

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

**ГВИНТОВІ КОНВЕЄРИ З ЕЛАСТИЧНИМИ
ПОВЕРХНЯМИ**

**ГЕВКО Р.Б., ГЕВКО І.Б., ЛЯШУК О.Л., ДЯЧУН А.Є.,
ЗАЛУЦЬКИЙ С.З., СТАНЬКО А.І., ДОВБУШ Т.А.**

ТЕРНОПІЛЬ – 2024

УДК 621.867.4

ISBN 978-617-7875-72-6

Гевко Р.Б., Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Залуцький С.З., Станько А.І., Довбуш Т.А. Гвинтові конвеєри з еластичними поверхнями. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2024. 239 с.

Монографія присвячена питанням проектування і дослідження гвинтових конвеєрів з еластичними поверхнями, основними характеристиками яких є можливість безпечного переміщення крихких елементів та продуктів із можливим підвищенням пошкодженням.

Монографія складається з п'яти розділів, у яких представлено теоретичне обґрунтування параметрів гвинтових конвеєрів з еластичними поверхнями, викладено програму і методику проведення їх експериментального дослідження та представлено результати, проведено проектування перспективних конструкцій шнекових механізмів з еластичними змінними поверхнями і обґрунтування техніко-економічної ефективності використання гвинтових робочих органів з еластичними робочими поверхнями.

Для інженерно-технічних працівників, науковців, аспірантів і студентів.
Іл. 122. Табл. 24. Бібліогр.: 190 назв.

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор О.О. Налобіна (Національний університет водного господарства та природокористування);

доктор технічних наук, професор В.В. Аулін (Центральноукраїнський національний технічний університет).

Рекомендовано до друку вченою радою Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (протокол № 1 від 30.01.2024 р.)

ISBN 978-617-7875-72-6

© Гевко Р.Б., Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Дячун А.Є.,
Залуцький С. З., Станько А. І., Довбуш Т. А., 2024
© ФОП Паляниця В.А., 2024

ЗМІСТ

Вступ	6
Розділ 1. Особливості використання і проектування гвинтових конвеєрів та їх робочих органів з еластичними поверхнями	8
1.1. Особливості конструкцій гвинтових конвеєрів	8
1.2. Механіко-технологічні властивості сипких матеріалів	17
1.3. Конструкції робочих органів гвинтових конвеєрів з еластичними поверхнями	24
1.4. Аналіз результатів досліджень гвинтових конвеєрів з еластичними гвинтовими робочими органами	38
Розділ 2. Теоретичне обґрунтування процесу транспортування зернових матеріалів еластичними гвинтовими робочими органами	45
2.1. Синтез гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями	45
2.2. Дослідження деформації волокон еластичних щіткоподібних гвинтових робочих органів при транспортуванні зернового матеріалу.....	50
2.3. Обґрунтування параметрів взаємодії волокон еластичного щіткоподібного гвинтового робочого органу із зерновим матеріалом.....	60
2.4. Обґрунтування параметрів взаємодії еластичного гвинтового робочого органу із зерновим матеріалом форми півсфера – конус	74
2.5. Визначення зусилля деформації еластичної секції шнека при її взаємодії із зерниною еліпсоподібної форми	82
2.6. Рух потоку сипкого матеріалу по поверхні шнека з еластичними секціями, що перекриваються між собою	96
Розділ 3. Конструкції шнекових механізмів з еластичними поверхнями і методика їх експериментальних досліджень	110
3.1. Дослідний зразок гвинтового конвеєра із змінними гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями	110

3.2. Методика проведення експериментів з визначення продуктивності та ступеня пошкодження зернового матеріалу при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами з суцільною камероподібною, з периферійною еластичною щіткоподібною та з щіткоподібною гвинтовою еластичними поверхнями	119
3.3. Методика проведення досліджень з визначення ступеня пошкодження зернового матеріалу та енерговитрат при його транспортуванні гвинтовим робочим органом секційною еластичною робочою поверхнею	128
3.4. Методика визначення впливу на величину деформації еластичної секції її параметрів і зовнішнього навантаження	131
3.5. Методика проведення експериментів з визначення величини максимальної деформації волокон еластичного гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною	133
Розділ 4. Результати експериментальних досліджень процесу транспортування еластичними гвинтовими робочими органами	135
4.1. Результати експериментальних досліджень продуктивності шнекових механізмів гвинтовими робочими органами з суцільною камероподібною, з периферійною еластичною щіткоподібною та з щіткоподібною гвинтовою еластичними поверхнями	135
4.2. Результати експериментальних досліджень ступеня пошкодження насінневого зернового матеріалу після транспортування гвинтовими конвеєрами із гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями	154
4.3. Результати експериментальних досліджень з визначення потужності на приводі гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею	162
4.4. Експериментальні дослідження з визначення ступеня травмування зернового матеріалу жорстким шнеком та шнеком з секційною еластичною робочою поверхнею	168
4.5. Результати експериментальних досліджень з визначення продуктивності транспортування зернового матеріалу жорстким шнеком і шнеком з секційною еластичною поверхнею	175

