

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

ФАКУЛЬТЕТ МЕХАТРОНИКИ ТА КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

(повне найменування інституту, назва факультету)

Кафедра механічної інженерії

(повна назва кафедри)

Дипломна магістерська робота

на тему **Удосконалення завантажувального пристрою
гравітаційного стелажа**

Виконав: студент групи МгПМ-21
Спеціальність 131 Прикладна механіка,
освітньої програми "Мехатроніка та
робототехніка"

(шифр і назва спеціальності)

Артем САВЕНКО

Керівник к.т.н., доц.

Юрій КОВАЛЬОВ

(прізвище та ініціали)

Рецензент к.т.н., доц.

Сергій ПЛЕШКО

(прізвище та ініціали)

Київ 2023

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

Факультет Мехатроніки та комп'ютерних технологій

Кафедра Механічної інженерії

Спеціальність 131 Прикладна механіка

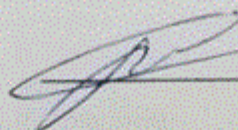
Освітня програма Мехатроніка та робототехніка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МІ

Олексій ВОЛЯНИК

„_____” червня 2023 року



**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Савенко Артему Андрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення завантажувального пристрою гравітаційного стелажа

Науковий керівник роботи Ковальов Юрій Адиславович, к.т.н., доц.,

затверджені наказом вищого навчального закладу „28” вересня 2022 року № 180

2. Строк подання студентом роботи „09” листопада 2022 року.

3. Вихідні дані до роботи: Технічні характеристики і типові схеми гравітаційних стелажів.











4. Зміст дипломної роботи (перелік питань, які потрібно розробити):

1. Аналітичний огляд за темою дослідження.

2. Аналітичне дослідження процесу руху завантажених палет по роликах гравітаційного стелажа.









3. Розробка технічних рішень для удосконалення завантажувального пристрою гравітаційного стелажа.

6. Консультанти розділів дипломної магістерської роботи

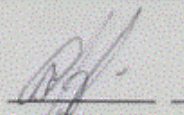
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Вступ	Юрій КОВАЛЬОВ, к.т.н., доц.		
Розділ 1	Юрій КОВАЛЬОВ, к.т.н., доц.		
Розділ	Юрій КОВАЛЬОВ, к.т.н., доц.		
Розділ	Юрій КОВАЛЬОВ, к.т.н., доц.		
Висновки	Юрій КОВАЛЬОВ, к.т.н., доц.		

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН


№ з/п	Назва етапів дипломної магістерської роботи	Терміни виконання етапів	Примітка про виконання
1	Вступ	30.09.2022	
2	Розділ 1	10.10.2022	
3	Розділ 2	20.10.2022	
4	Розділ 3	25.10.2022	
5	Висновки	27.10.2022	
6	Оформлення дипломної магістерської роботи (чистовий варіант)	1.11.2022	
7	Здача дипломної магістерської роботи на кафедру для рецензування (за 14 днів до захисту)	4.11.2022	
8	Перевірка дипломної магістерської роботи на наявність <i>ТЕКСТОВИХ СПИВПАДІНЬ ТА ПОВТОРІВ</i>	7.11.2022	<i>29-129. [Signature]</i> <i>11.05.2023</i>
9	Подання дипломної магістерської роботи на затвердження завідувачу кафедри (з 7 днів до захисту)	10.11.2022	

Студент


(підпис)

Артем САВЕНКО

Науковий керівник роботи


(підпис)

Юрій КОВАЛЬОВ

Директор НМЦУПФ


(підпис)

Олена ГРИГОРЕВСЬКА

АНОТАЦІЯ

Савенко А.А. Удосконалення завантажувального пристрою гравітаційного стелажу. – Рукопис.

Дипломна магістерська робота за спеціальністю Спеціальність 131 Прикладна механіка, освітня програма "Прикладна механіка, Машинобудування" – Київський національний університет технологій та дизайну, Київ, 2022 рік.

В магістерській роботі запропоновано удосконалення конструкції роликового конвеєра гравітаційного стелажу. Метою дослідження є забезпечення безпеки та підвищення ефективності роботи гравітаційних роликових конвеєрів для палет що може бути застосовано при створенні нових конструкцій.

В роботі проведено аналіз конструкцій гравітаційних роликових конвеєрів, визначено основні елементи безпеки гравітаційних роликових конвеєрів – гальмівних роликів, аналітично досліджено процес ударної взаємодії палет з упором, аналітично досліджено процес руху палети по магнітних гальмівних роликах.

Завдання, що поставлені в даній роботі, вирішувалися на основі сучасних математичних методів з використанням класичних положень теорії механіки, фізики, електротехніки..

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що встановлено тенденції розвитку гравітаційних стелажів і перспективи їх ефективного використання, та отримано аналітичні залежності, що дозволяють визначати критичну швидкість руху палет по роликовому конвеєру.

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що отримані аналітичні залежності можуть бути використані при проектуванні і удосконаленні гравітаційних стелажів.

Ключові слова: *гравітаційний стелаж, роликовий конвеєр, палети з вантажем, швидкість руху, ударна взаємодія, гальмівний магнітний ролик.*

SUMMARY

Savenko A.A. Improvement of the loading device of the gravity rack. - Manuscript.

Diploma master's degree work after speciality 131 Applied Mechanics, educational program "Applied Mechanics, Mechanical Engineering" - Kyiv National University of Technology and Design, Kyiv, 2022.

In master's degree work the improvement of the design of the roller conveyor of the gravity rack is proposed. The purpose of the research is to ensure the safety and increase the efficiency of gravity roller conveyors for pallets, which can be used in the creation of new structures.

In the work, an analysis of the structures of gravity roller conveyors was carried out, the main safety elements of gravity roller conveyors - brake rollers were determined, the process of impact interaction of pallets with a stop was analytically studied, the process of pallet movement on magnetic brake rollers was analytically studied.

The tasks set in this work were solved on the basis of modern mathematical methods using classical principles of the theory of mechanics, physics, and electrical engineering.

The scientific novelty of the obtained results lies in the fact that trends in the development of gravity racks and prospects for their effective use have been established, and analytical dependencies have been obtained that allow determining the critical speed of movement of pallets on a roller conveyor.

The practical significance of the obtained results is that the obtained analytical dependencies can be used in the design and improvement of gravity racks.

Key words: *gravity rack, roller conveyor, pallets with cargo, movement speed, impact interaction, brake magnetic roller.*

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЗА ТЕМОЮ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	9
1.1. Огляд та аналіз конструкцій гравітаційних стелажів	9
1.2. Типи піддонів для гравітаційних стелажів.....	14
1.3. Огляд конструкцій та аналіз досліджень непривідних роликкових конвеєрів.....	15
Висновки по розділу 1.....	20
РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РУХУ ЗАВАНТАЖЕНИХ ПАЛЕТ ПО РОЛИКАХ ГРАВІТАЦІЙНОГО СТЕЛАЖА	21
2.1. Визначення навантажень на палети на роликівому конвеєрі гравітаційного стелажу.....	21
2.2. . Визначення допустимого розподіленого навантаження.....	24
2.3. Визначення допустимої потенціальної енергії деформації.....	27
2.4. Визначення допустимої швидкості руху палети.....	32
Висновки по розділу 2.....	35
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ГРАВІТАЦІЙНОГО СТЕЛАЖА	36
3.1. Конструкції існуючих гальмівних роликів	36
3.2. Обґрунтування конструктивних параметрів гальмівних магнітних роликів.....	48
3.3. Аналіз залежності швидкості руху палети по магнітному ролику.....	54
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	57
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	58

ВСТУП

Актуальність роботи. Як правило, логістичні парки є комплексом складів палетного (піддонів з вантажем) зберігання. Одним із рішень, що дозволяє підвищити швидкість обробки палетованих вантажів, є використання гравітаційних стелажів, що складаються зі стелажної конструкції та гравітаційних роликів конвеєрів (ГРК).

Основними джерелами небезпеки при експлуатації гравітаційного стелажу є висока швидкість руху палет та тиск на першу палету з боку наступних за нею під час розвантаження. Для усунення зазначених джерел небезпеки використовується два основних елементи безпеки гравітаційних роликів конвеєрів - гальмівний ролик (ГР) та пристрій зупинки та розділу палет (ПЗРП), які працюють спільно як система.

Найбільш перспективною та широко застосовуваною зарубіжною конструкцією ГР є відцентровий фрикційний ролик (ЦФР), який призначений для обмеження швидкості руху палет на гравітаційних роликів конвеєрах та зниження ударних навантажень на УОПР. УОПР, у свою чергу, дозволяє виключити тиск на палету, що вивантажується з боку наступних за нею палет, усуваючи тим самим появу додаткового перекидного моменту, що діє з боку палет на навантажувач, і, як наслідок, виникнення аварійних ситуацій, і знижує вимоги, що пред'являються до кваліфікації водіїв навантажувачів

Однак, відсутність методик визначення допустимої швидкості руху палет та параметрів ЦФР не дозволяють провести оцінку безпеки та ефективності роботи гравітаційних роликів конвеєрів, стримують розробку та випуск безпечних та ефективних вітчизняних конвеєрів даного типу, одних із найбільш прогресивних та затребуваних типів сучасного складського стелажного обладнання, що забезпечує максимальну щільність зберігання, високу продуктивність та швидку окупність витрат.

Тому вирішення питань створення безпечних та ефективних гравітаційних роликів конвеєрів для палет є актуальним завданням.

Мета і задачі досліджень. Метою дослідження є забезпечення безпеки та підвищення ефективності роботи гравітаційних роликів конвеєрів для палет на основі аналітичних досліджень процесів руху палети по роликам та ударної взаємодії палети з упором шляхом розрахунку допустимої швидкості руху палет та параметрів гальмівних магнітних роликів, що може бути застосовано при створенні нових конструкцій.

Для досягнення мети роботи поставлено та вирішено такі завдання:

- проведено аналіз конструкцій гравітаційних роликів конвеєрів, визначено основні елементи безпеки гравітаційних роликів конвеєрів – гальмівних роликів;
- аналітично досліджено процес ударної взаємодії палет з упором;
- аналітично досліджено процес руху палети по магнітних гальмівних роликах.

Об’єкт дослідження - Процес завантаження – розвантаження гравітаційних стелажів.

Предмет дослідження - Роликові без приводні конвеєри гравітаційних стелажів.

Методи досліджень. Завдання, що поставлені в даній роботі, вирішувалися на основі сучасних математичних методів з використанням класичних положень теорії механіки, фізики, електротехніки..

Наукова новизна одержаних результатів полягає в тому, що:

- встановлено тенденції розвитку гравітаційних стелажів і перспективи їх ефективного використання;
- отримано аналітичні залежності, що дозволяють визначати критичну швидкість руху палет по роликівому конвеєру.

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що отримані аналітичні залежності можуть бути використані при проектуванні і удосконаленні гравітаційних стелажів.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЗА ТЕМОЮ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Огляд та аналіз конструкцій гравітаційних стелажів

Гравітаційні роликові стелажі знайшли широке застосування у складській логістиці як один із типових модулів [1], призначених для зберігання та транспортування вантажів на піддонах. Насамперед це стосується їх використання в гравітаційних стелажах для палет (Dynamic Flow Rack, Pallet Flow), які є одним із найбільш затребуваних видів сучасного складського обладнання. Ефективність цих стелажів пояснюється забезпеченням максимальної щільності зберігання, істотним збільшенням продуктивності праці і швидкої окупністю витрат.

Гравітаційний стелаж для палет складається з рам (стійок з розпірками), з'єднаних між собою траверсами, на які встановлюються під кутом полотна гравітаційного роликового конвеєра [2]. Палети можуть транспортуватися в поздовжньому та поперечному напрямках. У переважній більшості випадків (понад 90%) вони транспортуються в поздовжньому напрямку (рис. 1.1). Ухил роликового полотна становить 3...5%.

Гравітаційні стелажі дозволяють робити завантаження/розвантаження палет двома способами: FIFO та LIFO.

Спосіб FIFO (First-In/First-Out) припускає, що палета завантажена першою, буде першою і на розвантаженні (рис. 1.2а) [3]. Завантаження та розвантаження гравітаційного стелажу здійснюється з різних його боків;

У роботі використовується термін «піддон» для позначення тари, а під герміном «палета» мається на увазі піддон з вантажем. Максимальна кількість палет у каналі стелажу – 25...28 шт.

Спосіб LIFO (Last-In / First-Out) передбачає, що палета, завантажена останньою, буде першою на розвантаження (рис. 1.2б [3]). Палета завантажується та вивантажується з гравітаційного стелажу з одного боку.

При завантаженні палет вантажна техніка проштовхує палету проти ухилу.
Максимальна кількість палет у каналі стелажу 5...6 шт.

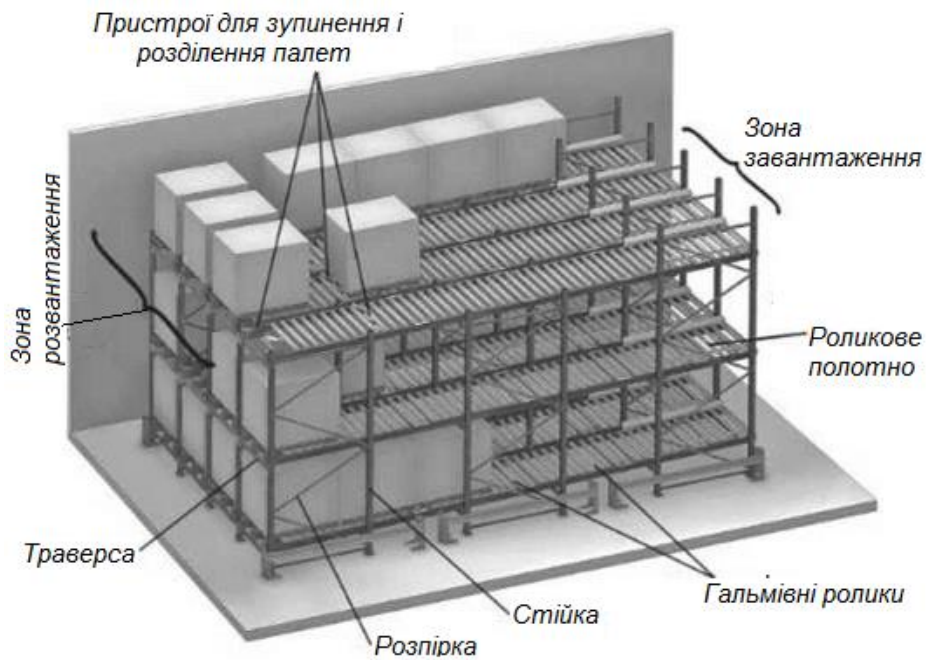


Рис. 1.1. Схема гравітаційного стелажу

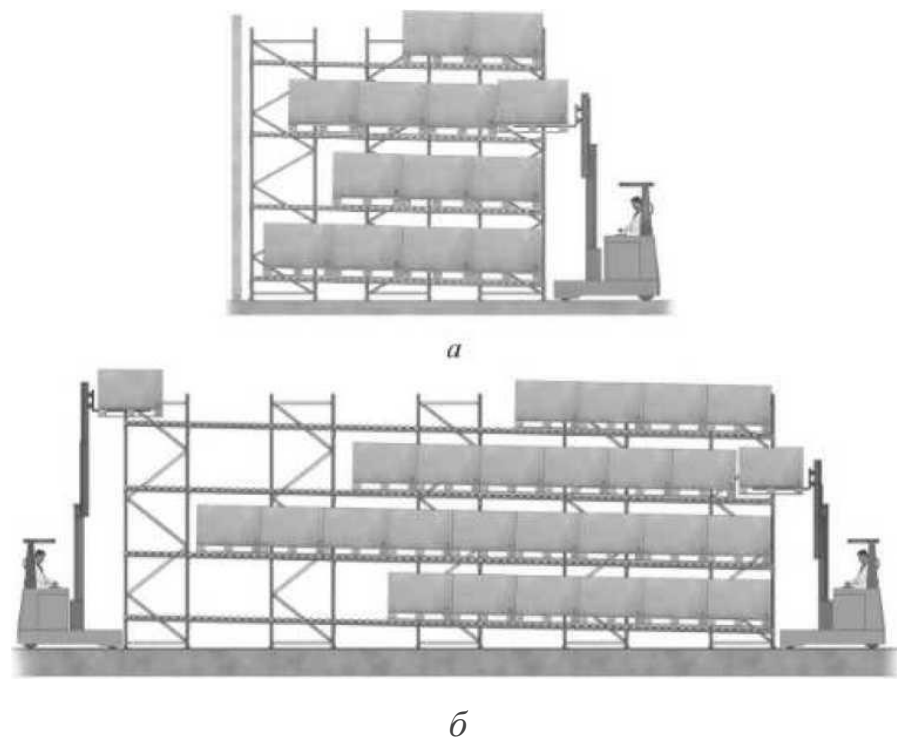


Рис. 1.2. Типи гравітаційних стелажів (пристрої зупинки та поділу палет не показано): а - завантажувані за принципом LIFO; б - завантажувані за принципом FIFO

Гравітаційний роликовий секційний конвеєр стелажу складається з:

- завантажувальної секції;
- центральні секції;
- розвантажувальній секції.

