Khareba V. <sup>2</sup> , Khareba O. <sup>2</sup> , Kuzmin O. <sup>1</sup> , Pavliuchenko O. <sup>1</sup>  ANTIOXIDANT CHARACTERISTICS OF UNCOMMON TYPES OF VEGETABLE PLANTS FOR RESTAURANT TECHNOLOGY  <sup>1</sup> National University of Food Technologies, Kyiv, Ukraine <sup>2</sup> National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine	367
11.3	Vatrenko O. <sup>1</sup>  VACUUM-CAPS MEMBRANES'  <sup>1</sup> Department of Low-Temperature Equipment and Engineering Mechanics, Odesa National University of Technology	376
11.3.1	СТАН СИСТЕМИ ЗАКУПОРЮВАННЯ КОНСЕРВІВ У СКЛЯНІЙ ТАРИ ПІД ЧАС ЇХНЬОГО ЗБЕРІГАННЯ	376
11.3.2	ОСОБЛИВОСТІ ЗАКУПОРЮВАННЯ СКЛЯНОЇ ТАРИ	382
11.3.3	МЕМБРАН КРИШОК КОНСЕРВНОЇ СКЛЯНОЇ ТАРИ. ОБІРУНТУВАННЯ ЇХ РОБОТИ	389
11.3.4	МЕМБРАНИ ВАКУУМНИХ КРИШОК. МОДЕЛЮВАННЯ ЇХ РОБОТИ	396
11.3.5	Vatrenko O. <sup>1</sup> , Kyrylov V. <sup>1</sup> , Gavva O. <sup>2</sup>  VACUUM-CAPS MEMBRANES' EQUILIBRIUM STATE FORMS BASED ON THE ENERGY CRITERION  <sup>1</sup> Odesa National Academy of Food Technologies, Odesa, Ukraine <sup>2</sup> National University of Food Technolog, Kyiv, Ukraine	407
12.	<b>ZOOTECHNICS</b>	
12.1	Гончарова І. <sup>1</sup> , Хохлов А. <sup>1</sup>  ВИРОЩУВАННЯ РЕМОНТНИХ ТЕЛИЦЬ М'ЯСНИХ ПОРІД  <sup>1</sup> Державний біотехнологічний університет	421
	<b>REFERENCES</b>	430

### **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:

$$M_\sigma = M_n + M_y, \quad (2)$$

де  $M_n$  – момент тертя в нарізці затвору;

$M_y$  – момент сил тертя в ущільненні затвору.