4.6. Результати експериментальних досліджень з визначення впливу на величину деформації секції еластичної пластини її ширини, величини консольного виступу та маси мірних вантажів	179
4.7. Результати експериментальних досліджень з визначення величини максимальної деформації волокон еластичного гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною	183
Розділ 5. Проектування конструкцій шнекових механізмів з еластичними поверхнями	190
5.1. Спосіб виготовлення шнекового робочого органу адаптованого для його кріплення з еластичними накладками	190
5.2. Напрямки подальших досліджень з питань зменшення ступеня пошкодження матеріалів при його транспортуванні шнеками	193
5.3. Перспективні розробки шнекових механізмів з еластичними поверхнями	195
5.4. Обґрунтування техніко-економічної ефективності використання гвинтових робочих органів з еластичними робочими поверхнями	206
Список використаних джерел	216
Додатки	238

ВСТУП

Гвинтові конвеєри широко використовуються у багатьох галузях промисловості, будівництва та сільського господарства як надійні засоби транспортування різних типів сипких матеріалів. Основними перевагами таких конвеєрів є: простота конструкції та надійність, хороші показники точності подачі матеріалу, придатність для забезпечення показників охорони праці та автоматизації, значна гнучкість проектування конструкцій, широке застосування і поєднання додаткових процесів разом із транспортуванням матеріалів. Специфіка роботи гвинтових конвеєрів, а також різноманітність конструктивних параметрів гвинтових робочих органів, зумовлена різними реологічними властивостями транспортованих сипких матеріалів. Зокрема при транспортуванні деяких матеріалів, наприклад сільськогосподарського виробництва, однією з основних вимог є мінімізація ступеня їх пошкодження, які традиційні шнекові транспортери в повній мірі не забезпечують. Це пов'язано з тим, що при виконанні технологічного процесу частинки сипкого матеріалу потрапляють у зазор між периферійною поверхнею обертового шнека та внутрішньою нерухомою поверхнею направляючого кожуха, що призводить до різноманітного механічного впливу, зокрема стиснення, ударам, тертя і, в результаті, до надмірного макро- та мікропошкодження транспортованого матеріалу.

Подальші вектори проектування та дослідження гвинтових конвеєрів повинні бути спрямованими на усунення недоліків при транспортуванні насінневих зернових матеріалів, пов'язаних із тим, що частинки сипкого зернового матеріалу можуть защемлюватись у просторі між витками гвинтового робочого органу та кожухом, а також із тим, що через наявність зазору між витками шнека та кожухом не забезпечується самоочищення гвинтового конвеєра. Тому, можливість безпечного переміщення крихких елементів та продуктів із можливим підвищеним пошкодженням (травматизмом) гвинтовими конвеєрами у фармацевтичній галузі, галузях

електроніки, харчової промисловості, а також у сільськогосподарському виробництві при транспортуванні насінневих зернових матеріалів є одним із пріоритетних напрямків їх розроблення та дослідження.

Огляд конструкцій, особливостей роботи різних типів конвеєрів та гвинтових робочих органів надає можливість використання синтезу на основі морфологічного аналізу для пошуку нових варіантів гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями для зменшення пошкодження зернових матеріалів при транспортуванні.

Дослідженню гвинтових конвеєрів з еластичними гвинтовими робочими органами присвячено значно меншу кількість праць, ніж звичайним гвинтовим конвеєрам з металевими гвинтовими робочими органами, а тому вирішення ряду завдань проектування та практичної реалізації гвинтових конвеєрів з новими еластичними гвинтовими робочими органами, що забезпечують зменшення пошкодження насінневих зернових матеріалів, є актуальними, доцільними, значущими і перспективними.

РОЗДІЛ 1

ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ І ПРОЕКТУВАННЯ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ТА ЇХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ З ЕЛАСТИЧНИМИ ПОВЕРХНЯМИ

1.1. Особливості конструкцій гвинтових конвеєрів

Гвинтові конвеєри широко використовуються у багатьох галузях промисловості, будівництва та сільського господарства, як надійні засоби транспортування різних типів сипких матеріалів. Основними перевагами таких конвеєрів є:

- простота конструкції та надійність. Наявність тільки декількох рухомих частин і компактні габаритні розміри в поперечному перерізі надають можливість створювати простіші за конструкцією системи подачі сипких матеріалів, що надійні при експлуатації;

- хороші показники точності подачі матеріалу. Важливою особливістю гвинтових конвеєрів є забезпечення точного контролю подачі сипких матеріалів. При тихохідному режимі роботи гвинтових конвеєрів і частоті обертання шнека менше 80 об/хв. продуктивність гвинтового конвеєра прямо пропорційна частоті обертання шнека;

- придатність для забезпечення показників безпеки, екології та охорони праці. Гвинтові конвеєри можуть бути сконструйовані із захистом від впливу зовнішнього середовища, а також дозволяють уникати проблеми витоків пилу, його загоряння та вибуху;

- значна гнучкість проектування конструкцій. Шнеки та кожухи гвинтових конвеєрів легко проектувати для під'єднання до різних завантажувальних бункерів та місць вивантаження матеріалу у виробничій зоні за рахунок зміни довжини секцій конвеєра та кутів їх нахилу. Тому такі конвеєри забезпечують гнучкий вибір для різних систем подачі сипких матеріалів.

- широке застосування. Витки шнеків можна модифікувати для різних додаткових виробничих процесів, наприклад, зрізані витки, гофровані витки, витки з лопатками або їх комбінації можуть використовуватись для

попереднього дроблення кускових включень у матеріалі, змішування та сепарації сипких матеріалів.