Завантажувальна секція може бути обладнана напрямними для завантаження палет, кутовою балкою захиті роликового конвеєра, може мати поділ на три частини для завантаження палет навантажувальною технікою з вилами, що не нахиляються. Для зниження динамічного навантаження на несучі ролики в процесі установки палети можуть застосовувати менший крок їх розміщення, ніж на центральній та розвантажувальній секціях.

Центральні секції є проміжними, як правило, вони однаковою довжини і призначені для з'єднання завантажувальної та розвантажувальної секцій. Центральні секції обладнані гальмівними роликами та є основними при зберіганні та транспортуванні палет на гравітаційному стелажі.

Розвантажувальна секція призначена для вивантаження палет зі стелажу та в більшості випадків обладнана пристроєм зупинки та поділу палет. Для використання підлогової техніки з вилами, що не нахиляються, застосовується сегмент з поздовжнім поділом секції на 2...3 частини, а для розвантаження за допомогою гідравлічного візка - спеціальний розвантажувальний сегмент.

Одним з елементів безпеки стелажу є пристрій для зупинки та поділу палет, який забезпечує можливість зняття першої палети з боку розвантаження без тиску палет; що стоять за нею [4]. Як правило, такий пристрій встановлюється на розвантажувальній секції, але у випадках конвеєрів великої довжини і важких палет можлива його установка в середині конвеєра на одній із центральних секцій.

Крім несучих роликів, приклад конструкції яких показаний [5], гравітаційні роликові конвеєри в обов'язковому порядку оснащуються *гальмівними роликами*, що забезпечують рух палет з безпечною швидкістю.

До переваг гравітаційних стелажів можна віднести:

- високу ємність складського зберігання палет (гравітаційні стелажі відносяться до так званих стелажів високої щільності зберігання [6] разом з набивними та пересувними стелажимами, а також шатловими системами) за рахунок скорочення кількості проїздів техніки;

- високу продуктивність відвантаження (до 90 палет за годину) порівняно з підлоговим транспортом [6] та іншими типами стелажів;

- дотримання принципу FIFO («first in - first out» - «перший прийшов перший пішов»);

- скорочення обслуговуючого персоналу за рахунок розмежування функціональних зон та зниження витрат часу руху підлогової техніки.

Головний недолік гравітаційних стелажів полягає в їх високій вартості, тому для збільшення ємності зберігання на складах іноді вибирають набивні (глибинні) стелажі. Однак, згідно зі статистикою, 15% набивних стелажів вимагають щорічної заміни через зіткнення складської техніки з вертикальними стелажними конструкціями [7].

До недоліків можна віднести і особливі вимоги до якості палет, необхідність кріплення вантажу на піддоні, складності при проведенні інвентаризації вантажів на складі.

Незважаючи на низький відсоток використання гравітаційних стелажів (1% від загальної кількості [8]), потреба в них постійно зростає і може бути розрахована за методикою, описаною в [8]. Суть методики розрахунку обсягу потенціального попиту полягає у визначенні середньостатистичної забезпеченості населення складськими площами. За оцінками експертів ринку логістичних послуг, зараз на 1000 жителів припадає 260 м² складських площ. У Європі на таку саму кількість мешканців припадає 470 м². При обліку даних статистики, які наводять експерти, на 1 м.кв. складській площі припадає 1,2 умовних палетомісця.

Основними європейськими виробниками гравітаційних стелажів для палет, широко представленими в Україні, є:

- ВІТО-Lagertechmk GmbH (ФРН) [9];

- Euroroll GmbH (ФРН) [10];
- hnerroll Holding AG (головний офіс Швейцарія) [11];
- Nedcon Silesia Sp. z o.o. (Польща) [12];
- Saar Lagedechnik GmbH (ФРН) [13];
- SSI SCHAFFER (головний офіс ФРН) [14].

Параметри гравітаційних стелажів практично у всіх європейських виробників однакові та представлені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Параметри гравітаційних стелажів для піддонів типів 1200x800 мм та 1200x1000 мм (при поздовжньому переміщенні піддону)

Параметр	Тип піддону	
	ELK мл	FIN, мм
Ширина роликового конвеєра, мм	850...900	1050... 1100
Довжина роликового конвеєра, м	3...40	
Діаметр несучих роликів, мм	50...60	
Крок розміщення несучих роликів., мм	120...200	
Ухил роликового полотна	для систем <i>UFO</i> 3% для систем <i>FIFO</i> 4%	
Діаметр гальмівних роликів. мм	40...89	
Крок розміщення роликів, мм	1250... 1350	
Маса палети; кг	100... 1500	
Максимальна швидкість палети на роликовому конвеєрі, м/с	0,2... 03	

Слід зазначити, що дослідженням металоконструкцій стелажів присвячено велику кількість наукових праць [15, 16, 17].

Найбільший інтерес представляє дослідження гравітаційних роликових конвеєрів, що використовуються в гравітаційному стелажі, і в першу чергу його елементів безпеки - гальмівного ролика та пристрої зупинки та поділу палет.

1.2. Типи піддонів для гравітаційних стелажів

Конструкція гравітаційних роликів стелажів залежить від типу піддонів, що використовуються. У континентальній частині Європи використовуються переважно піддони розмірами 1200x800 мм, у той час як у Великобританії стандартним вважається піддон розміром 1200x1000 мм, в США стандарти встановлюються Uniform Standard for Wood Pallets документом, затвердженим NWPCA (National Wooden Pallet Container), залежно від галузі застосування.

Основні типи піддонів для гравітаційних стелажних роликів стелажів показані на рис. 1.3.

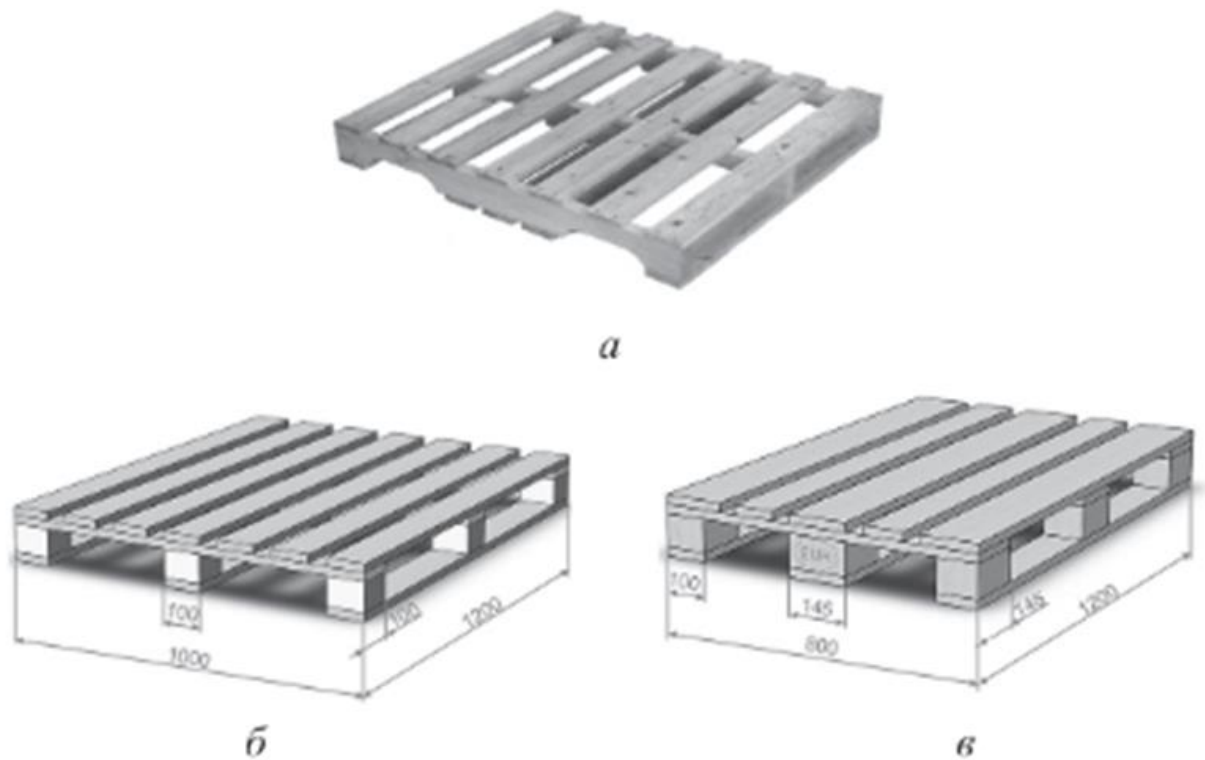


Рис. 1.3. Основні типи використовуваних піддонів:

а – піддон американського стандарту 48x48; б - фінпіддон 1200x1000 мм; в - європіддон 1200x800 мм

Основними типами піддонів, що використовуються при перевезенні та

зберіганні вантажів, є:

- Європіддон (EUR, європейський піддон) [18, 19]. Розмір 800x1200x145 мм. На ньому обов'язково наявність фірмового тавра «EUR» в овалі, випаленого на правих ніжках палета. На решті ніжок також нанесено маркування, що вказує виробника (PKP, IS, DB тощо) та цифрова інформація (серія, рік випуску):

- фінпіддон (FIN, фінський піддон) [18, 19]. Розмір 1000 x 1200 x 145 мм. На ньому обов'язково наявність фірмового тавра «VIN» у прямокутнику, випаленого на правих ніжках палети. На центральних ніжках також нанесено цифрову інформацію, що вказує код виробника та дату випуску.

1.3. Огляд конструкцій та аналіз досліджень непривідних роликівих конвеєрів

У зв'язку з великою різноманітністю піддонів залежно від галузі їх застосування також з конструктивних міркувань у США як гравітаційні роликіві конвеєри використовують роликіві планки (рис. 1.4 [15]).



Рис. 1.4. Роликіві планки на гравітаційному стелажі

Як несучі ролики в гравітаційних конвеєрах на роликівих планках

використовуються диски діаметрами 48...80 мм і шириною 20...30 мм. встановлені в один або два ряди в залежності від навантаження (рис. 1.5) [15].

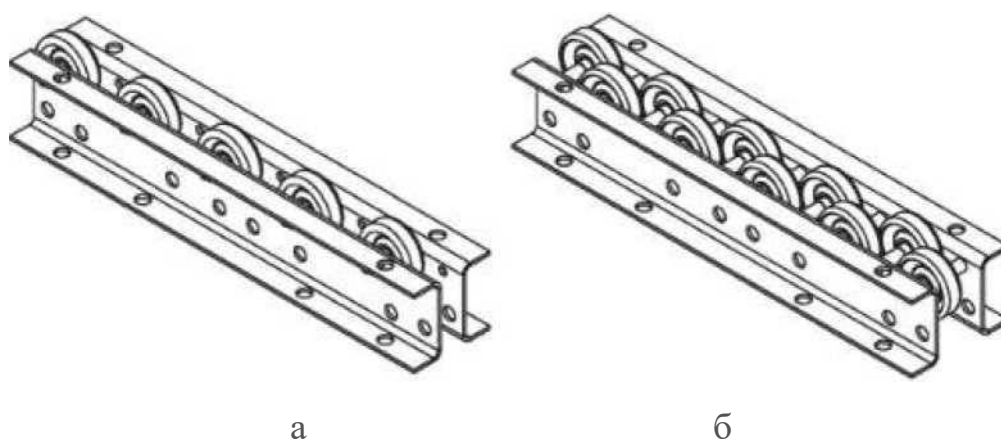


Рис. 1.5. Типи роликів планок: а однорядні; б дворядні

Диски виконуються з кульковими підшипниками зі штампованим чи пластиковим корпусом. Приклади конструкцій дисків представлені на рис. 1.6.

Крок розміщення дисків в однорядних роликів планках становить 50...75 мм, а в дворядних 37...50 мм, допустиме навантаження на один диск становить 30...70 кг [9, 15].

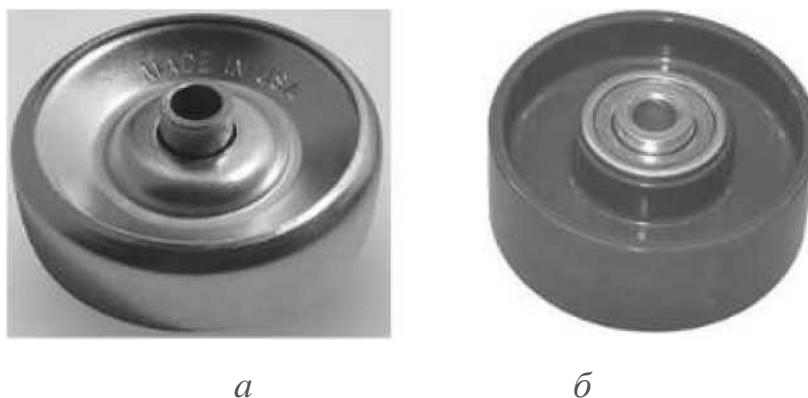
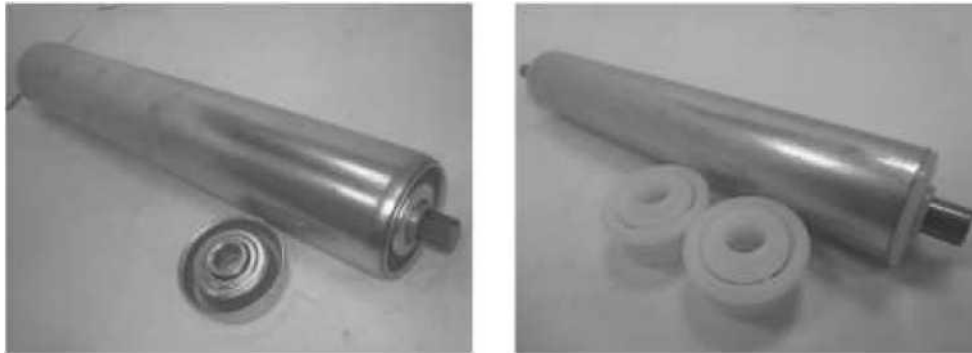


Рис. 1.6. Конструкція дисків роликів планок: а зі штампованим корпусом; б із пластиковим корпусом

У гравітаційних конвеєрах з роликами по всій ширині піддону найчастіше використовуються ролики з діаметрами 50...60 мм і кроком

розстановки 75...200 мм [15].

Конструкція несучого ролика може бути виконана з віссю або півосях з пластиковими або штампованими корпусами кулькових підшипників (рис. 1.7). Корпуси підшипників, як правило, завальцьовані в обичайку ролика.



а

б

Рис. 1.7. Приклади конструкцій несучих роликів: а - зі штампованим корпусом підшипника; б - із пластиковим корпусом підшипника

Необхідно відзначити, що існують вітчизняні конструкції несучих роликів, які виконані, як правило, з використанням підшипникових корпусів або без них.

У гравітаційних конвеєрах великої довжини як напрямні можуть застосовуватися бічні ролики з вертикальною віссю обертання, приклад конструкції яких показаний на рис. 1.8 [20].



Рис. 1.8. Бічний напрямний ролик

Як зазначається у роботі О.А. Лусканя [16], непривідні роликові конвеєри є найпростішою та найдешевшою машиною безперервного транспорту. Незважаючи на недоліки, пов'язані з нестабільністю руху вантажів внаслідок різних опорів обертанню роликів, а також розкидом значень коефіцієнтів тертя ковзання та кочення роликів і вантажів, непривідні роликові конвеєри є найбільш поширеним з усіх видів роликових стелажів через їхню простоту у виготовленні та експлуатації.

Дослідженням непривідних роликових конвеєрів присвячено роботи К.Є. Івановського, А.М. Раковщика, Р.Л. Зенкова та Л.М. Колобова, О.А. Теміртасова [15] та ін. Слід зазначити роботу А.А. Кузнєцова [21], що найбільш повно описує опори обертанню роликів, що враховує перекося, що виникають, похибки виготовлення та ін.

У наведених роботах розглянуті складові опору руху вантажу, підходи до визначення кута нахилу, діаметрів та кроку розміщення несучих роликів тощо. У всіх роботах робиться припущення, що вантаж рухається рівномірно з певною швидкістю та зазначено необхідність використання гальмівних пристроїв для обмеження швидкості вантажу. Вказано експериментальні дані щодо кутів установки конвеєрів для кожної маси вантажу. Однак у гравітаційних стелажах можуть використовуватися палети різної маси (від 100 до 1500 кг), а змінювати кут установки конвеєра у процесі експлуатації нераціонально. Тому необхідно вибирати кут установки конвеєра таким чином, щоб забезпечувалося стабільне кочення вантажу мінімальної маси по роликах, при цьому важкі вантажі не повинні розганятися вище за допустимі швидкості. Для цього необхідно дослідити характер руху палет на роликовому конвеєрі гравітаційного стелажу.