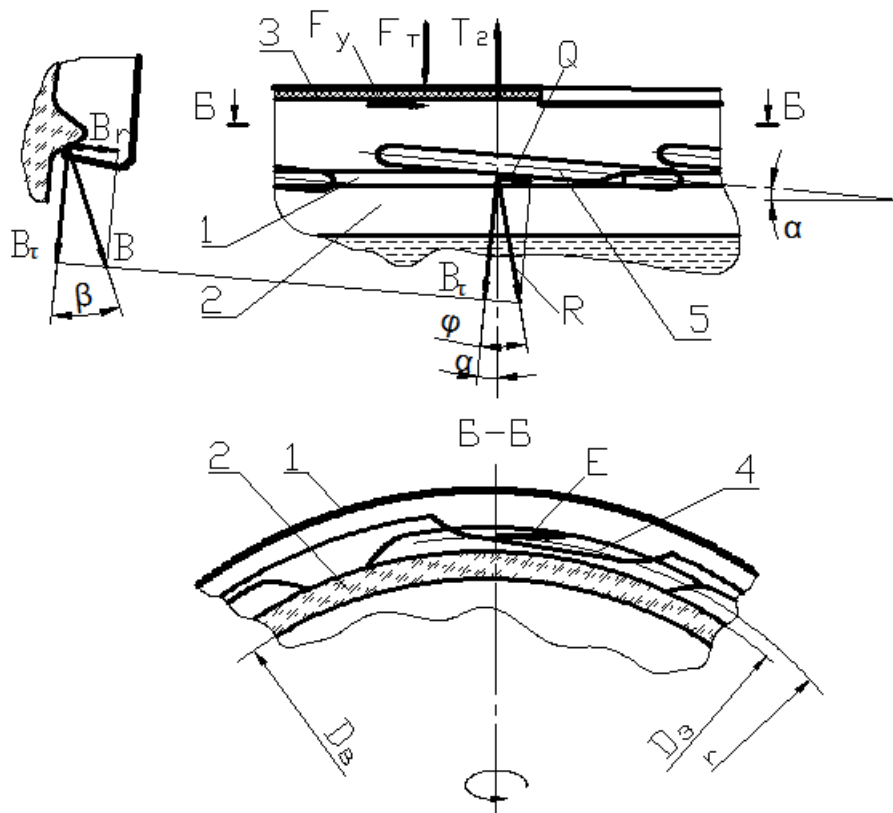


Рис. 1. Схема навантаження упорів системи закупорювання під час відкриття тари: 1 – кришка; 2 – горловина тари; 3 – ущільнювальна прокладка; 4 – нарізний упор; 5 – виток нарізки тари.

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  $B_t$  та сили тертя  $Q$  як  $R$ , а кут підйому витків нарізки банки  $\alpha$ . Отже, кут між  $B_t$  і  $T_2$  також  $\alpha$  – як суміжний. Сила тертя  $Q$  змінює напрям дії рівнодійної  $R$  системи зовнішніх сил від нормалі на кут тертя  $\varphi$ . 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  $\mu$  – 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  $M_g$  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  $M_g$  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  $M_g$  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  $M_g$  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

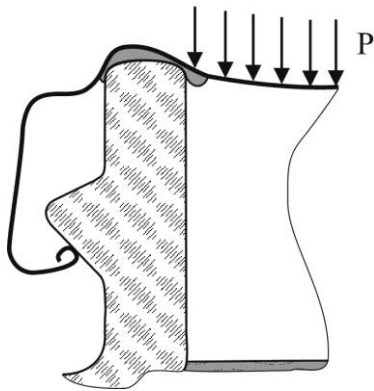


Рис. 2. Деформування прокладки кришки зовнішнім тиском  $P$ .

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

За розрахунками площі контакту торцевої поверхні скляної тари Ш-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 Ш-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 закупування 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 закупувальних машин, зношування їх деталей та вузлів, неякісна скляна тара або закупувальні засоби, незнання особливостей процесу закупування тощо.

Закупування скляної тари типу III 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 закупування, 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 закупування скляної тари гвинтовим способом.

Як показує досвід, деякі аспекти взаємодії елементів затвора в процесі закупування 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 закупувальних 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.