Поряд із перевагами основними причинами недоліків гвинтових конвеєрів є наступне: через наявність відносного руху сипких матеріалів та робочих елементів конвеєра знижується механічна ефективність транспортування сипких матеріалів; через наявність зазору між витками шнека та кожухом не забезпечується самоочищення гвинтового конвеєра; частинки сипкого матеріалу можуть защемлюватись у просторі між витками та кожухом і пошкоджуватись чи руйнуватись.

Теоретичним та експериментальним дослідженням, що пов'язані з визначенням конструкційних, динамічних, кінематичних параметрів, особливостей експлуатації при транспортуванні різноманітних сипких матеріалів гвинтовими конвеєрами, присвячено значну кількість наукових праць та практичних рекомендацій [1-4, 6-23, 25-29, 31-67, 69-89, 91-101, 103, 104, 106-111, 113, 114, 116-190].

На основі аналізу літературних та патентних джерел встановлено, що значний вклад у наукові дослідження гвинтових конвеєрів, гвинтових робочих органів, бункерів, особливостей переміщення сипких матеріалів здійснили А.М. Григор'єв, Х. Герман, Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, В.С. Ловейкін, В.З. Гудь, О.Р. Дмитрів, Р.Я. Лещук, Р.С. Грудовий, М.Б. Клендій, Д.А. Дерев'янка, Д.Л. Серілко, О.М. Троханяк, Р.І. Owen, Р.В. Cleary, Y. Tian, P. Yuan, F. Yang, A. Zaica, A. Visan, C. Rogres та багато інших науковців.

Основними параметрами при проектуванні та виборі гвинтових конвеєрів є: тип та умови транспортування сипких матеріалів, що піддаються транспортуванню, включаючи максимальний розмір частинок та густину матеріалу; продуктивність транспортування сипкого матеріалу; необхідна дистанція та кут нахилу транспортування сипкого матеріалу; конструктивні вимоги, такі як матеріал конвеєра, умови подачі матеріалу, температура середовища при експлуатації.

Найпоширенішими є горизонтальні гвинтові конвеєри (рис. 1.1) з широкою областю поперечних розмірів, довжин, конфігурацій та матеріалів конструкції. Вони спроектовані для транспортування матеріалів в основному з

коефіцієнтом завантаження конвеєра 0,15, 0,30, 0,45 залежно від характеристик матеріалу, зокрема від питомої густини. Конвеєри із коефіцієнтом завантаження 0,45 використовуються для транспортування легких, не абразивних матеріалів, що легко переміщуються; із коефіцієнтами завантаження 0,15 та 0,30 – для транспортування сипких матеріалів більшої густини та з абразивними властивостями.



Рис. 1.1. Типовий горизонтальний гвинтовий конвеєр фірми KWS [165]

Рекомендоване місце розташування приводу конвеєра – зі сторони вивантажувального патрубка. При такій схемі кожна частина шнека піддається навантаженням на розтяг при транспортуванні матеріалу, що призводить до зменшення зношення та втомного руйнування компонентів конвеєра. Ідеально підходить для транспортування сипких, в'язких та напіврідких сипких матеріалів, ефективно розподіляючи сипкі матеріали до багатьох локацій, використовуючи декілька отворів для завантаження та вивантаження матеріалів.

Також шнекові конвеєри отримали широке використання у компоновальних схемах технологічних комплексів для переміщення матеріалів у різних напрямках транспортування, з переходом із однієї магістралі на іншу. Такі схеми широко застосовуються у сільськогосподарському виробництві, переважно для транспортування зернових матеріалів.

Збільшення довжини транспортних магістралей та забезпечення сіх різної просторової конфігурації забезпечує гвинтовий конвеєр [48], конструктивно-технологічна схема якого зображена на рис. 1.2.