Найбільш докладно теорію розрахунку гравітаційних конвеєрів представлено в роботі К.Є. Івановського [15], де вперше було розглянуто характер руху штучних вантажів на гравітаційному роликовому конвеєрі. У роботі наводиться методика визначення максимальної швидкості, до якої

може розігнатися вантаж залежно від матеріалу, кутів нахилу, конструктивних параметрів роликового полотна та ін.

Швидкості, розраховані за методикою Івановського, для непривідного конвеєра у разі використання палет і стандартного ухилу полотна 4% показують збільшення швидкості вантажу до 1,5 м/с па довжині конвеєра до 4 м. При цьому довжини конвеєрів, що використовуються на практиці, в гравітаційних стелажах можуть досягати 30..40 метрів (див. табл. 1.1).

Висока швидкість вантажів при їх русі конвеєром є головним джерелом небезпеки не тільки для обслуговуючої техніки і вантажу, що транспортується, але і для персоналу. Тому необхідність обмеження швидкості вантажу при експлуатації конвеєрного транспорту зазначена у правилах охорони праці [15], проте максимально допустиме значення швидкості не наведено. Іноземні виробники гравітаційного конвеєрного обладнання вказують максимальну швидкість транспортування в межах 0,25...0,3 м/с, але наукового обґрунтування цих значень та методик визначення їх знайти не вдалося.

Слід також відзначити, що всі зазначені дослідження не враховують особливості конструкцій непривідних роликових конвеєрів, що використовуються в гравітаційних стелажах для палет - наявність гальмівних роликів та пристроїв зупинки та роздільника палет. На жаль, не вдалося знайти робіт, що описують характер руху вантажів на непривідному роликовому конвеєрі з урахуванням цих особливостей, а також методик розрахунку кількості та вибору кроку розміщення гальмівних роликів.

Висновки по розділу 1

1. Гравітаційний роликовий стелаж є одним із типових модулів логістичних систем, що дозволяють підвищити продуктивність відвантаження палет, щільність зберігання складу, що веде до зниження витрат на його будівництво та експлуатацію.

2. Підвищення безпеки експлуатації гравітаційних роликових конвеєрів, що застосовуються у стелажах для палет при транспортуванні та розвантаженні палет, можливе шляхом регулювання швидкості їх руху. Для цього використовуються гальмівні ролики та пристрої зупинки та поділу палет.

3. У процесі виконання досліджень було розглянуто особливості конструкцій гравітаційних роликових конвеєрів для палет, а також наведено типи та конструкції, що використовуються в них піддонів.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РУХУ ЗАВАНТАЖЕНИХ ПАЛЕТ ПО РОЛИКАХ ГРАВІТАЦІЙНОГО СТЕЛАЖА

2.1. Визначення навантажень на палети на роликовому конвеєрі гравітаційного стелажу

У процесі руху палет у стелажних гравітаційних роликових конвеєрах відбувається удар палети в упор пристрою зупинки та поділу палет з боку розвантаження [15], що при високій швидкості руху палети може призвести до її поломки і, отже, створення підвищеної небезпеки для персоналу, обладнання і самого вантажу при розвантаженні палети зі стелажу. Таким чином, при проектуванні та розрахунку стелажних гравітаційних роликових конвеєрів необхідно розглядати роботу елементів безпеки як роботу системи гальмівний ролик - пристрій зупинки та поділу палет. В цьому випадку при визначенні допустимої швидкості необхідно враховувати ударний характер взаємодії палети та упору пристрою зупинки та поділу палет, а швидкість удару при цьому визначається гальмівним роликом. Теорією удару займалися В.К. Манжосов [25, 26], Я.Є Пановко, В.П. Ольшанський та С.В. Ольшанський, А.В. Кочетков та ін. [15].

При визначенні допустимої швидкості $[v]$ руху палет різної маси по гравітаційному роликовому конвеєру була використана теорія удару Коксу, викладена в роботах [25, 26]. Основним припущенням цієї теорії є припущення про те, що удар є абсолютно непружним, а кінетична енергія ударяючого тіла при ударі повністю перетворюється на потенціальну енергію деформації ударяемого тіла за умови, що маса ударяючого тіла у разі перевищує масу ударяемого тіла. Враховуючи, що для стелажних гравітаційних роликових конвеєрів маса палети мінімум на порядок перевищує масу упору, а також низькі значення швидкостей транспортування

палет (не більше 0,2...0,3 м/с), теорія удару Коксу може бути використана в інженерних розрахунках [15] визначення допустимої швидкості руху палет на роликовому конвеєрі гравітаційного стелажу. Отже, вважатимуться, що допустима швидкість палети визначається допустимою деформацією упору, коли він не втрачає своєї несучої здатності.

У переважній більшості випадків (більше 90%) рух палет по гравітаційному роликовому конвеєру відбувається довгою стороною піддону так, що удар здійснюється площинами трьох бобишок I-III дерев'яного піддону (рис. 2.1).

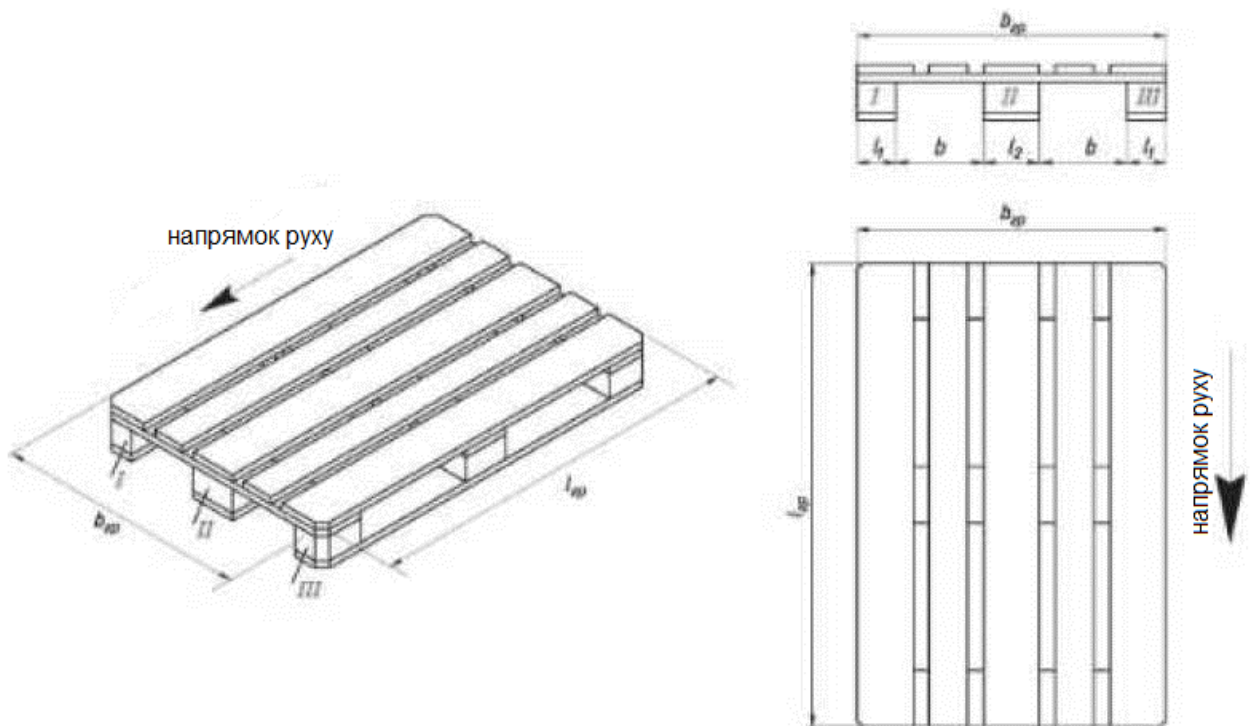


Рис. 2.1. Параметри піддону

Довжину упору в розрахунках можна прийняти за номінальну ширину гравітаційного роликового конвеєра, що обчислюється за формулою:

$$L = 1,1 \cdot b_{сп} \quad (2.1)$$

де $b_{сп}$ - ширина піддону, мм.

Для визначення розрахункового перерізу упору було проведено патентний та бібліографічний огляд [3, 4, 5, 7, 18] конструкцій пристроїв

зупинки та поділу палет, на підставі якого було зроблено висновок про те, що найчастіше використовується упор у вигляді профільної квадратної або круглої труби із привареною до неї пластиною або куточком. Одні з варіантів такого упору показано на рис. 2.2.

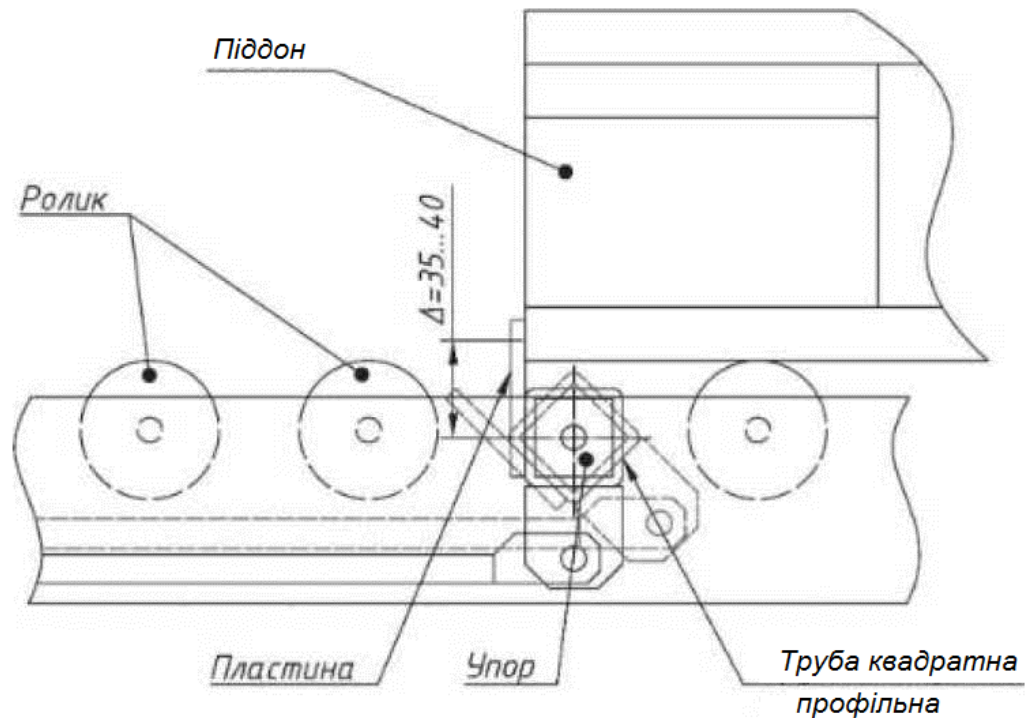


Рис. 2.2. Схема упору роздільника

У процесі зупинки піддону має місце нецентральний удар, внаслідок якого відбуваються деформації згину та крутіння упору, а також стиснення піддону. Допустимі значення напруги для упору розраховуються за третьою або четвертою гіпотез міцності для спільної дії вигину з крученням за формулами, викладеними в роботі [27]. Розрахункова схема дії навантажень на упор та епюри згинального та крутного моментів в упорі показані на рис. 2.3. Через симетричність розрахункової схеми можна розглядати лише половину упору, виділивши чотири ділянки 1-4.

Як видно з епюри напруг, найбільш небезпечним перетином є середина упору. Параметр довжини кожної ділянки може бути визначений із параметрів піддону (табл. 2.1) та довжини упору L .

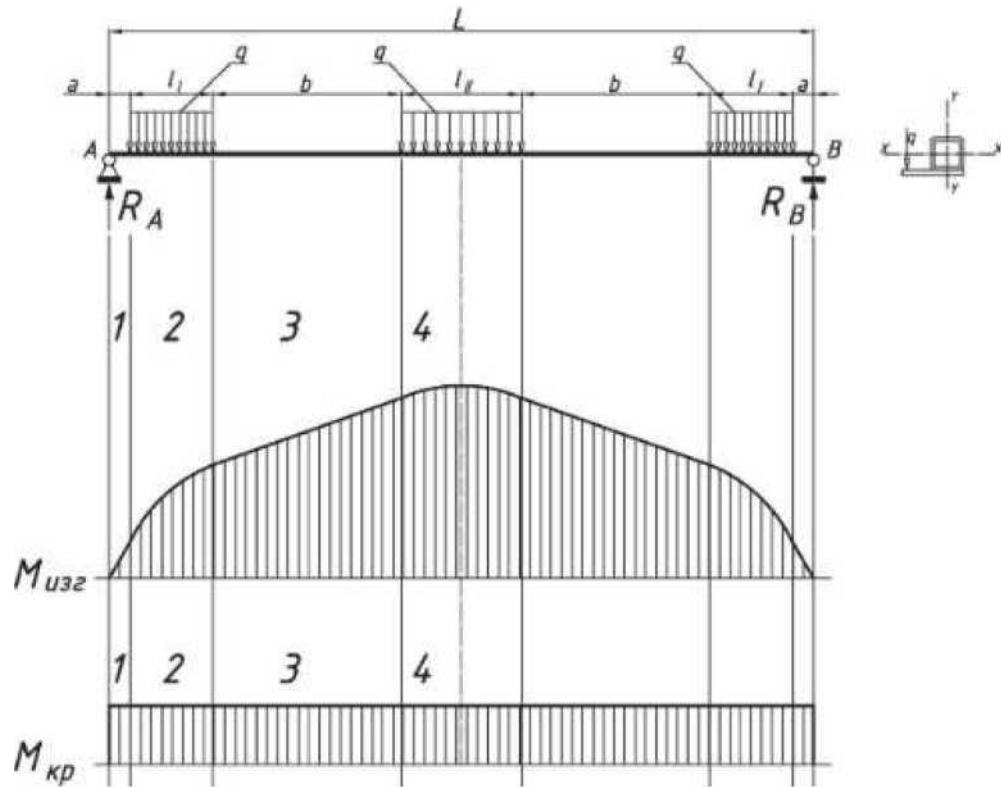


Рис. 2.3. Розрахункова схема дії навантажень на упор та епюри згинального та крутного моментів в упорі

Таблиця 2.1

Параметри розрахункової схеми для EUR- та FIN-піддонів

Тип	$b_{сп}$, мм	L , мм	a , мм	L_l , мм	b , мм	L_{II} мм
EUR, 1200	800	880	40	100	227,5	145
FIN, 1200 x	1000	1100	50	145	282,5	145

2.2. Визначення допустимого розподіленого навантаження

Згинальні моменти для кожної ділянки можна обчислити за формулами

[27]:

$$M_1(z) = R_A z = q \cdot \left(l_1 + \frac{l_{II}}{2} \right) \cdot z, \quad 0 \leq z \leq a;$$

$$M_2(z) = \left(l_1 + \frac{l_{II}}{2} - \frac{z}{2} \right) \cdot q \cdot z + M_1^{z=a}, \quad 0 \leq z \leq l_1;$$

$$M_1^{z=a} = q \cdot \left(l_1 + \frac{l_{II}}{2} \right) \cdot a;$$

$$M_3(z) = \frac{l_{II}}{2} \cdot q \cdot z + M_2^{z=l_I}, \quad 0 \leq z \leq b;$$

$$M_2^{z=l_I} = \left(\frac{l_{II}}{2} + \frac{l_I}{2} \right) \cdot ql_I + q \left(l_I + \frac{l_{II}}{2} \right) a;$$

$$M_3(z) = (l_{II} - z) \cdot \frac{q \cdot z}{2} + M_3^{z=b}, \quad 0 \leq z \leq \frac{l_{II}}{2};$$

$$M_2^{z=l_I} = \frac{l_{II}}{2} \cdot qb + \left(\frac{l_{II}}{2} + \frac{l_I}{2} \right) \cdot ql_I + q \left(l_I + \frac{l_{II}}{2} \right) a;$$

$$M_{згинMAX} = M_4^{z=\frac{l_{II}}{2}} = \frac{ql_{II}^2}{4} + M_3^{z=b},$$

де z - координата перерізу, $M_{згинMAX}$ - максимальний згинальний момент до центру упору.