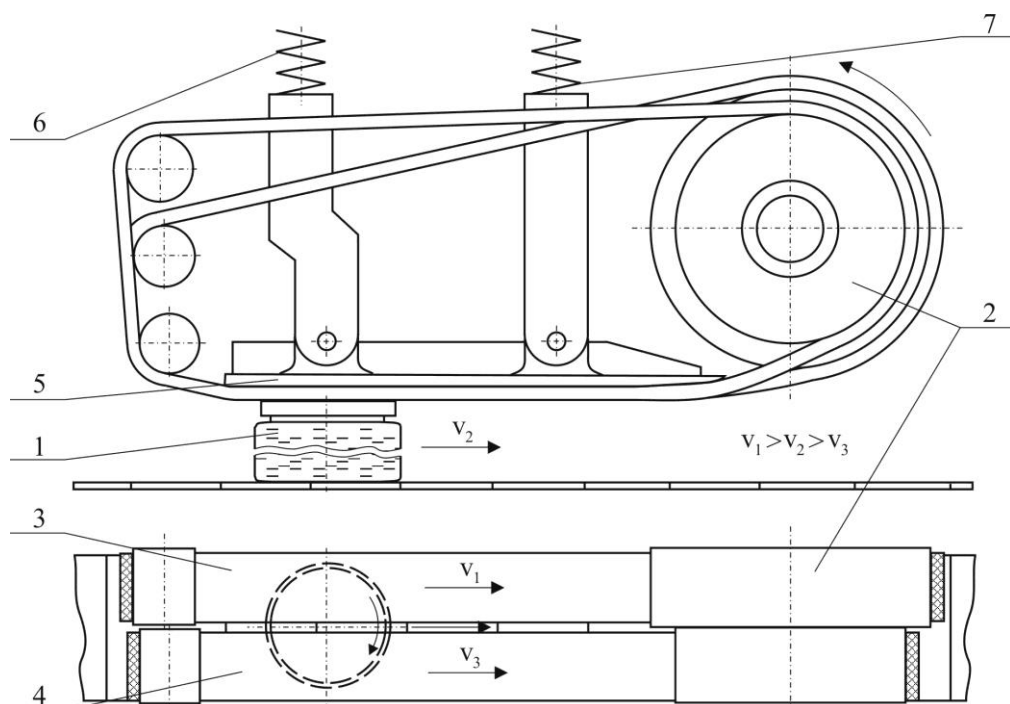


Рис. 1. Схема механізму закупорювання машини пасового типу. 1 – банка з кришкою; 2 – привідний шків; 3, 4 – відповідно пас більшого шківа та пас меншого шківа; 5 – натискна плита; 6, 7 – регулюючі пружини.

Якщо розглянути процес заупорювання 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 «заупорювальні 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  $k = \frac{F}{F_g}$ , де  $F$  – сила тертя ковзання;  $F_g$  – стискуюче 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 заупорювання, – це зносостійка гума зі зниженим коефіцієнтом тертя. У середині паси армовані кордом для надання міцності на розрив.

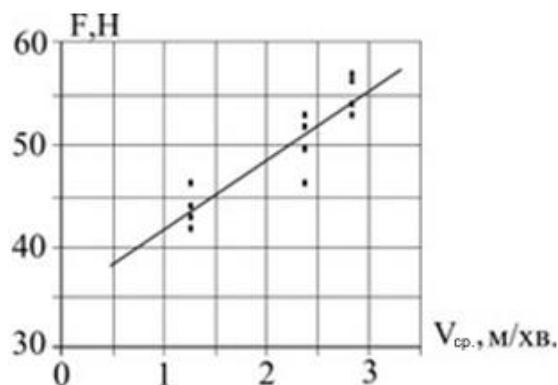


Рис. 2. Залежність сили тертя від швидкості руху в парі «кришка – паси».

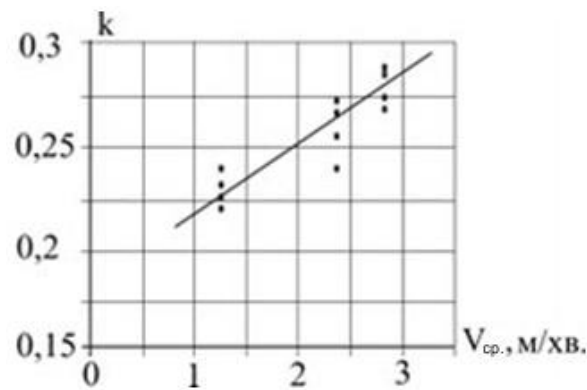


Рис. 3. Залежність коефіцієнта тертя від швидкості руху в парі “кришка – паси”.

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 сталевую. 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  $\varphi$  – зведений кут тертя у витках нарізки;  $\alpha$  – кут підйому витків нарізки;

$\mu$  – коефіцієнт тертя прокладки кришки по поверхні вінця банки.