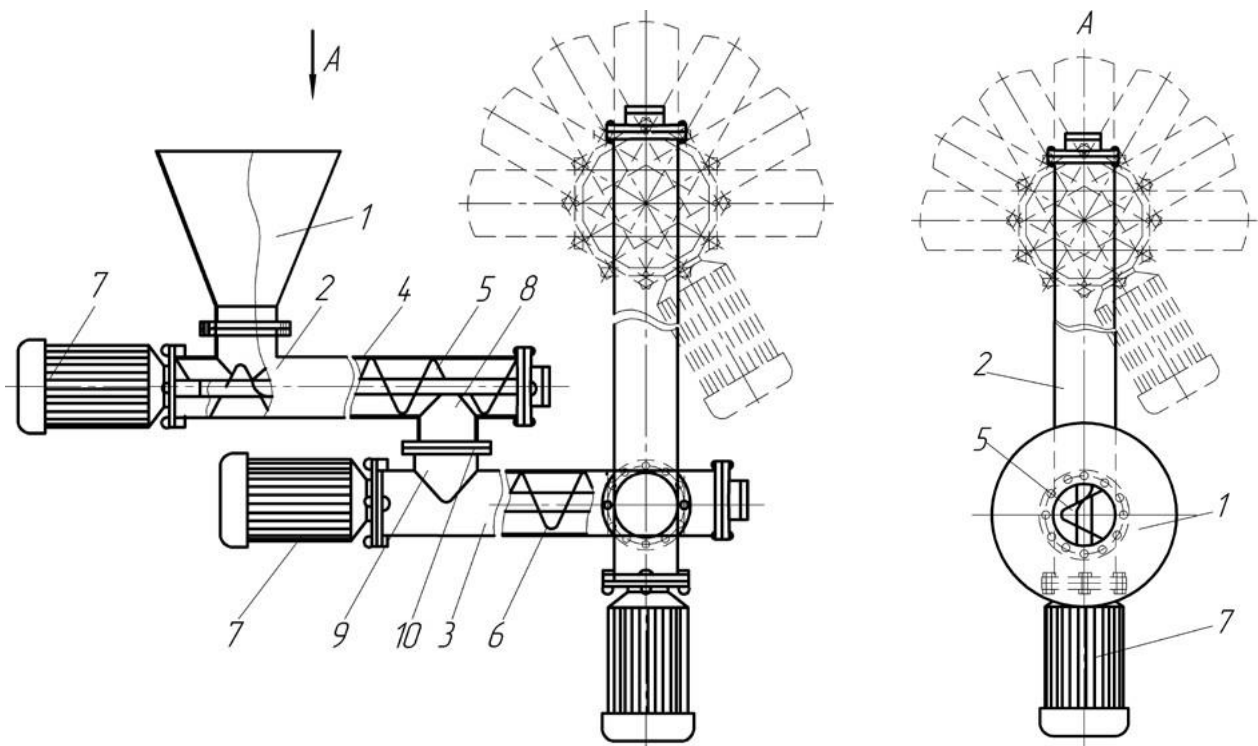


Рис. 1.2. Конструктивно-технологічна схема гвинтового конвеєра з різною просторовою конфігурацією траси [48]

Конвеєр містить бункер 1, завантажувальну 2 та вивантажувальну 3 технологічні магістралі, що виконані у вигляді кожухів, в яких відповідно встановлені шнеки 5 і 6, котрі приводяться в рух електродвигунами 7. Магістралі взаємно з'єднані за допомогою патрубків 8 і 9, які фіксуються між собою поворотними фланцями 10. Сипкий матеріал подається в бункер, де за допомогою шнека 5 переміщається вздовж магістралі 2, а далі через патрубки переводиться на магістраль 3, де шнеком 6 транспортується до наступного автономного конвеєра.

При необхідності переміщення сипких матеріалів по просторових трасах магістралі кріпляться за допомогою фланців в різних площинах, тобто каскадом автономних магістралей. Для передачі сипких матеріалів з однієї магістралі на іншу їх патрубки в одних кожухах виконані в одній площині, а в інших – у взаємно перпендикулярних.

На обмежених площах варто застосовувати жорсткі шнеки із перехресним розташуванням магістралей, таких як навантажувач зерна НЗ-20 (рис. 1.3). У ньому для забору матеріалу використовується поперечний шнек, частково

охоплений щитком, і кінематично з'єднаний із повздовжнім завантажувальним шнеком, що розташовується у жорсткому суцільному кожусі. Такий навантажувач характеризується наступними параметрами: продуктивність – 20 т/год, висота вивантаження – 1-3 м, потужність – 4,5 кВт [46].



Рис. 1.3. Навантажувач зерна НЗ-20 [46]

До переваг даного навантажувача можна віднести високий коефіцієнт завантаження технологічної магістралі, який забезпечується його забірною частиною. Недоліком навантажувача є постійна присутність оператора.

У конструкціях нахилених гвинтових конвеєрів (рис. 1.4) кожух розміщено під кутом до горизонтальної позиції. При збільшенні кута нахилу конвеєра знижується його ефективність; при цьому зростають затрати потужності транспортування через більший вплив сили тяжіння та зворотне пересипання матеріалу. В загальному ефективність конвеєра залежить від кута

нахилу, характеристик сипкого матеріалу, типу кожуха конвеєра та кроку витків шнека. При нахилі конвеєра до 10 градусів втрати ефективності транспортування є мінімальними. У таких випадках можливе використання конвеєрів з U-подібним жолобом та повним кроком витків. Втрати ефективності можна компенсувати за рахунок збільшення швидкості обертання шнека, збільшення діаметра шнека та зменшення кроку витків шнека. При нахилі конвеєра між 10 та 20 градусів втрати ефективності транспортування знаходяться в межах від 10% до 40%. Також можливе використання конвеєрів з U-подібним жолобом, проте з 2/3 повного кроку витків шнека. При нахилі конвеєра від 20 до 30 градусів зниження ефективності можливе від 10% до 70%. Для таких конвеєрів використовуються трубчасті кожухи і шнеки із зменшеним кроком витків (1/2 або 2/3). При нахилі конвеєра від 30 градусів до 45 градусів зниження ефективності транспортування знаходиться в межах від 30% до 90%. Для таких конвеєрів також використовуються трубчасті кожухи і шнеки із зменшеним кроком витків (1/2 або 2/3) проте більшого діаметра та із більшою частотою обертання.