За умови центрального розташування піддонів на ролику вираз для згинальних моментів можна обчислити за формулами виду:

$$\begin{vmatrix} M_1(z) \\ M_1(z) \\ M_1(z) \\ M_1(z) \end{vmatrix} = q \cdot \begin{vmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \\ A_4 & B_4 & C_4 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} z^2 \\ z \\ 1 \end{vmatrix}. \quad (2.2)$$

Коефіцієнти A_i , B_i , C_i (i - номер ділянки розрахункової схеми) а загальному вигляді визначаються виразами:

$$\begin{vmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \\ A_4 & B_4 & C_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & l_I + 0,5l_{II} & 0 \\ -0,5 & l_I + 0,5l_{II} & (l_I + 0,5l_{II})a \\ 0 & 0,5l_{II} & (l_I + 0,5l_{II})(l_I + a) - 0,5l_I^2 \\ -0,5 & 0,5l_{II} & (l_I + 0,5l_{II})(l_I + a) - 0,5l_I^2 + 0,5b \cdot l_{II} \end{vmatrix}. \quad (2.3)$$

Згідно з даними табл. 2.1 коефіцієнти A_i , B_i , C_i , для EUR-піддону 1200 * 800 мм мають вигляд:

$$\begin{vmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \\ A_4 & B_4 & C_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & 0,1725 & 0 \\ -0,5 & 0,1725 & 0,0690 \\ 0 & 0,0725 & 0,0192 \\ -0,5 & 0,0725 & 0,0356 \end{vmatrix}. \quad (2.4)$$

для FIN-піддону 1200 * 1000 мм:

$$\begin{vmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \\ A_4 & B_4 & C_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 & 0,2725 & 0 \\ -0,5 & 0,2725 & 0,0109 \\ 0 & 0,0725 & 0,0319 \\ -0,5 & 0,0725 & 0,0524 \end{vmatrix}. \quad (2.5)$$

Максимальний згинальний момент, що виникає в середині балки,

$$M_{згинMAX} = M_4^{z=\frac{l_{II}}{2}} = K_M \cdot q, \quad (2.6)$$

де K_M - коефіцієнт згинального моменту:

$$K_M = (l_1 + 0,5l_{II})0,5L - l_1(0,5l_{II} + 0,5l_1 + b) - 0,125l_{II}^2, \text{ м}^2.$$

Максимальний момент, що крутить, що діє на упор роздільника, представимо в аналогічному вигляді:

$$M_{кручMAX} = q(2l_1 + l_{II})\Delta = K_{круч} q, \quad (2.7)$$

де $K_{круч}$ — коефіцієнт крутного моменту.

$$K_{круч} = (2l_1 + l_{II})\Delta, \text{ м}^2,$$

де Δ - плече моменту з урахуванням конструктивних обмежень ($\Delta = 35...40$ мм).

В табл. 2.2 для EUR- та FIN- піддонів наведено значення коефіцієнтів та, знайдені з урахуванням даних табл. 2.1 та вирази для розрахунку максимальних згинального та крутного моментів, отримані з формул (2.6) і (2.7).

Таблиця 2.2

Вирази для розрахунку максимальних значень згинального та крутного моменту EUR- та FIN-піддонів

Тип піддону	$K_{згин}$,	$M_{згинMAX}$	$K_{круч}$,	$M_{кручMAX}$
EUR. 1200 x	0,038	0,038	0,014	0,014
FIN, 1200 x	0,055	0,055	0,017	0,017

Виходячи з четвертої гіпотези міцності [27], значення допустимих напружень $[\sigma]$ у найбільш небезпечному перетині упору

$$[\sigma] = \sqrt{\left(\frac{M_{3z}}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{кр}}{W_\rho}\right)^2}, \quad (2.8)$$

де W_x , W_ρ і $M_{кр}$ - момент опору вигину та кручення перерізу упору, м³.

Підставляючи вирази (2.6) та (2.7) у формулу (2.8), отримаємо вираз визначення допустимої розподіленої навантаження [27], коли він відбувається втрата несучої здатності упору:

$$[q] = \frac{[\sigma]}{\sqrt{\left(\frac{K_{M_{3z}}}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{K_{M_{кр}}}{W_\rho}\right)^2}} \quad (2.9)$$

2.3. Визначення допустимої потенціальної енергії деформації

Відомо [27], що потенціальна енергія деформації у загальному випадку визначається сумою незалежних робіт шести внутрішніх силових факторів:

$$U = \frac{1}{2} \int_l \left(\frac{M_{кр}^2}{GI_\rho} + \frac{M_x^2}{EI_x} + \frac{M_y^2}{EI_y} + \frac{N_{сж}^2}{EA} + k_x \frac{Q_x^2}{GA} + k_y \frac{Q_y^2}{GA} \right) dz,$$

де (G - модуль зсуву: I_ρ - полярний момент інерції перерізу; M_x та M_y - згинальні моменти щодо осей X і Y, E - модуль пружності; I_x , та I_y - моменти інерції перерізу щодо осей X та Y; $N_{сж}$ — зусилля розтягування (стискування); A - площа поперечного перерізу; k_x , k_y і Q_x , Q_y коефіцієнти форми перерізу та поперечні сили щодо осей X та Y відповідно.

У розглянутому випадку для упору відбувається вигин щодо однієї осі X і кручення щодо осі Z. У практичних розрахунках можна знехтувати доданками, що враховують дотичні напруження вигину (дій поперечних сил) [27].

Піддон «відчуває» лише стиск трьох дощок основи.

Потенціальна енергія деформації системи визначається як сума деформацій упору та піддону:

$$U_{\Sigma} = U_{уп} + U_{пал}, \quad (2.11)$$

де $U_{уп}$ потенціальна енергія деформація упору; $U_{пал}$ потенціальна енергія деформації піддону.

Потенціальна енергія деформації упору визначається сумою незалежних робіт двох силових факторів: згинального моменту $M_{виг}$ и крутного моменту $M_{кр}$. Тоді потенціальна енергія деформації упору:

$$U_{уп} = \frac{1}{2} \int_l \left(\frac{M_{кр}^2}{GI_p} + \frac{M_{виг}^2}{EI_x} \right) dz.$$

Потенціальна енергія деформації від роботи згинального моменту з урахуванням виразу (2.2) та симетричності дії навантаження для кожної ділянки:

$$\begin{aligned} U_{уп_i} &= \frac{1}{2} \int_l \frac{2(M_{виг})_i^2}{EI_x} dz = q^2 \int_l \frac{(A_i z^2 + B_i z + C_i)_i^2}{EI_x} dz = \\ &= q^2 \int_l \frac{A_i^2 z^4 + 2A_i B_i z^3 + (B_i^2 + 2A_i C_i) z^2 + 2B_i C_i z + C_i^2}{EI_x} dz = \\ &= \frac{q^2}{EI_x} (K_{1i} z_i + K_{2i} z_i^2 + K_{3i} z_i^3 + K_{4i} z_i^4 + K_{5i} z_i^5), \end{aligned}$$

Коефіцієнти при степені можуть бути обчислені за формулами:

$$\begin{aligned} K_{1i} &= C_i^2; \quad K_{2i} = 2B_i C_i; \quad K_{3i} = \frac{B_i^2 + 2A_i C_i}{3}; \\ K_{4i} &= \frac{A_i B_i}{2}; \quad K_{5i} = \frac{A_i^2}{5}, \end{aligned}$$

де коефіцієнти A, B, C обчислюються за формулами (2.3).

Тоді енергія деформації від роботи згинальних моментів визначається за формулою:

$$U_{yn}^{вуз} = \sum_{i=1}^4 U_{yni}^{вуз} = \frac{q^2}{EI_x} \sum_{i=1}^4 (K_{1i}z_i + K_{2i}z_i^2 + K_{3i}z_i^3 + K_{4i}z_i^4 + K_{5i}z_i^5),$$

або у більш зручному для розрахунків вигляді:

$$U_{yn}^{вуз} = K_{yn}^{вуз} \frac{q^2}{EI_x}, \quad (2.12)$$

де $K_{yn}^{вуз}$ - коефіцієнт потенціальної енергії деформацій упору від згинального моменту.

$$K_{yn}^{вуз} = \sum_{i=1}^4 (K_{1i}z_i + K_{2i}z_i^2 + K_{3i}z_i^3 + K_{4i}z_i^4 + K_{5i}z_i^5). \quad (2.13)$$

Згідно з формулами (2.4) та (2.5) коефіцієнти K_{ji} (j=1..5 ступінь координати z) можуть бути обчислені:

- для EUR-піддону 1200x800 мм:

$$\begin{pmatrix} K_{11} & K_{21} & K_{31} & K_{41} & K_{51} \\ K_{12} & K_{22} & K_{32} & K_{42} & K_{52} \\ K_{13} & K_{23} & K_{33} & K_{43} & K_{53} \\ K_{14} & K_{24} & K_{34} & K_{44} & K_{54} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0,01 & 0 & 0 \\ 0,00005 & 0,0012 & 0,0076 & -0,0431 & 0,05 \\ 0,0004 & 0,0014 & 0,0018 & 0 & 0 \\ 0,0013 & 0,0026 & -0,0101 & -0,0181 & 0,05 \end{pmatrix}, \quad (2.14)$$

- для FIN-ноддону 1200x1000 мм:

$$\begin{pmatrix} K_{11} & K_{21} & K_{31} & K_{41} & K_{51} \\ K_{12} & K_{22} & K_{32} & K_{42} & K_{52} \\ K_{13} & K_{23} & K_{33} & K_{43} & K_{53} \\ K_{14} & K_{24} & K_{34} & K_{44} & K_{54} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0,0158 & 0 & 0 \\ 0,00012 & 0,0024 & 0,0121 & -0,0544 & 0,05 \\ 0,001 & 0,0023 & 0,0018 & 0 & 0 \\ 0,0027 & 0,0038 & -0,0157 & -0,0181 & 0,05 \end{pmatrix}. \quad (2.15)$$

Потенціальна енергія деформації упору від роботи крутного моменту

$$U_{yn}^{кр} = \frac{1}{2} \int_l \left(\frac{M_{кр}^2}{GI_\rho} \right) dz = \frac{M_{кр}^2 \cdot L}{2GI_\rho}.$$

З врахуванням виразів (7) і (1) отримуємо:

$$U_{yn}^{кр} = \frac{M_{кр}^2 \cdot L}{2GI_{\rho}} = \frac{q^2}{GI_{\rho}} \frac{1,1b_{зр} K_{M_{кр}}^2}{2} = K_{yn}^{кр} \frac{q^2}{GI_{\rho}} \quad (2.16)$$

де $K_{yn}^{кр}$ - коефіцієнт потенціальної енергії деформацій упору від крутного моменту.

$$K_{yn}^{кр} = \frac{1,1b_{зр} K_{M_{кр}}^2}{2}.$$

Потенціальна енергія деформації піддону при стисканні дощок його основи дорівнює:

$$U_{нал} = \frac{q^2 \cdot l_I^2 \cdot l_{зр}}{E_{нал} \cdot F_I} + \frac{q^2 \cdot l_{II}^2 \cdot l_{зр}}{2E_{нал} \cdot F_{II}},$$

де $l_{зр}$ - довжина піддону; $E_{нал}$ - модуль пружності матеріалу піддону (для дерева $E_{нал} = 10$ ГПа [5]); F_I - площа торця крайньої дошки основи; F_{II} - площа торця середньої дошки основи.

Після перетворень

$$U_{нал} = K_{нал}^{см} \cdot q^2, \quad (2.17)$$

де $K_{нал}^{см}$ - коефіцієнт потенціальної енергії стиснення піддону.

$$K_{нал}^{см} = \frac{l_{зр}}{E_{нал}} \left(\frac{l_I^2}{F_I} + \frac{l_{II}^2}{2F_{II}} \right). \quad (2.18)$$

У табл. 2.3 для дерев'яних FUR- та FIN-піддонів наведено значення коефіцієнтів $K_{yn}^{вуз}$, визначені з урахуванням виразів (2.13 – 2.15), даних табл. 2.1 та розрахункової схеми (рис 2.3); значення коефіцієнтів $K_{yn}^{кр}$, знайдені з допомогою формули (2.7). даних табл. 2.1 та 2.2; коефіцієнтів $K_{нід}^{см}$, обчислені за даними табл. 2.1 з урахуванням даних, зазначених у [3, 4, 5] та формули (2.18), а також вирази для розрахунку потенціальної енергії деформації упору від роботи згинальних та крутних моментів, отримані за формулами (2.12) та (2.16), потенціальною енергією стиснення піддона, обчислені за формулою (2.17).

Таблиця 2.3

Вирази для потенціальної енергії деформації упору від роботи згинальних та крутних моментів та енергії стиснення піддону

Тип піддону	$K_{\text{гн}}^{\text{уп}}, \text{ м}^5$	$U_{\text{гн}}^{\text{уп}}, \text{ Дж}$	$K_{\text{кр}}^{\text{уп}}, \text{ м}^5$	$U_{\text{кр}}^{\text{уп}}, \text{ Дж}$	$K_{\text{нат}}^{\text{ст}}, \text{ м}^3/\text{Н}$	$U_{\text{нат}}^{\text{ст}}, \text{ Дж}$
EUR	$3 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4} \frac{q^2}{EI_X}$	$8,6 \cdot 10^{-5}$	$8,6 \cdot 10^{-5} \frac{q^2}{GI_\rho}$	$9,4 \cdot 10^{-10}$	3,43
FIN	$8 \cdot 10^{-4}$	$8 \cdot 10^{-4} \frac{q^2}{EI_X}$	$1,6 \cdot 10^{-4}$	$1,6 \cdot 10^{-4} \frac{q^2}{GI_\rho}$	$1,2 \cdot 10^{-9}$	2,24

Таким чином, згідно з формулами (2.11), (2.12), (2.16) та (2.17) загальна потенціальна енергія деформації системи піддон - упор для розрахункової схеми, наведеної на рис. 2.3 при їх ударній взаємодії в загальному вигляді може бути визначена як:

$$U = q^2 \left(\frac{K_{U_{3z}}}{EI_X} + \frac{K_{U_{кр}}}{GI_\rho} + K_{\text{нат}}^{\text{ст}} \right).$$

Отже, допустима потенціальна енергія деформації $[U]$ системи піддон - упор має вигляд:

$$U = [q]^2 \left(\frac{K_{U_{3z}}}{EI_X} + \frac{K_{U_{кр}}}{GI_\rho} + K_{\text{нат}}^{\text{ст}} \right),$$

а з урахуванням формули (9):

$$U = [\sigma]^2 \frac{\frac{K_{U_{3z}}}{EI_X} + \frac{K_{U_{кр}}}{GI_\rho} + K_{\text{нат}}^{\text{ст}}}{\left(\frac{K_{M_{3z}}}{W_X} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{M_{кр}}}{W_\rho} \right)^2}. \quad (2.19)$$

2.4. Визначення допустимої швидкості руху палети

Теорія удару Коксу заснована на використанні теореми про зміну кінетичної енергії механічної системи та гіпотези про аналогію характеру розподілу деформацій при ударі та при статичній взаємодії тіл [7, 27]. З урахуванням незначності кута нахилу роликового полотна гравітаційного роликового конвеєра (не більше 2...30) удар із достатнім ступенем точності можна вважати поздовжнім. Отже

$$\frac{M[v]^2}{2} = [U],$$

де M - маса палети, кг; $[v]$ допустима швидкість палети, м/с.

Тоді при ударі по упору

$$[v] = \sqrt{\frac{2[U]}{M}},$$

або з урахуванням (2.19):

$$[v] = [\sigma]^2 \sqrt{\frac{2 \frac{K_{U_{3z}}}{EI_X} + \frac{K_{U_{kp}}}{GI_\rho} + K_{ст_{пал}}}{M \left(\left(\frac{K_{M_{3z}}}{W_X} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{M_{kp}}}{W_\rho} \right)^2 \right)}}. \quad (2.20)$$

Для упору, показаного на рис. 2.4, виконаного з труби 40 x 40 x 3,5 [27] і привареної до неї по всій довжині пластини товщиною 6 мм зі сталі Ст. 3 отримаємо такі дані :

$$\begin{aligned} E &= 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}; \quad G = 8,2 \cdot 10^{10} \text{ Па}; \quad [\sigma] = \sigma_T = 2,2 \cdot 10^8 \text{ Па}; \\ I_X &= 3,2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4; \quad I_Y = 3,5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4; \quad I_\rho = I_X + I_Y = 6,7 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4; \\ W_X &= \frac{I_X}{y_{\max}} = 1,23 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; \quad W_\rho = \frac{I_\rho}{\rho_{\max}} = 1,22 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3, \end{aligned}$$

де σ_T межа плинності; y_{\max} - координата максимально віддаленої точки від осі вигину; ρ_{\max} координата максимально віддаленої точки від осі крутіння.

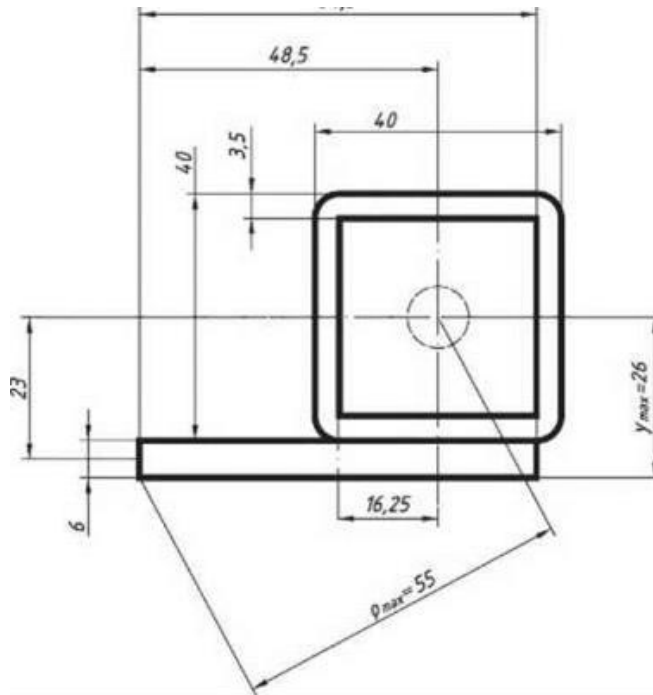


Рис. 2.4. Розрахункова схема упору

Коефіцієнти K_{M_u} , K_{M_k} , $K_{U_{виг}}$, $K_{U_{кр}}$ залежать від параметрів вантажу і в загальному випадку повинні бути розраховані за описаною вище методикою. Коефіцієнт $K_{нал}^{32}$ залежить від конструкції піддону та його матеріалу. Для дерев'яних EUR- і FIN-піддонів, що найчастіше використовуються [9, 12, 13] ці коефіцієнти для інженерних розрахунків визначаються з табл. 2.2 та 2.3.