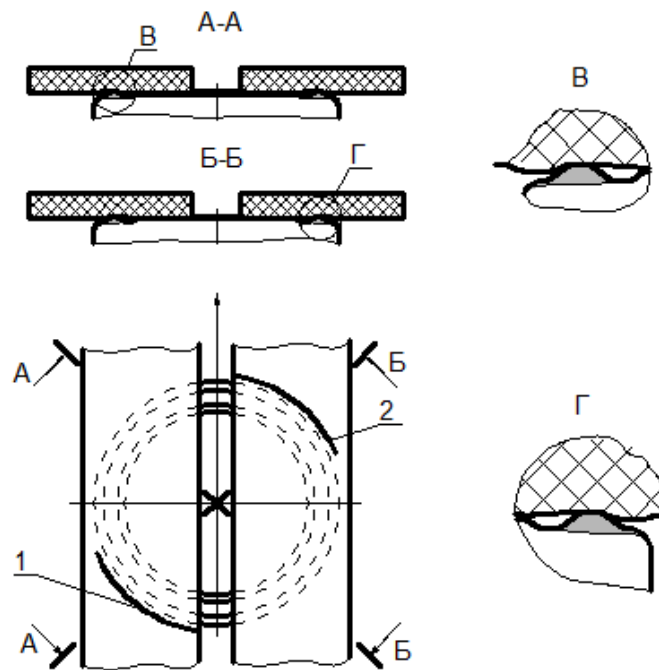


Рис. 4. Місце контакту закупорювальних пасів з кришкою в процесі закупорювання. 1, 2 – лінії на яких виникає хвиля.

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 заупорювальної 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 матеріалоемності 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 заупорювання 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 оболонки. 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.

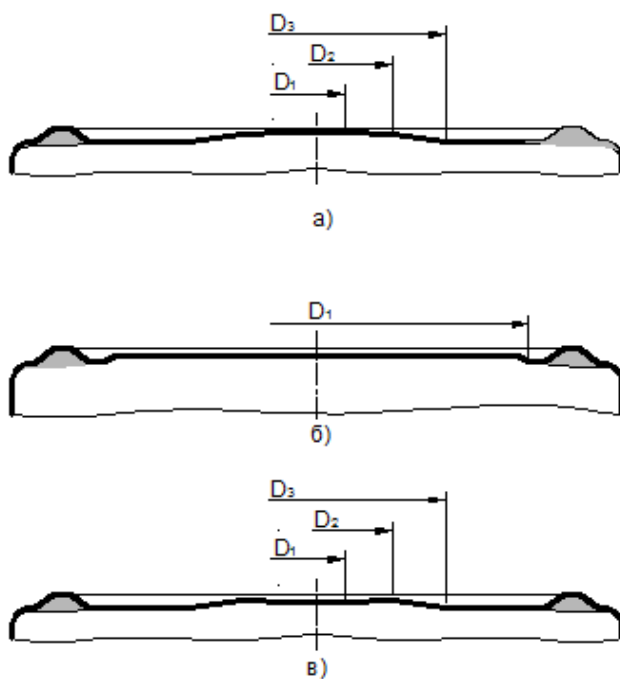


Рис.1 – Поле кришки системи ТО: а) з мембраною; б) без мембрани; в) з мембраною у втягнутому стані.

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 втратити 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 увігнутих 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  $P_2=0,005 \text{ МПа}$ .

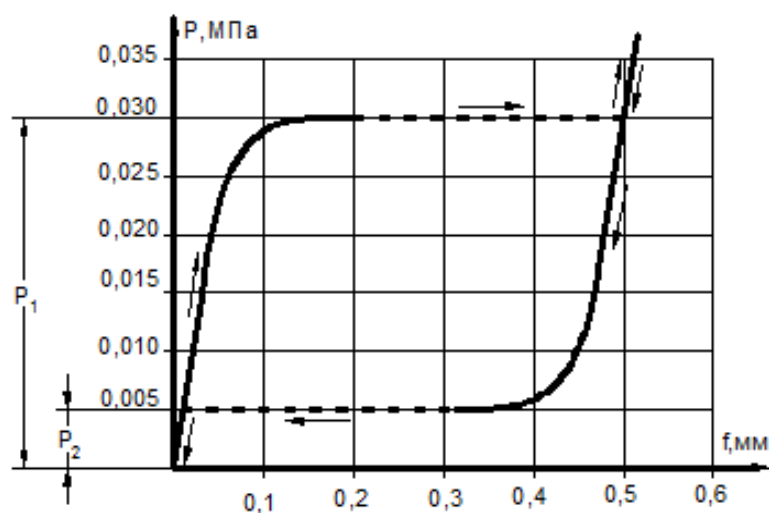


Рис. 2. Залежність між тиском  $P$  та прогином центру мембрани  $f$ .