Рис. 1.4. Використання нахилених гвинтових конвеєрів [165]

Вертикальні гвинтові конвеєри (рис. 1.5) ефективні при транспортуванні сипких матеріалів під великим кутом нахилу або повністю вертикально. Деякі



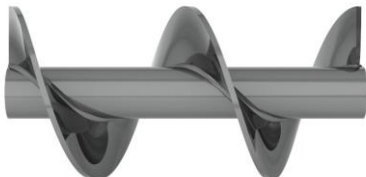
Рис. 1.5. Типовий вертикальний гвинтовий конвеєр фірми KWS [165]

виробники (KWS) розглядають гвинтові конвеєри, які розміщені під кутом більше 45 градусів, як вертикальні конвеєри. Компактна конструкція такого конвеєра дозволяє його розміщувати майже на всіх проектах виробничих зон. Такий конвеєр із мінімальною кількістю рухомих частин є економічно ефективним та надійним компонентом будь якого процесу переміщення сипких матеріалів. Продуктивність може досягати до 170 м³/год. У конструкціях довжиною до 9 метрів не використовуються додаткові опори з підшипниками. Для підвищення ефективності таких конвеєрів для їх завантаження використовуються додаткові горизонтальні гвинтові конвеєри.

Основні типи гвинтових робочих органів гвинтових конвеєрів представлено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1


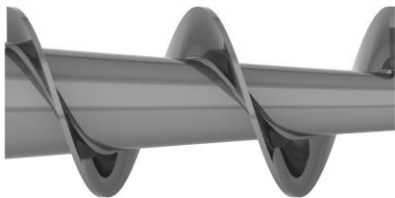
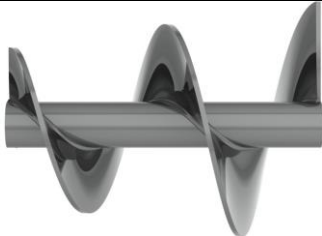
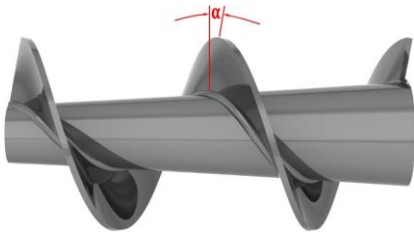

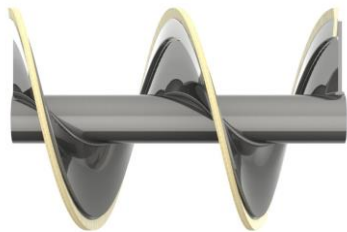
Основні типи гвинтових робочих органів [183]

Загальний вигляд гвинтового робочого органу	Опис
1	2
	<p>Стандартні витки. Якщо крок витків дорівнює діаметру витків, то такі шнеки прийнято як стандартні і використовуються у більшості звичайних горизонтальних гвинтових конвеєрах.</p>

Продовження таблиці 1.1

1	2
	<p>Стрічкові витки з підтримуючими опорами використовуються для транспортування в'язких та схильних до налипання матеріалів, що створюють нарости в зонах взаємодії витків та кожуха.</p>
	<p>Витки із вирізами використовуються для змішування різних матеріалів в процесі їх транспортування. Різна конфігурація вирізів дозволяє у більшій чи меншій мірі матеріалам просипатись та інтенсивно змішуватись при транспортуванні.</p>
	<p>Витки із змінним кроком використовуються для контролю кількості матеріалу, що захоплюється вздовж отвору бункера. Збільшуючи крок на кожному витку вздовж шнека можна поступово збільшувати об'єм матеріалу, що потрапляє на шнек.</p>
	<p>Витки із вирізами та загинами забезпечують інтенсивніший процес змішування. При цьому матеріал, що проходить через вирізи, піднімається та змішується з матеріалом, що переміщується слідом. Також їх можна використовувати при необхідності аерації та охолодження матеріалів.</p>
	<p>Пустотілі витки використовуються з метою подачі рідин для охолодження або нагрівання матеріалу, що транспортується.</p>
	<p>Витки із коротким кроком використовуються у нахилених конвеєрах для підвищення їх ефективності та для контролю подачі матеріалу з бункера.</p>
	<p>Двозахідні витки використовуються для пришвидшення процесу транспортування в місцях завантаження із бункера та вивантаження. Зазвичай використовуються у шнеках для буріння для зрівноважування сил різання.</p>

Продовження таблиці 1.1

1	2
	<p>Лопатки гвинтової форми встановлюються навколо круглої або квадратної центральної труби, формуючи сегментні спіралі. Використовуються у змішувальному та місильному обладнанні, коли до сипкого матеріалу додається рідина.</p>
	<p>Витки із конусним валом забезпечують поступове зростання робочого об'єму шнека. Забезпечують однорідне завантаження шнека при повному бункері. У комбінації із змінним кроком забезпечують найкращу можливість рівномірного захоплення матеріалу із бункера, при цьому можна використовувати стандартні кожухи.</p>
	<p>Конічні витки забезпечують поступове зростання робочого об'єму шнека. Забезпечують однорідне завантаження шнека при повному бункері. Потребують застосування конічних кожухів.</p>
	<p>Компресійні витки забезпечують поступове зростання робочого об'єму шнека. Забезпечують стиснення матеріалу під час транспортування. Зазвичай витки нахилені вперед для протидії силам, що виникають в процесі стиснення матеріалу. Також використовуються для зневоднення та фільтрації матеріалів.</p>
	<p>Витки без валів використовуються для транспортування в'язких та схильних до налипання матеріалів, що створюють нарости в зонах взаємодії витків та кожуха або волокнистих матеріалів, що схильні намотуватись на витки.</p>
	<p>Еластичні витки використовуються для транспортування крихких елементів та матеріалів, схильних до пошкодження.</p>

1.2. Механіко-технологічні властивості сипких матеріалів

Сипким матеріалам (переважно сільськогосподарського виробництва) властиві особливості, які за відносно невеликих затрат дають змогу механізувати їх процеси переміщення, зберігаючи початковий стан, що істотно відрізняє їх від інших матеріалів. Дослідженню реологічних властивостей сипких матеріалів присвячено роботи багатьох вчених [6; 15; 46; 53; 56; 67; 95; 96; 114; 116].