Для описаної конструкції упору результати розрахунку потенціальної енергії деформації від роботи згинального та крутного моментів, що діють на упор, та стиснення піддону наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4.

Результати розрахунку потенціальної енергії деформації упору від роботи згинальних та крутних моментів та енергії стиснення піддону

Позначення	Тип піддону			
	EUR		FIN	
	Абсолютне Значення, Дж	Відносне значення, %	Абсолютне Значення, Дж	Відносне значення, %
$U_{уп}^{виг}$	15,13	64	22,29	74
$U_{уп}^{кр}$	5,66	22	5,46	18
U_{max}	3,43	14	2,24	7
[U]	25,23	100	29,99	100

Графіки допустимої швидкості піддонів від їх типу та маси вантажу показані на рис. 2.5 .

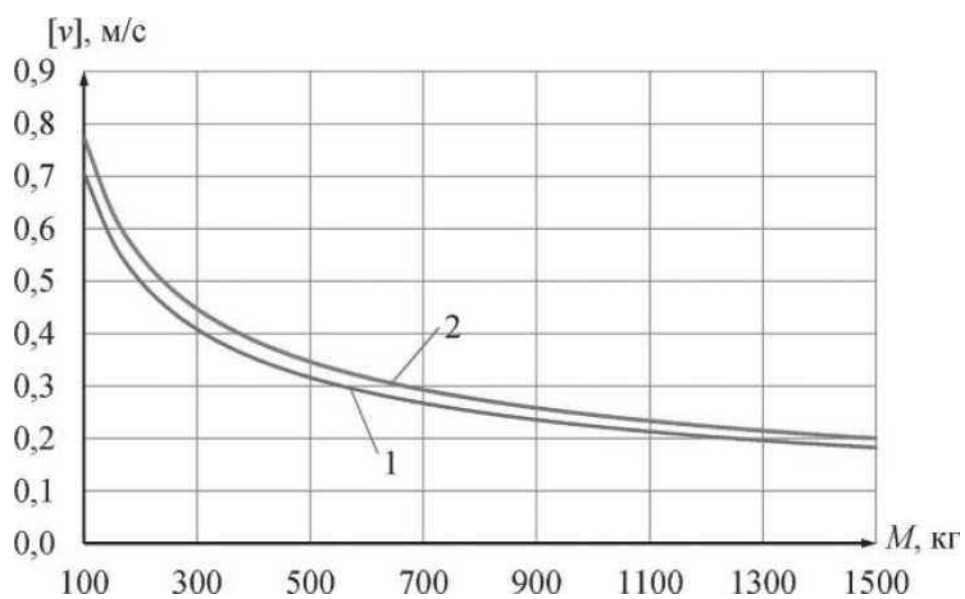


Рис. 2.5. Залежність допустимої швидкості дерев'яних EUR- (1) і FIN- піддонів (2) від маси M вантажу

Висновки по розділу 2

1. Аналітичні дослідження показали, що:

- на потенціальну енергію деформації системи палета - упор найбільше впливає робота згинального моменту;

- допустима швидкість палети, при якій не відбувається втрата несучої здатності упору пристрою зупинки та поділу падає зі зростанням маси вантажу на піддоні, і для палет з вантажем масою від 500 до 1500 кг їхня допустима швидкість не повинна перевищувати 0.2...0,3 м/с. Отже, гальмівний ролик повинен забезпечувати регулювання швидкості руху палет у цих межах;

- отримані розрахункові значення швидкості аналогічні зазначеним у характеристиках гальмівних роликів зарубіжних виробників.

2. Для безпеки експлуатації гравітаційних стелажів необхідно застосовувати пристрої для обмеження швидкості руху палет по роликівих непривідних конвеєрах.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ УДОСКОНАЛЕННЯ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ГРАВІТАЦІЙНОГО СТЕЛАЖА

2.1. Конструкції існуючих гальмівних роликів

Інерційні гальмівні ролики

Одним із найпростіших способів гальмування вантажу на гравітаційному конвеєрі є створення підвищеного моменту інерції за рахунок засипання всередину ролика дробу (або піску) або заливання в ролик олії (рис. 3.1а) [15]. На рис. 3.1б представлений інерційний гальмівний ролик зі встановленими на вісь ролика, що обертається, лопатями, які створюють додатковий механічний гальмівний момент [15].

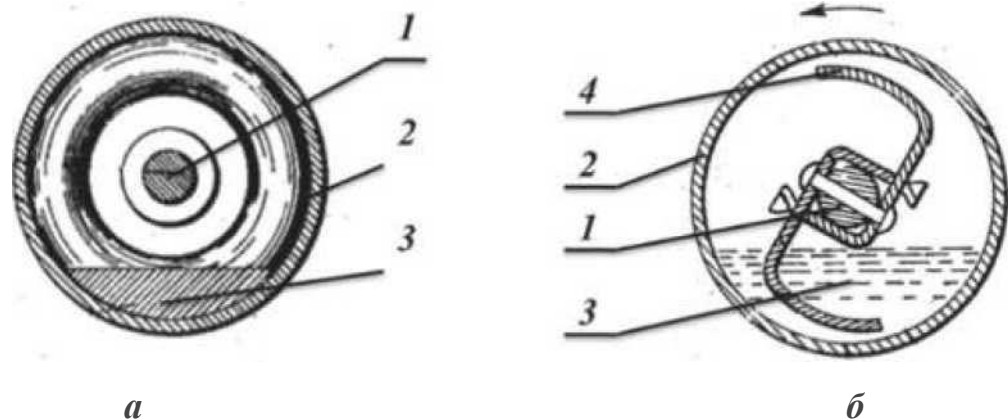


Рис. 3.1. Інерційний гальмівний ролик: а - інерційний гальмівний ролик із залитим всередину олією; б - інерційний гальмівний ролик з лопатями, де 1 - вісь ролика; 2 - обичайка ролика; 3 - олія з підвищеною в'язкістю; 4 – лопать

Перевагою даних роликів є простота конструкції. Однак на практиці неможливість регулювання гальмівного моменту та можливі протікання олії обмежують широке застосування даних конструкцій у гравітаційних конвеєрах для палет.

Гальмівні ролики відцентрового типу

Широке застосування регулювання швидкості руху в механізмах підйомно-транспортних машин знаходять відцентрові гальма [15]. Гравітаційні конвеєри для палет не є винятком. Однак через малу швидкість обертання гальмівного ролика використання відцентрового гальма можливе тільки із застосуванням мультиплікатора.

Одна з таких конструкцій розглянута патенті [22], де гальмівний ролик (рис. 3.2) оснащений двоступінчастою зубчастою передачею.

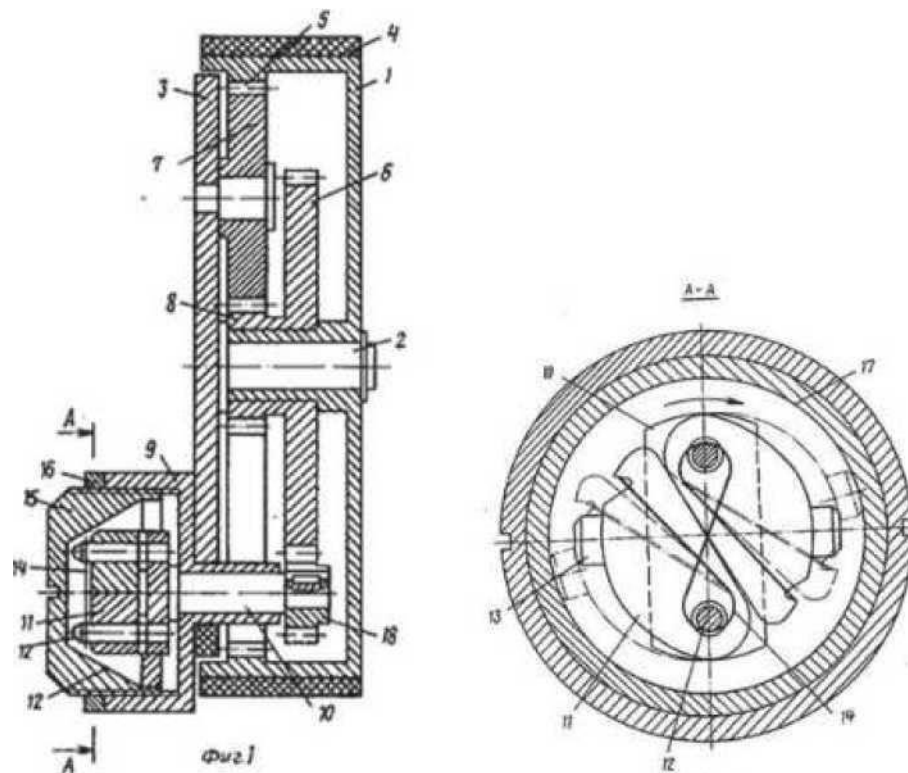


РИС 3.2. Гальмівний ролик відцентрового типу із циліндричним мультиплікатором

При наїзді на ролик вантаж зчепляється з гумовим ободом 4, обертаючи корпус 1. Завдяки зубчастій передачі 1-7, 7-8, 8-6 і 6-18 рух передається на спеціальну вилку 10. При цьому кутова швидкість вилки перевищує кутову швидкість корпусу у 25...40 разів. Діючі важелі 11 відцентрові сили, долаючи опір пружини 14, розводять їх, забезпечуючи контакт фрикційних колодок 13 з нерухомою конічною поверхнею 17 кришки 15, за рахунок чого

проводиться гальмування вантажу, що рухається. Регулювання режиму гальмування здійснюється при русі вантажу шляхом загвинчування або викручування кришки 15 відносно склянки 16.

Застосування даної конструкції гальмівного ролика обмежено в конструкціях гравітаційних стелажів зважаючи на великі габарити корпусу 1 внаслідок використання циліндричного мультиплікатора з великим передатним ставленням. Цей недолік долають практично використанням планетарного мультиплікатора [23].

Однією з таких конструкцій, що найбільш широко застосовуються на практиці в даний час, є гальмівний ролик відцентрового типу з важелями гальмами (колодками), розміщеними всередині корпусу гальмівної вставки (рис. 3.3).

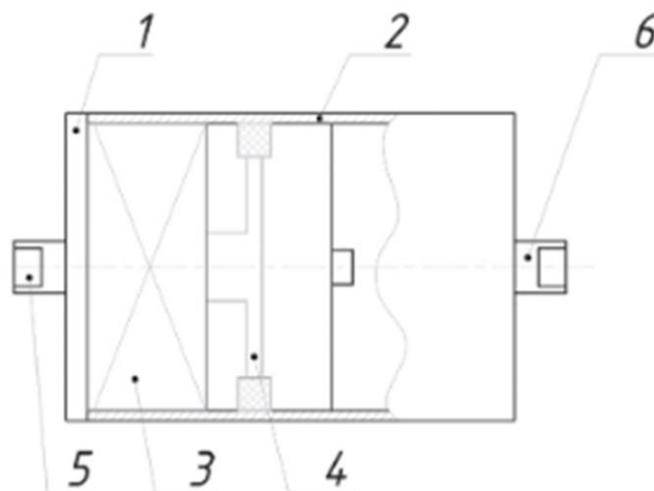


Рис. 3.3. Схема гальмівного ролика відцентрового типу з гальмівними важелями (колодками), розміщеними всередині корпусу гальмівної вставки

Ролик складається з гальмівної вставки 1, виконаної як закінченої складальної одиниці, яка встановлюється (запресовується) всередину обичайки 2 ролика. Нерухома вісь 5 гальмівної вставки є однією з двох його опор. Друга опора ролика 6 виконана у вигляді типового підшипникового вузла або другої гальмівної вставки. Гальмівна вставка 1 оснащена планетарним мультиплікатором 5 і фрикційним гальмом 4 відцентрового типу. Загальний вигляд гальмівної вставки показано на рис. 3.4 [15].

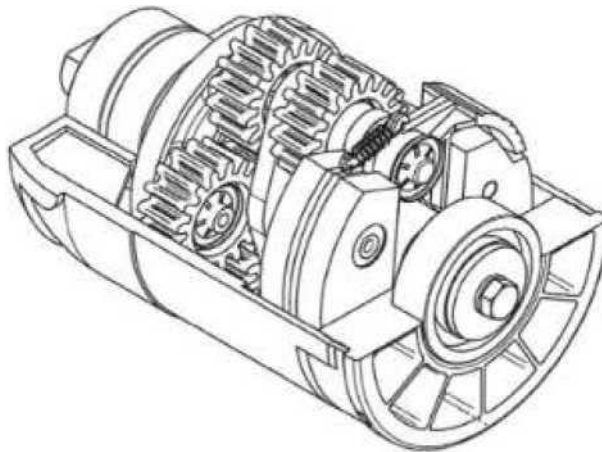


Рис. 3.4. Загальний вигляд гальмівної вставки відцентрового типу

Принцип роботи гальмівних роликів даної конструкції полягає в тому, що при наїзді палети на гальмівний ролик обичайка останнього разом із корпусом гальмівної вставки розганяються. Для забезпечення гарантованого контакту палети з гальмівним роликом останній встановлюється вище від роликового полотна конвеєра на 1...3 мм. Обертальний момент від корпусу гальмівної вставки передається через мультиплікатор на гальмівні важелі (колодки) гальма, які під дією відцентрової сили притискаються фрикційними накладками до внутрішньої поверхні корпусу гальмівної вставки. Починається процес зниження швидкості обертання обичайки ролика, а отже, і швидкості палети. Палета переходить у режим руху з постійною швидкістю при безперервному терті між фрикційними накладками гальма та корпусом гальмівної вставки.

Гальмівні ролики притискного типу

Існують також аналогічні конструкції гальмівних роликів, що притискаються до несучих роликів (рис. 3.5) [15]. Такі конструкції називаються притискними, а ролики в них мають фрикційне покриття (як правило, виконане з гуми) для передачі моменту від несучих роликів на гальмівний і вимагають обов'язкового застосування пружин, що забезпечують постійне зусилля, що притискає. Конструкція гальмівного ролика аналогічна конструкції гальмівної вставки (рис.3.4).

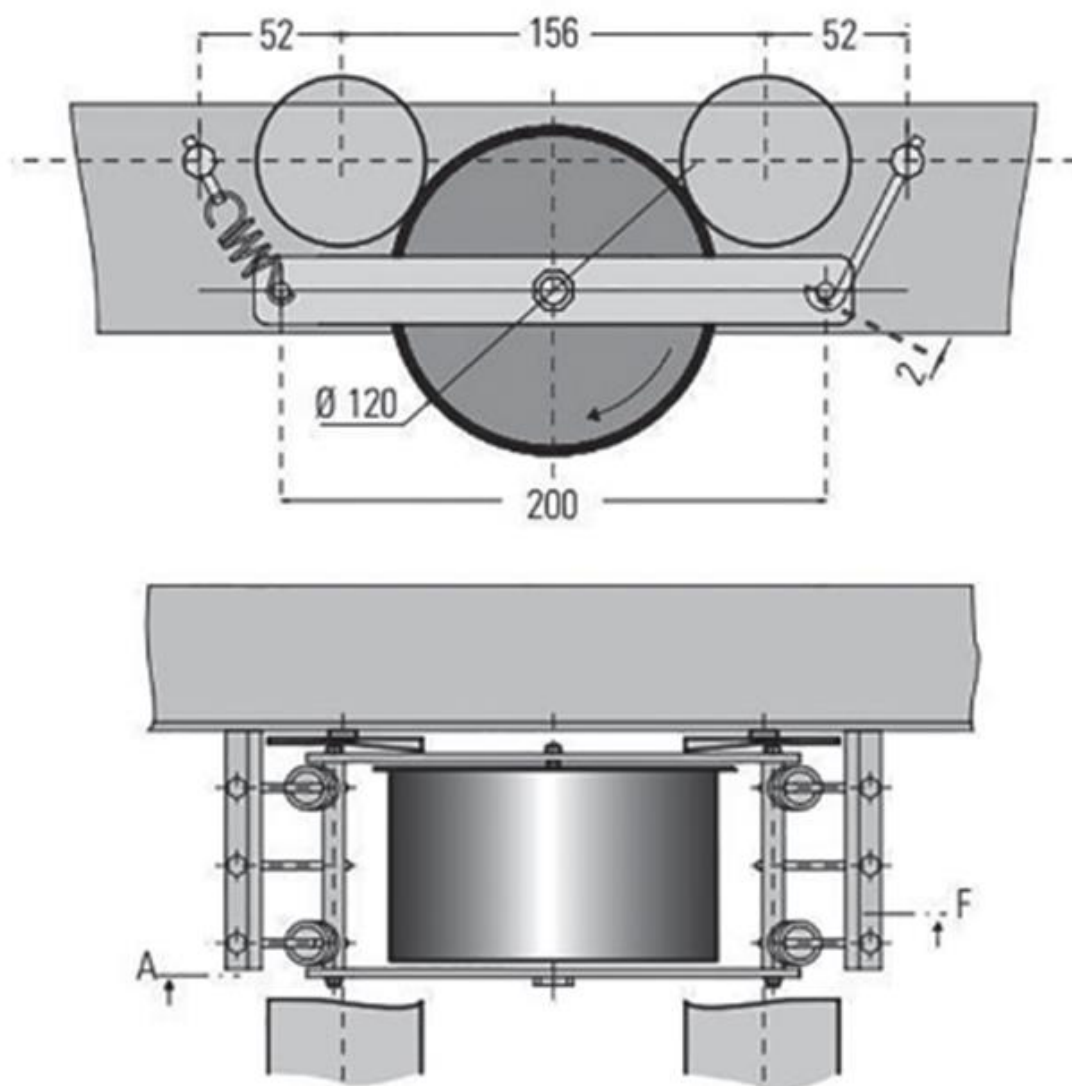


Рис. 3.5. Притискний гальмівний ролик

Відомі також гальмівні ролики, що використовують у своїх конструкціях гідро- та пневмоциліндри [15]. Такі гальмівні ролики мають високу вартість через високі вимоги до гідроциліндрів, створення проміжних опор і на практиці використовуються вкрай рідко.