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 зацмлений по контуру з вільним радіальним зміщенням точок контуру (рис. 3).

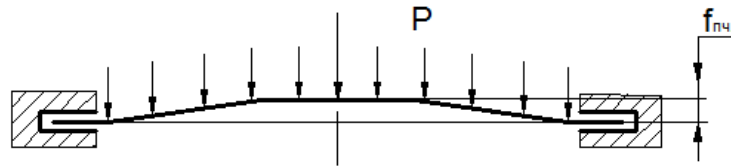


Рис. 3. Схема закріплення мембрани.

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  $\omega$ ;

$f_{пч}$ ,  $f$  – 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  $\varphi$ );

$\psi$  – функція навантаження;

$\Phi$  – функція напруження;

$E$  – модуль нормальної пружності матеріалу мембрани;

$\delta$  – товщина мембрани;

$\mu$  – коефіцієнт Пуассона матеріалу мембрани.

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

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

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

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

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

Для цього подамо його у вигляді

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

Обчислимо кожний з членів рівняння (6).

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  $\psi = \frac{1}{r}\int_0^r Prdr$ , а при  $P = const$

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

Наступна складова рівняння (6)

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

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

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

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

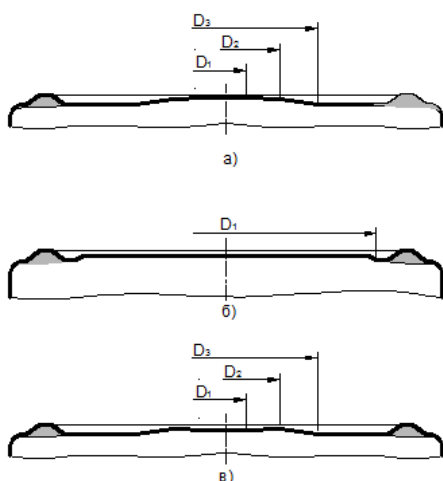


Рис.1 – Поле кришки системи ТО: а) мембрана в ненавантаженому стані; б) без мембрани; в) мембрана у стані втрати стійкості.

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 паром, 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.

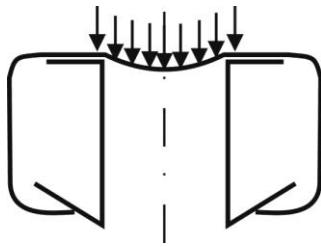


Рис.2. – Схеми затвора по завершенні процесу паровакуумного закупорювання.

Теплова обробка продукції може 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.

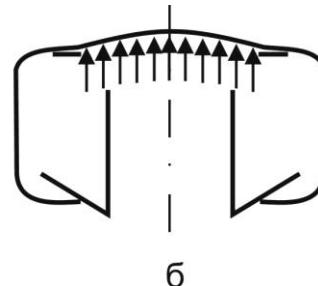
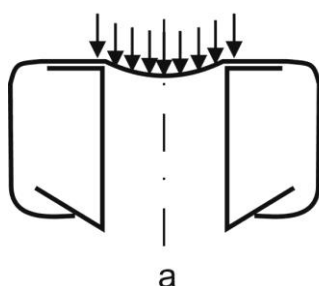


Рис. 3. Схеми затвора в процесі теплової обробки продукції.

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.

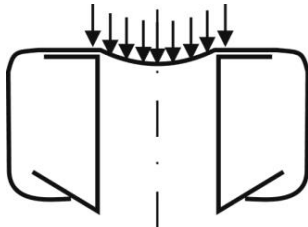


Рис.4. – Схеми затвора в процесі зберігання продукції.

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).