В той же час, залишається не вирішеною проблема, зниження ступеня пошкодження даних матеріалів, які в процесі їх транспортування попадають у зазор між нерухомою поверхнею направляючого кожуха та обертовою поверхнею шнека.

Механіка сипких матеріалів є відмінною від механіки суцільних середовищ, оскільки є різні фізико-механічні властивості матеріалів [105]. Таким чином, при дослідженні технологічних процесів та визначення оптимальних параметрів робочих органів гвинтових конвеєрів важливо користуватись механіко-технологічними властивостями сипких матеріалів, які переміщуються в технологічних руслах при мінімальних їх пошкодженнях.

Сипкий матеріал є дисперсною двофазною системою: тверде тіло – газ (рідина), яка існує за певного співвідношення фаз. Кількісно це співвідношення визначається коефіцієнтом щільності частинок K , який визначається [134]:

$$K = V_T/V, \quad (1.1)$$

де V_T - об'єм твердої фази; V - об'єм сипкого матеріалу.

Структура сипкого матеріалу є дискретною замкнутою системою твердого тіла, частинки якої контактують між собою. Контакти даних часток характеризують, з урахуванням припущення, що нормальна міцність на розрив і тангенціальна міцність у контактах є значно меншою ніж міцність самих часток.

Сипкий матеріал варто розглядати як статичну сукупність твердих часток, випадкова орієнтація яких у просторі спричинена дією гравітаційних, фрикційних сил і сил розклинювання.

Для кожного шару сипкого матеріалу є справедливе співвідношення [105]:

$$\Delta L \cdot \Delta p \leq A, \quad (1.2)$$

де ΔL - зміна лінійного розміру; Δp - зміна питомого тиску; A - стала.

Нерівність (1.2) характеризує наступне застосування понять: щільність укладання, а також тиск у сипкому матеріалі.

Якщо властивості різних фаз сипкого матеріалу можна описати їхніми параметрами, то сама природа властивостей сипкого матеріалу є значно складнішою. Дані властивості є функціями як параметрів фаз, так і параметрів статистичного комплексу [105]:

$$\Phi_i = L_i(\langle x_i \rangle \langle y_i \rangle), \quad (1.3)$$

де Φ_i - властивості сипкого матеріалу; L_i - оператор, який залежить від параметрів сипкого комплексу x_i та параметрів фази y_i .

Основні властивості сипких матеріалів, що використовують на практиці, поділяють на дві групи:

- параметри, що характеризують властивості сипкого матеріалу;
- властивості, що характеризують процеси, які відбуваються безпосередньо у сипкому матеріалі.

До першої групи властивостей, які є базовими, відносяться структурно-механічні, силові та фрикційні. Наступна група відображає процеси, розкриває їх основні залежності та є основою для розрахунків і створення методів контролю процесів, які відбуваються у сипкому матеріалі.

До даної групи відносяться теплофізичні, електрофізичні, а також аеродинамічні властивості [91].

Механічні властивості такої структури можна описати еквівалентним модулем пружності та еквівалентним коефіцієнтом Пуассона [105; 134].

Характер передачі енергії у сипкому матеріалі в значній мірі визначається силами тертя та зчеплення в місцях контактів його частинок.

Ці сили визначають поведінку сипкого матеріалу в надкритичному стані, коли щільність вкладання змінюється від певного критичного значення $K_{кр}$ до мінімального K_{min} .

Такі властивості сипких матеріалів умовно можна назвати фрикційними. Вони характеризуються кутом природного відкосу (кут внутрішнього тертя на поверхні сипкого матеріалу), коефіцієнтом опору зсуву одного шару сипкого матеріалу відносно іншого, коефіцієнтом опору зсуву сипкого матеріалу по обмежувальних поверхнях. Останні два коефіцієнти є комплексними величинами [105; 134].

Тертя в сипкому матеріалі це явище комплексне та визначається, з одного боку, тертям по контактних поверхнях частинок матеріалу, а з іншого – пов'язане з перебудовою структури сипкого матеріалу, яке виникає в результаті пружної деформації частинок твердої фази та залишкової деформації (зміна щільності укладання часток) [105].

Максимально повно процес тертя в сипкому матеріалі проявляється за наявності внутрішнього тертя, коли у процес втягується шар сипкого матеріалу, а поверхня зсуву, як така, є відсутньою.

Досліди, проведені з сипкими матеріалами, до складу яких входять частинки різних розмірів, підтвердили, що величина коефіцієнту внутрішнього тертя змінюється за законом [105]:

$$f' = \psi d^n + \beta, \quad (1.4)$$

де n, ψ, β - сталі; d - діаметр частинки, мм.