Магнітні гальмівні ролики

Серед існуючих типів гальмівних роликів [24] найбільш перспективною конструкцією вважаються магнітні гальмівні ролики, головною перевагою яких є безконтактне (не фрикційне) гальмування. Принцип роботи таких роликів базується на законах електромагнітної індукції та передбачає гальмування провідника, що рухається в магнітному

полі, обумовлене взаємодією вихрових струмів, або струмів Фуко, що виникають в обсязі провідника із зовнішнім магнітним полем [24]. Тому такі гальмівні ролики іноді називають роликами з вихорострумовим гальмом.

На ринку складського гравітаційного стелажного обладнання магнітні гальмівні ролики не знайшли широкого застосування через свою високу вартість, яка в першу чергу обумовлена відсутністю вітчизняних конструкцій і виробників таких роликів.

Одна з найпростіших конструкцій магнітних гальмівних роликів призначена для гравітаційних конвеєрів палетних представлена на рис. 3.6 [15].

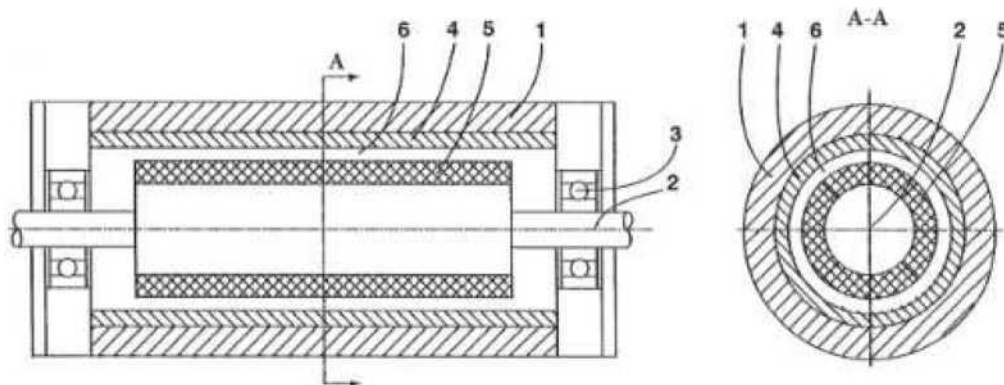


Рис. 3.6. Гальмівний ролик із постійними магнітами

Ролик складається з циліндричного сталевого корпусу (обічайки) /, встановленого за допомогою підшипників 3 на нерухливій осі 2. Всередину обічайки / ролика запресовується алюмінієвий або мідний циліндр 4, який має властивість високої електропровідності. Крім того, на осі 2 розміщені постійні магніти 5 з полярністю, що чергується. Між магнітами 5 і циліндром 4 є повітряний зазор 6. При обертанні корпусу / щодо постійних магнітів 5 в циліндрі 4 індуються вихрові струми, які є причиною виникнення ефекту гальмування.

У представленій на рис. 3,6 конструкції гальмівний момент залежить від швидкості обертання циліндра 4 відносно нерухомих постійних магнітів 5, а також повітряного зазору між ними. Однак для палетних гравітаційних

стелажів швидкість обертання роликів не перевищує 60 об/хв, а цього недостатньо для забезпечення ефективного гальмування. Тому в конструкціях сучасних магнітних гальмівних роликів для підвищення ефективності гальмування застосовують планетарні мультиплікатори, що дозволяють збільшити швидкість обертання магнітної гальмівної системи до 1500 об/хв, а також відцентрові механізми, які знайшли застосування в відцентрових муфтах і гальмах

За характером впливу силового поля, створюваного постійними магнітами на провідне тіло, магнітні гальмівні ролики відцентрового типу можна розділити на дві групи: радіальної та осьової дії.

Розглянемо конструктивні виконання та особливості кожної з них.

Ролики радіальної дії (рис. 3.7) є гальмівною вставкою 4, що складається з обичайки 5, на осі 6 якої встановлюються планетарний мультиплікатор 7, відцентровий пристрій 2, магнітне (вихрострумове) гальмо 3 (позиції 2 і 3 залежно від конструкції можна замінити місцями). На рис. 3.7а при розбіжності дисків відцентрового пристрою 2 постійні магніти 7, розміщені на одному з дисків, впливають на кільце з латуні або міді (провідне тіло) 8, причому позитивні і негативні полюси магнітів розташовані по черзі і діють назовні в радіальному . На рис. 3.7б при розбіжності дисків відцентрового пристрою 2 провідне тіло 8, розміщене на одному з дисків, входить у магнітне поле постійних магнітів 7, дія яких направлена назовні в радіальному напрямку.

Так як в таких конструкціях величина повітряного зазору між магнітами 7 і кільцем 8 залишається незмінною, то гальмівний момент залежатиме від ступеня їх взаємного перекриття та швидкості обертання відносно один одного.

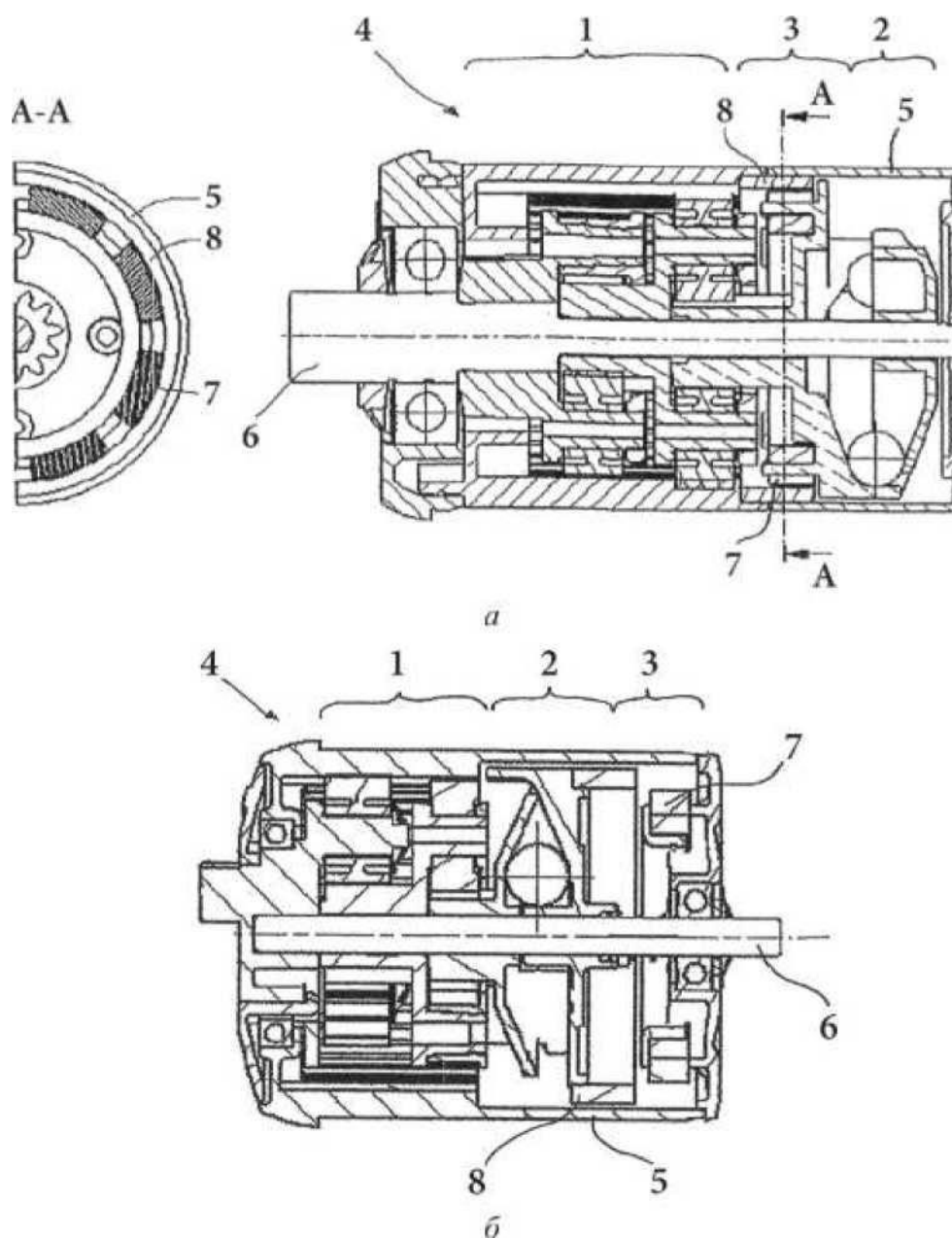


Рис. 3.7. Магнітний гальмівний ролик відцентрового типу радіальної дії: - з розміщенням магнітів на відцентровому пристрої; б-е розміщенням провідного тіла на відцентровому пристрої

Слід зазначити, що конструкції гальмівних магнітних роликів, наведені на рис. 3.7, і зараз реалізовані компанією Intterrol (рис. 3,8 [15]) і широко застосовується на практиці. Ролик призначений для обмеження швидкості транспортованих вантажів (коробів) вагою від 0,5 кг до 35 кг, не вимагає постійного технічного обслуговування (через відсутність зносу елементів гальмівної системи), простий у монтажі (завдяки можливості гальмування н

обидві сторони фарбовані). Ролик розрахований на максимальне навантаження 500 Н та максимальну швидкість вантажу 2,0 м/с. Максимальна пропускна спроможність гравітаційного конвеєра - до 3000 одиниць вантажу на годину, робочим діапазон температури туру становить +5...-40°C.

До найбільш перспективних конструкцій магнітних гальмівних роликів слід віднести і конструкцію ролика осьової дії, представлену на рис. 3.9 та реалізовану компанією ВІТ0 (Німеччина) [15].

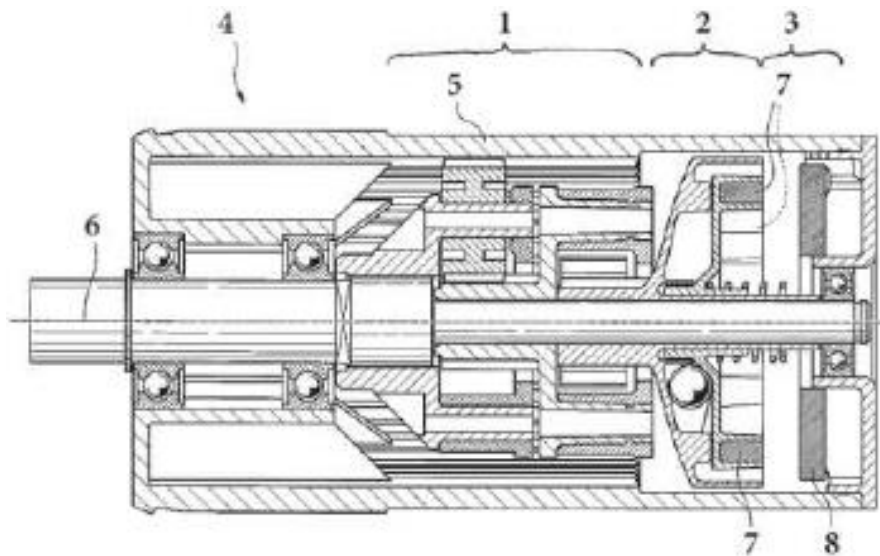


Рис. 3.9. Магнітний гальмівний ролик відцентрового типу осьової дії

Ролик осьової дії 4 (рис. 3.9) [15] включає в себе обичайку 5, на осі 6 якої встановлюються планетарний мультиплікатор 1, відцентровий пристрій 2, магнітне (вихреструмове) гальмо 3. У такій конструкції залишається постійним ступінь перекриття магнітів 7 з провідним тілом (диском) 8, а гальмівний момент залежатиме від величини повітряного зазору між ними та швидкості обертання один щодо одного.

При обертанні ролика 4 і пов'язаного з ним магніту 7 в мідному диску 8 виникають вихрові струми, які при підвищенні швидкості обертання посилюються за рахунок зменшення зазору між магнітами 7 диском 8 і тим самим збуджують крутний момент у напрямку, протилежному обертанню ролика 4.

Основні недоліки магнітних гальмівних роликів, представлених на рис. 3.7 та 3.9 - їх висока вартість та складність виготовлення. Такі ролики стали використовуватися порівняно недавно і ще не встигли зарекомендувати себе на ринку, тому більшість виробників віддають перевагу гальмівним роликам з відцентровим гальмом.

Усі розглянуті конструкції магнітних гальмівних роликів відносяться до нерегульованого типу, так як у них відсутня можливість зміни ступеня перекриття магнітів з провідним тілом, повітряного зазору між ними та їх відносної швидкості обертання шляхом зовнішнього впливу, від яких залежить величина гальмівного моменту.

Приклад конструкції регульованого гальмівного ролика представлений в [3] і відрізняється від нерегульованого можливістю точно задавати гальмівне зусилля по датчику зворотного зв'язку. Однак через використання зовнішнього електричного керуючого впливу такі конструкції в гравітаційних стелажах через високу вартість експлуатації та неможливості використання за відсутності керуючого сигналу не застосовуються.

Конструкцій регульованих магнітних гальмівних роликів без зовнішнього впливу для використання в гравітаційних палетних конвеєрних системах знайти не вдалося. Однак магнітні гальмівні пристрої, в яких можливе регулювання зазначених вище параметрів, знайшли широке застосування в риболовних котушках [15].

Одна з таких конструкцій котушки (рис. 3.10) оснащена магнітним гальмом, який включає в себе провідне тіло 1, встановлене на валу 2 котушки 3 з можливістю переміщення в осьовому напрямку, магніти 4, що створюють опір по відношенню до провідного тіла 1, і відцентрові втулки 5, які рухаються при обертанні котушки 3, забезпечуючи проходження провідного тіла 1 в магнітне поле.

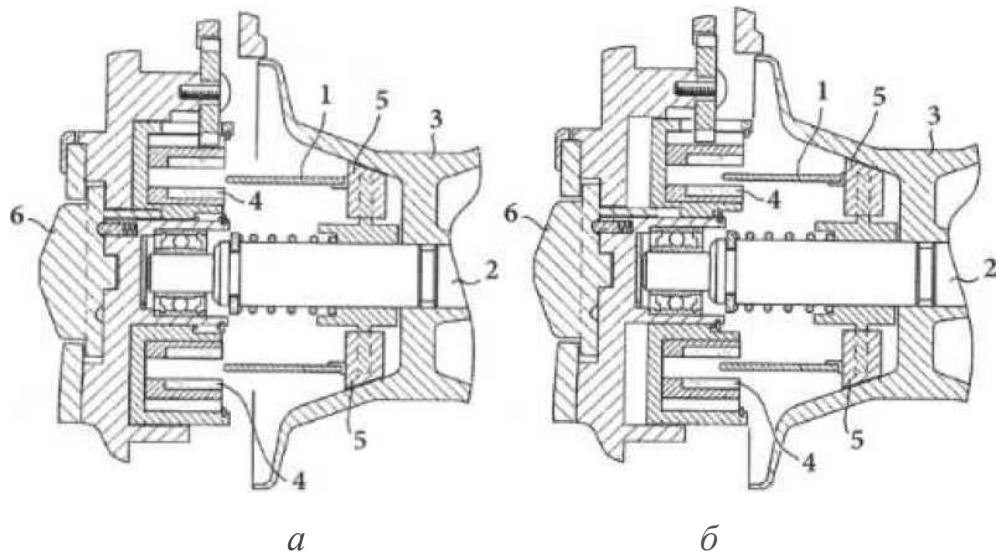


Рис. 3.10. Котушка з можливістю регулювання гальмівного посліду зміною ступеня перекриття магнітних елементів; а - початкове положення магнітів; б - висунуте положення магнітів

Гальмівне зусилля регулюється за допомогою повороту кришки 6, яка висуває магніти 4 у напрямку провідного тіла 1, що приводить до зміни їх ступеня перекриття, а значить, і швидкості обертання один щодо одного.