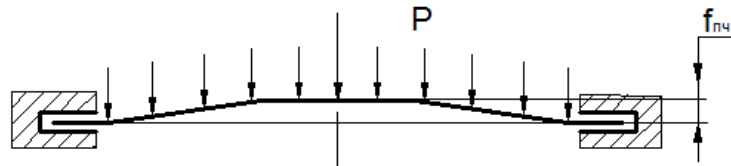


Рис. 5. Схема закріплення мембрани.

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 ( $D/2$ , рис. 1);

$E$  – модуль нормальної пружності матеріалу мембрани;

$\delta$  – товщина мембрани (жерсті);

$\mu$  – 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  $\zeta$  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  $\delta$ , 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  $\zeta_{nc2}$  до  $\zeta_{nc4}$  викликає порушення монотонності ходу кривої. Для точки  $\zeta = \zeta_{nc}$  згідно (5) кожна крива, яка має порушення монотонності ходу, матиме точку перегину.

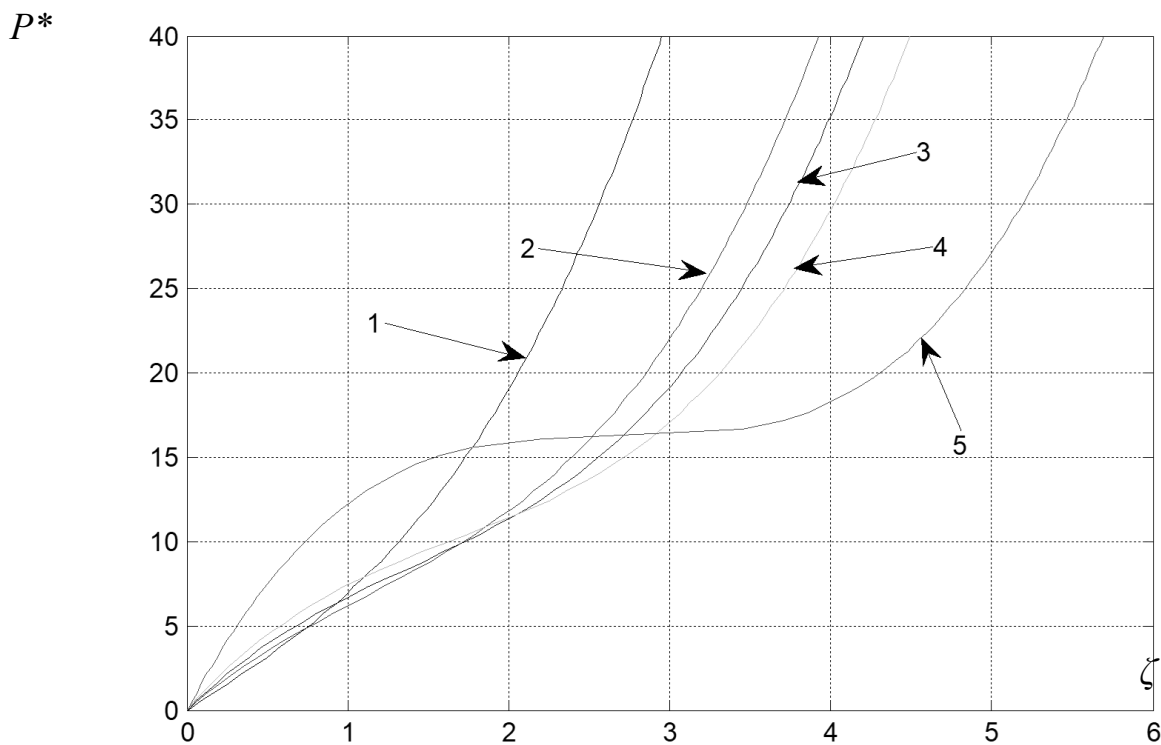


Рис. 6. Залежність між тиском та прогином для мембран металевих кришок з початковими прогинами: 1 –  $\zeta_{пч1} = 0$ ; 2 –  $\zeta_{пч2} = 1,11$ ; 3 –  $\zeta_{пч3} = 1,39$ ; 4 –  $\zeta_{пч4} = 1,67$ ; 5 –  $\zeta_{пч5} \approx 2,67$ .