Вологість сипкого матеріалу суттєво впливає на величину коефіцієнта внутрішнього тертя. Це визначається формою утримання вологи у сипкому матеріалі. Для органічних сипких матеріалів (насіння злаків, продукція харчової промисловості) характерна сорбційна волога, а для неорганічних (пісок, мінеральні добрива, тощо) - вільна.

Стан поверхні також має вплив на коефіцієнти зовнішнього тертя та сипкість. Вона може бути гладкою або шереховатою. Опір сипких матеріалів

переміщенню відносно поверхні твердих тіл, які викликані силами тертя, характеризуються коефіцієнтом зовнішнього тертя f_l , який визначається з допомогою трибометра [91], зображеного на рис. 1.6.

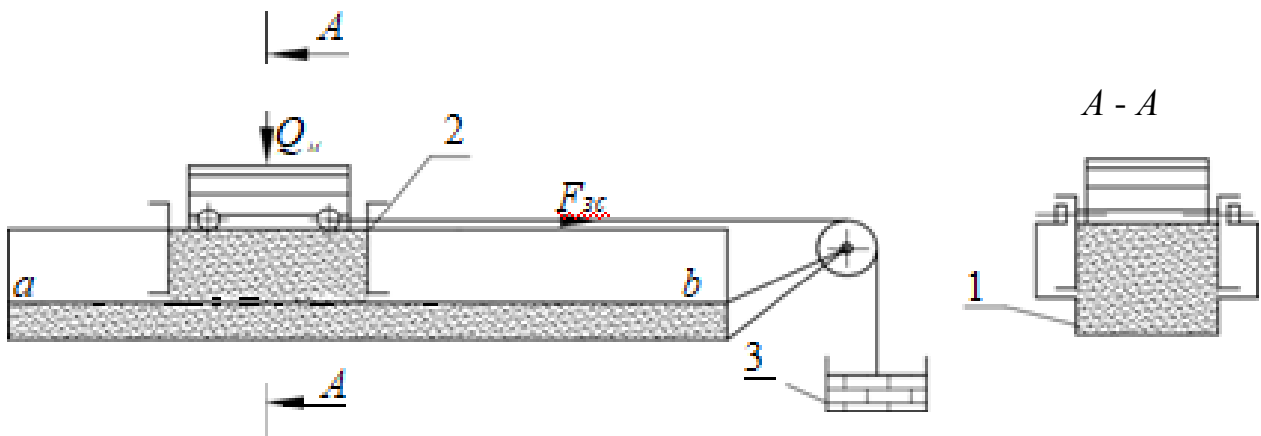


Рис. 1.6. Схема трибометра

Жолоб 1 і рамку 2 заповнюють матеріалом. Порцію матеріалу, яка знаходиться у рамці, притискають пластинами. На вантажну чашку 3 встановлюють важелі. Під їх вагою рамка рухається та зрізує матеріал.

Згідно результатів досліджень сипких матеріалів на трибометрі будують залежність граничних напружень τ' від нормальних σ у товщі матеріалу (рис. 1.7.) [105].

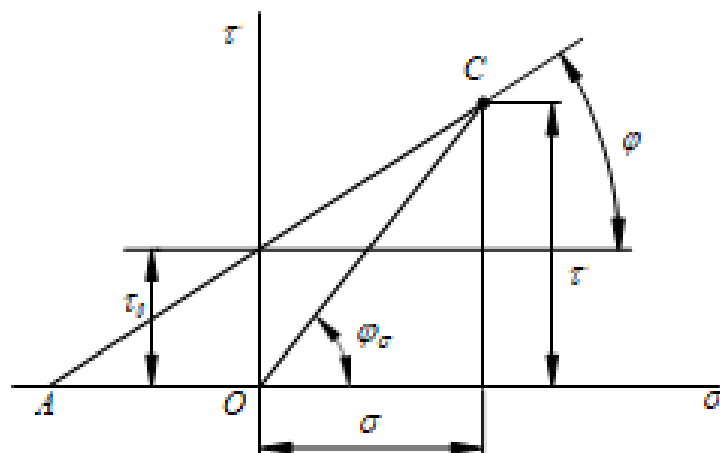


Рис. 1.7. Залежність граничних дотичних напружень τ' від нормальних напружень σ в товщі матеріалу

Напруження σ і τ' , які потрібні для побудови графіка визначають за формулами:

$$\sigma = Q_M / S_{zc}; \quad (1.5)$$

$$\tau' = (F_{zc} - F_p) / S_{zc}, \quad (1.6)$$

де Q_M – сумарна маса притискних пластин і матеріалу в рухомій рамці; S_{zc} – площа зсуву; F_{zc} – сила зсуву; F_p – сила опору рухомої рамки.

Початковий опір зсуву зростає з підвищенням плівкової вологості дрібно фракційних сипких матеріалів: початковий опір вологого матеріалу є значно вищий, ніж початковий опір самого матеріалу в сухому стані. Для наближених до ідеальних сипких матеріалів, що містять дрібні фракції, в сухому стані $\tau_0 = 0$, а у зволоженому - $\tau_0 = 150 \dots 400$ Па та більше.

При наближених розрахунках можна користуватися наступними співвідношеннями [91]:

$$f_{lc} : f_{ld} : f_{lp} : f \approx 15 : 16 : 17 : 20, \quad (1.7)$$

де f_{lc} , f_{ld} , f_{lp} – коефіцієнти тертя сипкого матеріалу відповідно по сталі, дереву, гумі; f – коефіцієнт внутрішнього тертя.