Відома також конструкція (рис. 3.11), оснащена магнітним гальмом, що включає в себе провідне тіло 1 розміщене на регуляторі 6. магніти 4. встановлені на валу 2 котушки 3 з можливістю переміщення в осьовому напрямі у тілі 1 і відцентрові тіла 5, які рухаються в радіальному напрямку при обертанні котушки 5. забезпечуючи вплив магнітного поля магнітів 4 на провідне тіло 1.

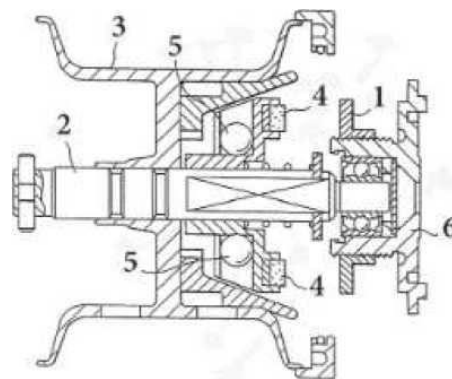


Рис. 3.11. Котушка з можливістю регулювання гальмівного моменту зміною повітряного зазору

Управління гальмівним моментом проводиться шляхом зміни повітряного зазору між магнітами 4 і провідним тілом 1 за допомогою повороту регулятора 5, який висуває провідне тіло 1 в напрямку магнітів 4, що крім збільшення (або зменшення) гальмівного зусилля призводить до зміни швидкості тобто гальмування.

Розглянуті вище конструктивні особливості котушок можуть бути використані при розробці конструкції магнітних гальмівних роликів, що регулюються, для гравітаційних палетних систем.

На підставі проведеного огляду та аналізу конструкцій магнітних гальмівних роликів пропонується класифікація (рис. 2.12), що включає їх поділ за способом регулювання, характером впливу на провідне тіло та конструктивного виконання відцентрового механізму.

На підставі проведеного огляду пропонується наступна класифікація гальмівних роликів (рис. 3.13).

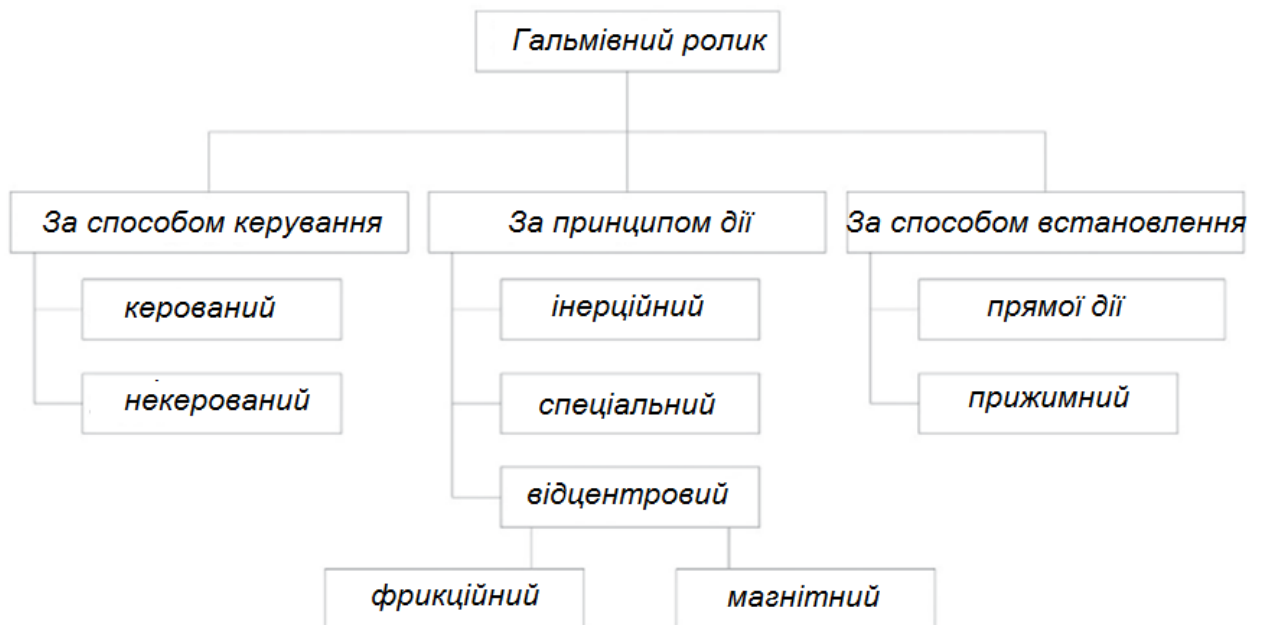


Рис. 3.13. Класифікація гальмівних роликів

3.2. Обґрунтування конструктивних параметрів гальмівних магнітних роликів

Проведений аналіз різних конструкцій гальмівних роликів гравітаційних конвесрів для палет [8] показав, що однією з найбільш перспективних конструкцій гальмівних роликів будуть гальмівні ролики магнітного (вихрострумове) типу, головною перевагою яких є безконтактне (не фрикційне) гальмування, відповідно, відсутність зносу фрикційної накладки гальма ролика.

Принцип роботи таких роликів заснований на законах електромагнітної індукції і передбачає гальмування провідника, що рухається в магнітному полі, обумовлене взаємодією виникаючих в обсязі провідника вихрових струмів (або струмів Фуко) із зовнішнім магнітним полем [10].

Однак на ринку складського стелажного обладнання гальмівні магнітні ролики не знайшли широкого застосування через свою високу вартість, яка в першу чергу зумовлена відсутністю вітчизняних конструкцій та методик їх розрахунку.

Конструкція гальмівного магнітного ролика (рис. 3.14), являє собою гальмівну вставку 3, на осі 4 якої встановлюються планетарний мультиплікатор 1 і магнітне (вихрострумове) гальмо 2.

Процес гальмування гальмівного магнітного ролика (рис. 3.15) починається при дії на обичайку ролика (корпус 3 гальмівної вставки) крутного моменту, який через планетарний мультиплікатор 1 передається на кільце 5 (представлений прозорим) і приводить його в обертання в магнітному полі, створюваним постійними магніт з полярністю, що чергується, і жорстко пов'язаними за допомогою перехідника з гальмівною вставкою 3.

Кільце 5 виконано з матеріалу, що володіє високою питомою провідністю, наприклад, міді або алюмінію. Відповідно до закону сили Лоренца на поверхні кільця індукуються вихрові струми (струми Фуко) і

створюють момент опору прикладеному зовнішньому навантаженню (гальмівний момент). Як матеріал постійних магнітів δ використовується з'єднання Nd-Fe-B (неодим-залізо-бор). Такі магніти мають найкращі магнітні та електричні властивості, термін служби яких на сьогоднішній день становить 20-25 років і більше, а також мають високе значення коерцитивної сили, що робить гальмівні магнітні ролики практично нечутливими до впливу зовнішніх магнітних полів [11].

Таким чином, в конструкції гальмівного магнітного ролика величина повітряного зазору між магнітами δ і кільцем δ залишається незмінною, а гальмівний момент залежить від швидкості їх відносного обертання.

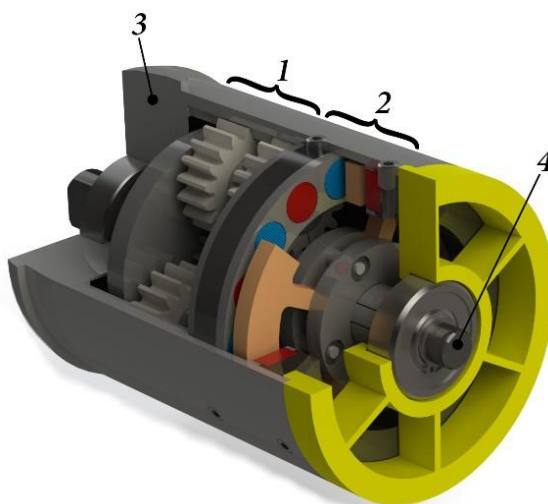


Рис. 3.14. Загальний вигляд гальмівний магнітний ролик (3D-модель): 1 – планетарний мультиплікатор, 2 – магнітне (вихрострумове) гальмо, 3 – гальмівна вставка, 4 – вісь

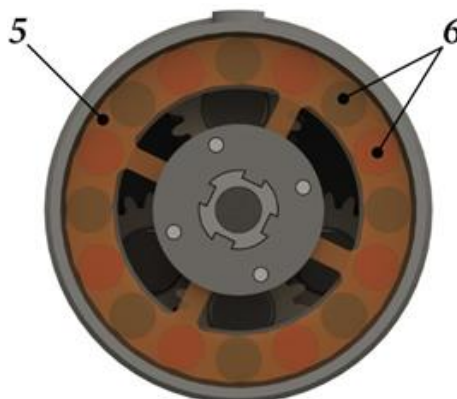


Рис. 3.15. Магнітне (вихрострумове) гальмо: 5 – кільце (представлено прозорим), 6 – постійні магніти

В аналітичних дослідженнях були використані підходи, викладені в роботах [9, 12] для відцентрових фрикційних роликів і [13, 14, 28] для вихрострумових гальмівних пристроїв.

На рис. 3.16, 3.17 представлені розрахункові схеми гравітаційного роликового конвеєра та гальмівного магнітного ролика.

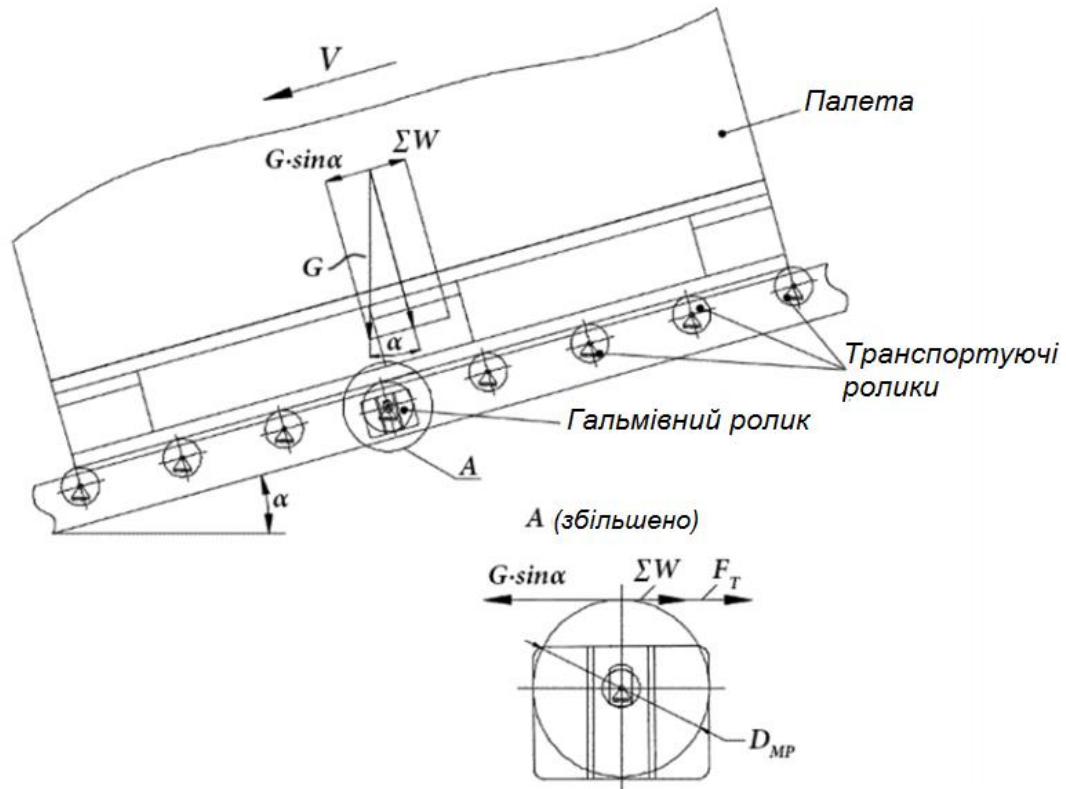


Рис. 3.16. Розрахункова схема взаємодії палет з гальмівним роликом

Рух палети по гальмівному магнітному ролику описується основним рівнянням динаміки поступального руху (рис. 3.16), який має вигляд:

$$M \frac{dV}{dt} = G \cdot \sin \alpha - \Sigma W - F_T = G(\operatorname{tg} \alpha - w) - F_T, \quad (3.1)$$

де M – маса палети, кг; V – швидкість руху палети по ГМР, м/с; G – сила тяжіння, що діє на палету, Н; ΣW – сума сил опору руху палети, Н; F_T – гальмівна сила, Н; w – приведений коефіцієнт опору руху палети на гравітаційних роликових конвеєрах [15], Н.

$$w = \Sigma \frac{W}{G \cdot \cos \alpha}. \quad (3.2)$$

Враховуючи малість кута нахилу гравітаційних роликів конвеєрів $\alpha = 1,7 \dots 2,8$, можна прийняти:

$$\sin \alpha \cong \operatorname{tg} \alpha ; \cos \alpha \cong 1.$$

Процес обертання гальмівного ролика може бути описаний рівнянням динаміки обертального руху відносно т. O (рис. 4,б):

$$J_{MP} \frac{d\omega_T}{dt} = \Sigma M_O = M_P - M_{Г1} - M_{Г2}, \quad (3.3)$$

де J_{MP} момент інерції гальмівного ролика $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; ω_T - кутова швидкість ролика с^{-1} ; M_P - рушійний момент, що діє на обичайку, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $M_{Г1}$, $M_{Г2}$ - гальмівні моменти, що діють на обичайку і циліндр вихрового гальма, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

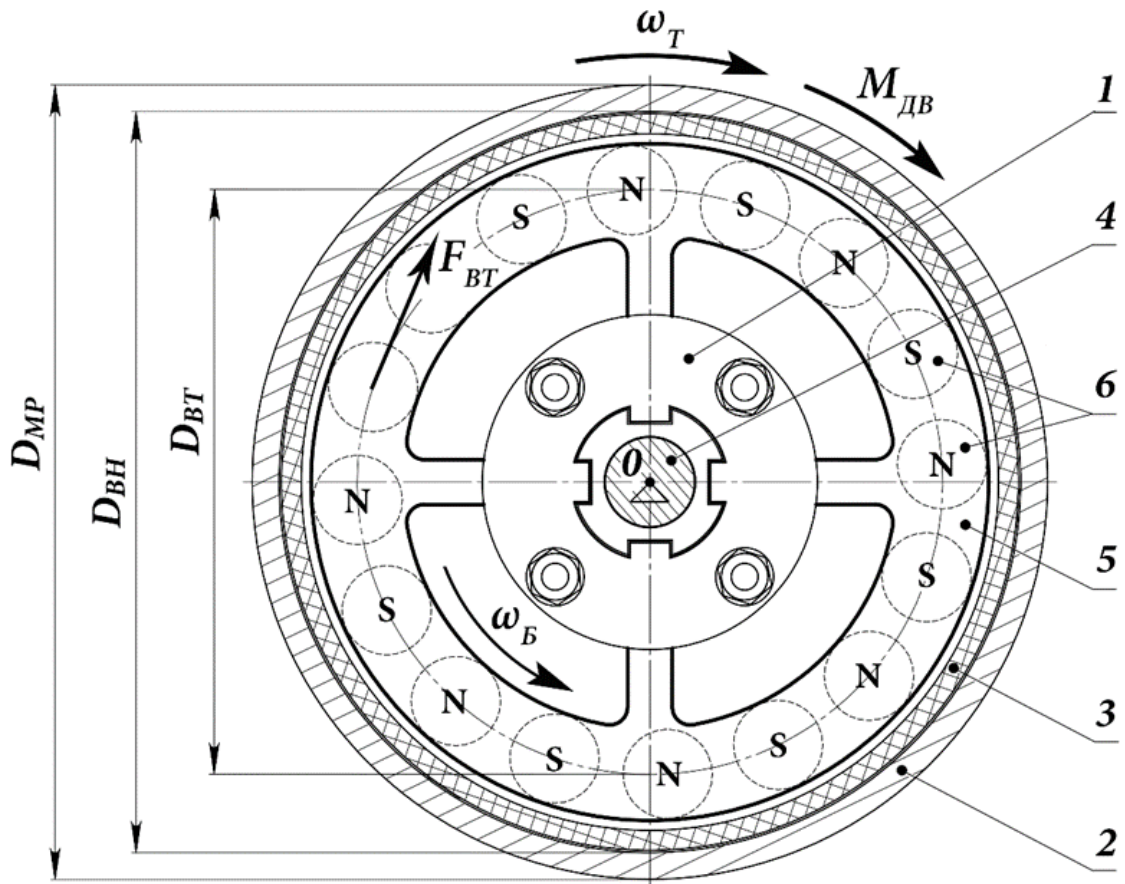


Рис. 3.17. Гальмівний магнітний ролик: 1 – ступиця; 2 – обечайка; 3 – гальмівна вставка; 4 – нерухома вісь гальмівної вставки; 5 – мідне кільце; 6 – постійні магніти

Вважаючи рух палети рівномірним ($\frac{dV}{dt} = 0$) і приймаючи швидкість

палети:

$$V = \frac{\omega_T \cdot D_P}{2}, \quad (3.4)$$

отримуємо:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{d\left(\frac{\omega_T D_P}{2}\right)}{dt} = 0. \quad (3.5)$$

де D_P - діаметр ролика.