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  $\zeta$  відбуватиметься при зменшенні навантаження  $P^*$ .

$P^*$

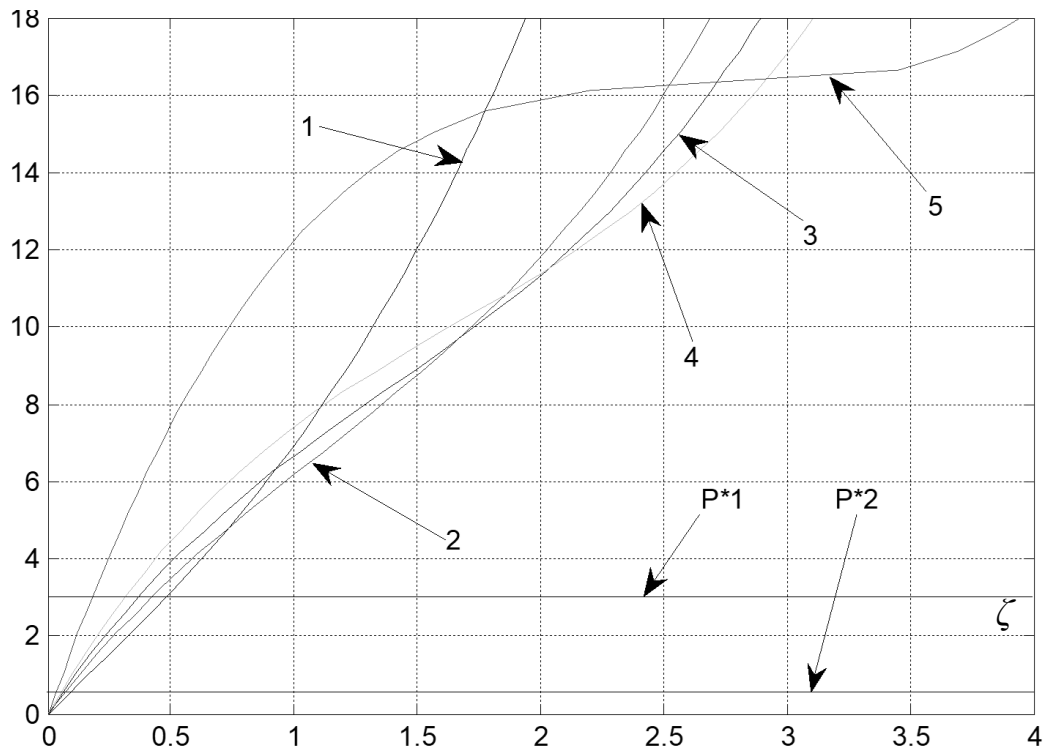


Рис 7. Робочий інтервал тиску мембран металевих кришок.  $P_1^*$  – критичний тиск втрати стійкості;  $P_2^*$  – критичний тиск розвантаження.

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  $\zeta_{nc}$ , 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.

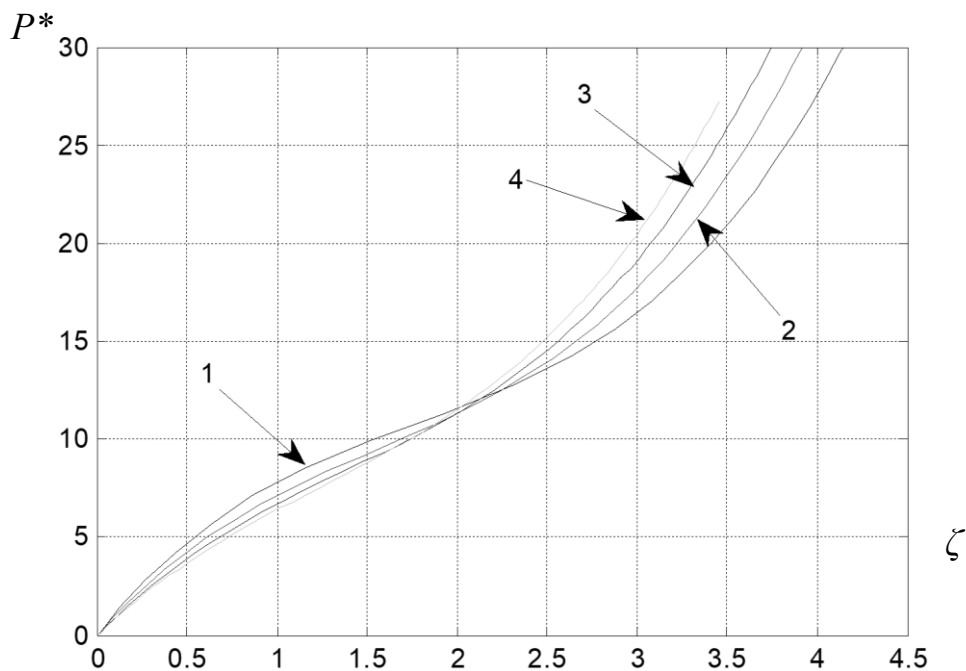


Рис 8. Залежність між тиском та прогином для мембран металевих кришок. 1 –  $\delta_1 = 0,14$  мм; 2 –  $\delta_2 = 0,16$  мм; 3 –  $\delta_3 = 0,18$  мм; 4 –  $\delta_5 = 0,20$  мм.

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.

## PROSPECTIVE DIRECTIONS OF SCIENTIFIC RESEARCH IN ENGINEERING AND AGRICULTURE

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  $\delta$  (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),  $R_1 = 12$  мм,  $R_2 = 13$  мм,  $R_3 = 14$  мм. Інші геометричні та механічні параметри:  $f_{nc} = 0,25$  мм;  $\delta = 0,18$  мм;  $\mu = 0,35$ ;  $E = 190 \cdot 10^9$  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  $P_1^*$  зросте, 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.

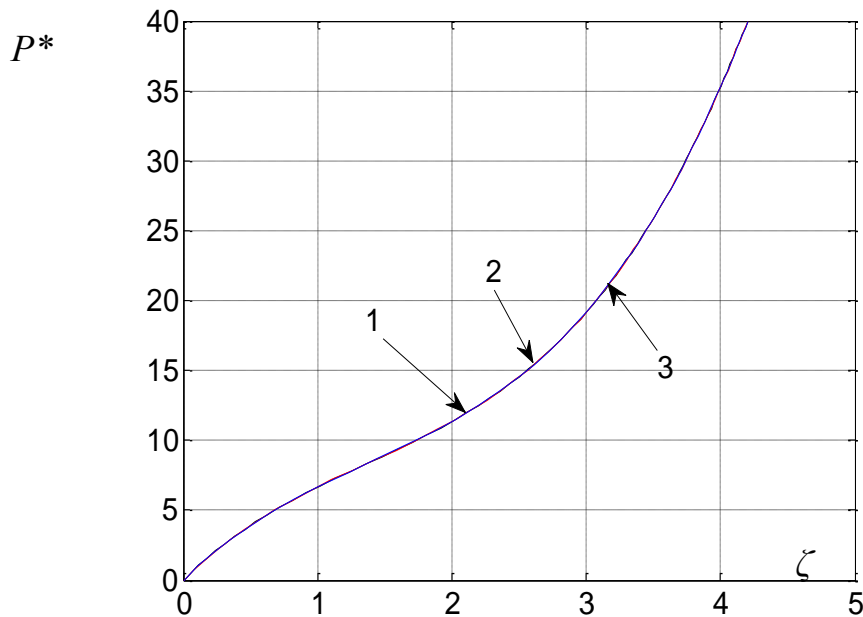


Рис. 9. Залежність між тиском та прогином для мембран металевих кришок радіусами: 1 –  $R_1 = 12$  мм; 2 –  $R_2 = 13$  мм; 3 –  $R_3 = 14$  мм.

#### 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  $\delta$  впливає на її властивості аналогічно до збільшення безрозмірного початкового прогину  $\zeta_{nc}$ .

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