Аналогічно

$$J_{MP} \frac{d\omega_T}{dt} = 0. \quad (3.6)$$

Тоді маємо:

$$M_P - M_{\Gamma_1} - M_{\Gamma_2} = 0. \quad (3.7)$$

Таким чином, математичну модель процесу руху палети можна представити у вигляді:

$$M_P = M_{\Gamma_1} + M_{\Gamma_2}. \quad (3.8)$$

З урахуванням малості кута нахилу α роликового полотна рушійний момент M_P , що діє на обичайку гальмівного ролика дорівнює:

$$M_P = \frac{D \cdot G(\operatorname{tg}\alpha - w)}{2}. \quad (3.9)$$

При визначенні суми сил опору ΣW руху палети на гравітаційних роликових конвеєрах згідно [12] при можна прийняти наступні припущення:

- ковзання палети по роликам відсутнє;
- через рівномірний рух палет сили інерції не виникають;
- опір від нерівномірності роликового полотна є місцевим і в

розрахунках може не враховуватись.

У цьому випадку необхідно враховувати лише опори від тертя в опорах несучих роликів і кочення палети по несучих роликах гравітаційних

роликів конвеєрів, визначення яких докладно викладено в [16, 17, 18].

Гальмівний момент $M_{\Gamma 1}$, що діє на обичайку гальмівного магнітного ролика:

$$M_{\Gamma 1} = F_{BG} \cdot \frac{D}{2}, \quad (3.10)$$

де F_{BG} - сила гальмування вихреструмовевого гальма, Н; $\frac{D}{2}$ - відстань від осі обертання гальмівного ролика до центру постійних магнітів, м.

Гальмівний момент $M_{\Gamma 2}$, що діє на ступицю 1 вихреструмовевого гальма ГМР, приведений до його обичайки дорівнює

$$M_{\Gamma 2} = F_{BG} \cdot \frac{D}{2} \cdot u \cdot \eta_{BG}, \quad (3.11)$$

де u – передаточне відношення мультиплікатора гальмівного магнітного ролика; η_{BG} – ККД магнітного ролика.

Підставляючи (5)-(7) в (4) отримуємо:

$$\frac{D \cdot G (tg \alpha - w)}{2} = F_{BG} \cdot \frac{D}{2} + F_{BG} \cdot \frac{D}{2} \cdot u \cdot \eta_{BG}. \quad (3.12)$$

У такому разі сила гальмування вихреструмовевого гальма магнітного ролика, враховуючи $G = M \cdot g$ (где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння):

$$F_{BG} = \frac{D \cdot M \cdot g (tg \alpha - w)}{D(1 + u \cdot \eta_{BG})}. \quad (3.13)$$

З іншого боку згідно [28] сила гальмування вихреструмовевого гальма визначається наступним чином:

$$F_{BG} = \beta \cdot \omega_{\text{від}} \cdot \frac{D}{2}, \quad (3.14)$$

де β – коефіцієнт магнітної в'язкості, Н·с/м; $\omega_{\text{від}}$ – кутова швидкість мідного кільця щодо постійних магнітів, с⁻¹.

Тоді для конструкції гальмівного ролика, що представлена на рис. 3.17:

$$\omega_{\text{від}} = \omega_{\Gamma} + \omega_{\text{Б}}, \quad (3.15)$$

де $\omega_{\Gamma} = \frac{\pi \cdot n_{\Gamma}}{30}$ - кутова швидкість обичайки, с^{-1} ; n_{Γ} - частота обертання

обичайки, об/хв.; $\omega_{\text{Б}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{Б}}}{30}$ - кутова швидкість ступиці вихрострумового

гальма, с^{-1} ; $n_{\text{Б}}$ - частота обертання ступиці вихрострумового гальма, об/хв.;

При цьому через наявність мультиплікатора $n_{\text{Б}} = u \cdot n_{\Gamma}$.

За умови відсутності проковзування палети по гальмівному магнітному ролику (на підставі досліджень, проведених у роботі [12]) частота обертання обичайки n_{Γ} :

$$n_{\Gamma} = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D}. \quad (3.16)$$

Тоді $\omega_{\text{від}}$:

$$\omega_{\text{від}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{Б}}}{30} + \frac{\pi \cdot n_{\Gamma}}{30} = \frac{\pi}{30} (u \cdot n_{\Gamma} + n_{\Gamma}) = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D} (1 + u) = \frac{2 \cdot V}{D} (1 + u). \quad (3.17)$$

Підставляючи (3.17) (3.14) і прирівнюючи (3.13) і (3.14), отримаємо розрахункову залежність для визначення швидкості V руху палети:

$$V = \frac{D_{\text{MP}}^2 \cdot g (\text{tg} \alpha - w)}{D_{\text{BG}}^2 \cdot \beta \cdot (1 + u \cdot \eta_{\text{MG}}) (1 + u)} \cdot M. \quad (3.18)$$

Як видно з формули (3.18), основним параметром, що визначає гальмівні функції магнітного ролика, а значить і швидкість руху палети, є коефіцієнт магнітної в'язкості – β .

3.3. Аналіз залежності швидкості руху палети по магнітному ролику

Як правило, діаметр D_{MP} вибирається виходячи з конструктивних обмежень гальмівного магнітного ролика та гравітаційного стелажу для палет. Насправді найчастіше використовуються труби з діаметром D_{MP} , рівним 80 чи 90 мм із товщиною стінки 3 мм. У розробленій конструкції (рис.

2) D_{MP} 90 мм, а $D_{BH} = 83$ мм, а як мультиплікатор на підставі аналізу, проведеного в роботі [6], використовується двоступінчастий мультиплікатор з передатним відношенням $u=24$. ККД гальмівного магнітного ролика η_{MP} може бути розрахований за аналогією з ККД відцентрового фрикційного ролика [12].

Відповідно до [29] коефіцієнт магнітної в'язкості може бути визначений за формулою:

$$\beta = n \frac{\pi \sigma}{4} D^2 dB^2. \quad (3.19)$$

де n – кількість магнітів; σ – питома провідність матеріалу кільця, См/м; B – магнітна індукція, Тл; D – діаметр поперечного перетину магніту, м; d – товщина кільця, м.

Залежність швидкості V руху палети від маси, при різних значеннях коефіцієнта β показані на рис. 3.16.

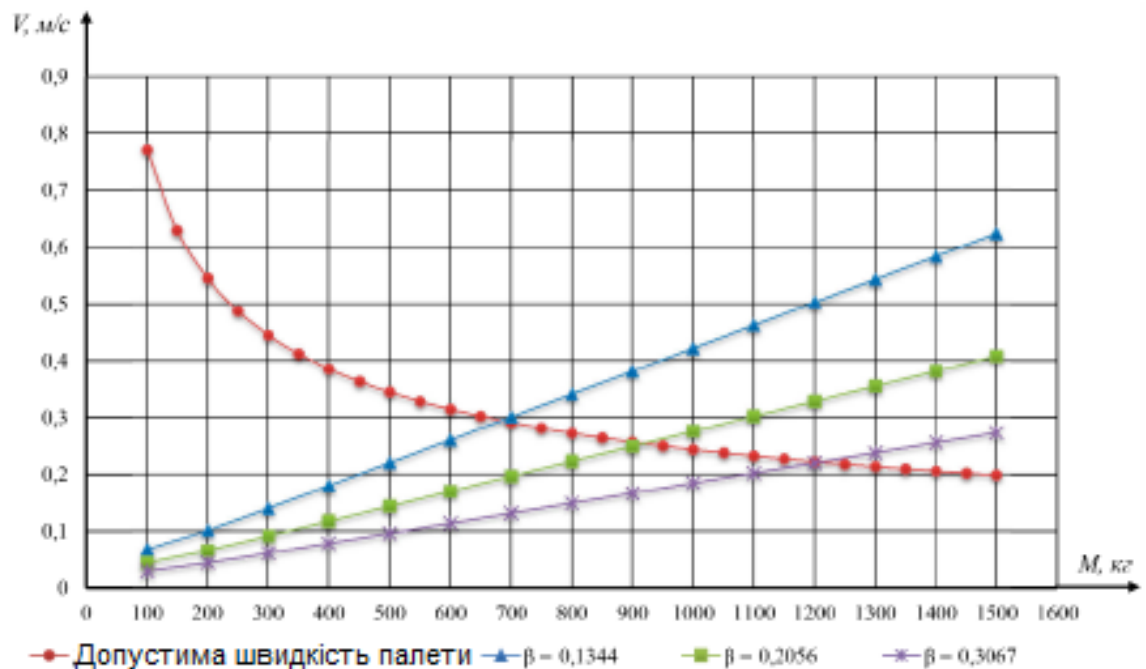


Рис. 3.16. Залежність швидкості V руху палети від маси, при різних значеннях коефіцієнта β

Як видно з рис. 3.16 швидкість руху палети масою M по гальмівному

магнітному ролику представляє собою практично лінійну залежність, при цьому нахил графіка швидкості визначається коефіцієнтом магнітної в'язкості β .

Однак формула (3.19) не враховує впливу повітряного зазору між мідним кільцем та магнітами та їх положення один щодо одного (крайового ефекту) на коефіцієнт магнітної в'язкості β та гальмівний момент M_{BT} . Це не дозволяє обґрунтовано підійти до вибору конструктивних параметрів вихрострумове гальма ГМР і вимагає проведення експериментальних досліджень щодо визначення коефіцієнта магнітної в'язкості для умов експлуатації гальмівних магнітних роликів, що використовуються в гравітаційних роликів конвеєрах для палет.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Гравітаційний роликовий стелаж є одним із типових модулів логістичних систем, що дозволяють підвищити продуктивність відвантаження палет, щільність зберігання складу, що веде до зниження витрат на його будівництво та експлуатацію. Підвищення безпеки експлуатації гравітаційних роликових конвеєрів, що застосовуються у стелажах для палет при транспортуванні та розвантаженні палет, можливе шляхом регулювання швидкості їх руху.

2. Необхідно гальмівний ролик та пристрій зупинки та поділу палет розглядати як систему, що забезпечує безпечну експлуатацію гравітаційних роликових конвеєрів для палет.

3. Отримано розрахункову залежність для визначення припустимої швидкості палети на гравітаційному роликовому конвеєрі гравітаційного стелажу за умови забезпечення працездатності упору пристрою зупинки та поділу палет.

4. Отримано рівняння швидкості руху палети по гальмівному магнітному ролику.

5. Для обґрунтованого вибору конструктивних параметрів вихрострумowego гальма потрібні експериментальні дослідження щодо визначення коефіцієнта магнітної в'язкості β .

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. <https://stalker.ua/areas/stellazhnye-sistemy/> (дата звернення: 04.04.2022).
2. <https://www.imvo.lviv.ua/produktsya/paletni-stelazhi/gravitatsijni-paletni-stelazhi> (дата звернення: 04.04.2022).
3. Roller Racking For Pallets - Nedcon Silesia // URL: <http://nedcon.pl/ang/regally-rolkowe-na-palety/> (дата звернення: 06.04.2022).
4. Palettendurchlaufregal - Saar Lagertechnik // URI: <https://www.saar-lagertechnik.com/de/products/> (дата звернення: 06.04.2022).
5. Piilletdynamicflowracks//URL:<https://www.ssi-schaefer.com/en-ca/products/storage/pallet-rack-systems/pallet-dynamic-flow-racks-58172> (дата звернення: 06.04.2022).
6. <https://interpaleta.com.ua/ua/dstu-9557-87.html> (дата звернення: 07.04.2022)
7. Logistic equipment gravity flow pallet rack for sale - Wholesale from China Aceally (Intetnationally) Group // URL: <http://www.aceshelving.com/gravity-rack/carton-flow-rack-with-gravity-roller.html> (дата звернення: 26.02.2018).
8. Nosko A.L., Safronov E.V., Soloviev V.A. Study of friction and wear characteristics of the friction pair of centrifugal brake rollers // Journal of Friction and Wear. V. 39, № 2. 2018. P.145-151.
9. Palettendurchlaufregal - Saar Lagertechnik // URL: <http://www.saar-lagertechnik.com/de/products/palettendurchlaufregal/> (дата звернення: 26.02.2018).
10. Pallet & Carton Flow |EMEA| www.interroll.ru // URL: <https://www.interroll.ru/products/pallet-carton-flow/> (дата звернення: 26.02.2022).
11. Pallet dynamic flow racks // URL: <https://www.ssi-schaefer.com/en-ca/products/storage/pallet-rack-systems/pallet-dynamic-flow-racks-58172> (дата звернення: 26.02.2018).

12. Patent Germany 102011078598. Ein Regalsystem mit einem Durchlaufregal und mit mechanisch lose gekoppelter Separiervorrichtung/Bito-Lagertechnik Bittmann GmbH. Published 19.09.2013.
13. Patent Germany DE202011106752. Bremsfoerderrolle / Bito-Lagertechnik Bittmann GmbH. Published. 30.11.2011.
14. Patent Germany EP2128048. Bremsrolleneinsatz, Bremsrolle und Rollenbahn/Werner Langer GmbH & Co. Published 02.12.2009.
15. Patent USA 8820506. Time delay separator/Interroll Holding A.G. Published 02.09.2014.
16. Roller Racking For Pallets - Nedcon Silesia // URL: <http://nedcon.pl/eng/regaly-rolkowe-na-palety/> (дата обращения: 26.02.2018).
Uniform standard for wood pallets. [NWPCA standard]. National Wooden Pallet and Container Association. Alexandria, USA. 2014. 66 p.
17. N. Boysen, D. Boywitz, F. Weidinger. Deep-lane storage of time-critical items: one-sided versus two-sided access // OR Spectrum. 2018. Vol. 40, No. 4. Pp. 1141–1170.
18. D. Boywitz, N. Boysen N. Robust storage assignment in stack- and queue-based storage systems // Comput. Oper. Res. 2018. Vol. 100. Pp. 189–200.
19. R. Accorsi, G. Baruffaldi, R. Manzini, Design and manage deep lane storage system layout. An iterative decision-support model // Int. J. Adv. Manuf. Technol. 2017. Vol. 92, No. 1-4. Pp. 57–67.
20. R. Vujanac, N. Miloradovic, S. Vulovic. Dynamic storage systems // ANNALS of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering. 2016. Vol. XIV. Pp. 79–82.
21. S. Wu, Ya. Wu, Ya. Wang. A structured comparison study on storage racks system // J. Residuals Sci. Tech. 2016. Vol. 13, No. 8.
22. L. Ghomri, Z. Sari. Mathematical modeling of the average retrieval time for flow-rack automated storage and retrieval systems // J. Manuf. Syst. 2017. Vol. 44. Pp. 165–178.

23. M. A. Hamzaoui, Z. Sari. Optimal dimensions minimizing expected travel time of a single machine flow rack AS/RS // *Mechatronics*. 2015. Vol. 31. Pp. 158–168.
24. Hollowell, Thomas Culver; Kahl, Justin Tyme; Stanczak, Matthew Don; Wang, Yizhou. Eddy Current Brake Design for Operation with Extreme Back-drivable Eddy Current Motor // *Mechanical Engineering Undergraduates*. 2010.
25. Andrew H. C. Gosline, Vincent Hayward. Eddy Current Brakes for Haptic Interfaces: Design, Identification, and Control // *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2008. Vol.13, No.6. Pp. 669–677.
26. Karakoc Kerem, Suleman Afzal, Park Edward J. Analytical modeling of eddy current brakes with the application of the time varying magnetic fields // *Applied Mathematical Modeling*, Netherlands. 2015. Pp. 1168–1179.
27. Karakoc Kerem, Park Edward J., Suleman Afzal. Improved braking torque generation capacity of an eddy current brake with time varying magnetic fields: A numerical study // *Finite Elements in Analysis and Design*. Elsevier. 2012. Vol. 59. Pp. 66–75.
28. <https://www.researchgate.net/publication/343138697> MATHEMATICAL MODEL OF THE MOTION PALLET PROCESS ON BRAKE MAGNETIC TYPE ROLLER.
29. Писаренко Г. С. та ін. Опір матеріалів: Підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський; За ред. Г. С. Писаренка. - 2-ге вид., допов. і переробл. -К.: Вища шк., 2004. - 655 с.: іл. ПЗ4 ISBN 966-642-056-2.