Динамічні коефіцієнти зовнішнього тертя для різних матеріалів у відносному русі є меншими, ніж статичні коефіцієнти тертя на 10 – 30% [46], дані, яких наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2

Коефіцієнти зовнішнього тертя

Назва матеріалу	Поверхня тертя	Значення коефіцієнтів тертя	
		статичний	Динамічний
Пшениця, овес , ячмінь, соняшник, кукурудза, жито	сталь	0,36 – 0,58	0,33 – 0,48
	дерево	0,33 – 0,62	0,28 – 0,52
	гума	0,47 – 0,66	0,47 – 0,62
Просо, сочевиця, горох, насіння льону і коноплі	сталь	0,31 – 0,38	0,30 – 0,36
	дерево	0,33 – 0,41	0,33 – 0,40
	гума	0,36 – 0,44	0,38 – 0,48

Тертя сипкого матеріалу в шарі та його сипкість оцінюється кутом природного відкосу, який для різних культур змінюється від 25 до 40°.

Для зв'язних матеріалів кут природного відкосу є більшим, ніж кут внутрішнього тертя та залежить від методу формування укосу: у разі насипання зверху утворюється кут насипання α_n , у разі обвалення – кут обвалення $\alpha_{об}$:

Для зв'язних матеріалів кут природного відкосу є більшим, ніж кут внутрішнього тертя та залежить від методу формування укосу: у разі насипання зверху утворюється кут насипання α_n , у разі обвалення – кут обвалення $\alpha_{об}$.

При цьому кут природного відкосу залежить від розмірів та форми, стану поверхні та вологості. З підвищенням вологості сипкість матеріалу зменшується (кут природного відкосу відповідно зростає). Значення кутів природного відкосу наведені в таблиці 1.3 [134].

Таблиця 1.3

Кути природного відкосу

Матеріал	Кут природного відкосу, град	
	при насипанні	при руйнуванні
Пшениця	24 – 26	34 – 36
Рис	27 – 34	30 – 38
Кукурудза	23 – 27	33 – 37
Горох	27 – 32	–
Квасоля	31	–
Вика	29	–
Насіння: буряків	34 – 38	42 – 50
трави	18 – 19	25 – 27
льону	17 – 18	23 – 25

Вологість сипкого матеріалу W_B визначають висушуванням взятої проби за температури 105°C до сталої маси і обчислюють за формулою [105]:

$$W = (m_1 - m_2) / m_2, \quad (1.8)$$

де m_1 і m_2 – маси проби відповідно до та після висушування.

Важливу роль при виборі конструктивних і кінематичних параметрів гвинтових робочих органів при транспортуванні зернових матеріалів мають їх розмірні характеристики, шпаруватість і насипна маса.

В табл. 1.4 і 1.5 наведені відповідні дані для різних зернових культур [105].

Таблиця 1.4

Розміри зерна сільськогосподарських культур

Зерно культури	Розмір, мм		
	Довжина	Ширина	Товщина
Пшениця	4,2 – 8,6	1,6 – 4,0	1,5 – 3,8
Жито	5,0 – 10,0	1,4 – 3,6	1,2 – 3,5
Овес	8,0 – 18,6	1,4 – 4,0	1,2 – 3,6
Ячмінь	7,0 – 14,6	2,0 – 5,0	1,4 – 4,5
Рис	5,0 – 12,0	2,5 – 4,3	1,2 – 2,8
Кукурудза	5,2 – 14,0	5,0 – 11,0	3,0 – 8,0
Просо	1,8 – 3,2	1,2 – 3,0	1,0 – 2,2
Горох	4,0 – 8,8	3,7 – 8,0	3,5 – 8,0
Льон	3,2 – 6,0	1,7 – 3,2	0,5 – 1,5

Таблиця 1.5

Шпаруватість та насипна маса зернових культур

Зерно культури	Шпаруватість, %	Насипна маса, кг/м ³	Зерно культури	Шпаруватість, %	Насипна маса, кг/м ³
Пшениця	35 – 45	730 – 850	Рис	50 – 65	440 – 550
Жито	35 – 45	680 – 750	Кукурудза	35 – 55	680 – 820
Овес	50 – 70	400 – 550-	Просо	30 – 50	680 – 780
Ячмінь	45 – 55	580 – 700	Льон	34 -45	580 – 680

Пружність матеріалу - це здатність деформуватися під дією зовнішнього навантаження та відновлювати свою форму після його зняття. Рослинні матеріали не є цілком пружними тілами. Після зняття навантаження відновлення їх форми можливе лише частково, причому чим більша вологість матеріалів, тим менший ступінь відновлення.

Характером пружності матеріалу є коефіцієнт його відновлення при ударі $k=v_2/v_1$, де v_1 і v_2 – нормальні складові швидкостей відповідно до та після удару в поверхню. Коефіцієнт відновлення матеріалу змінюється в широких границях (наприклад, для гороху 0,30...0,42).

Липкість матеріалів - це їх властивість прилипати до поверхні твердого тіла, який контактує з ним, що обумовлюється дією молекулярного притягування.

Абразивність сипких матеріалів відображає їх здатність зношувати поверхні деталей, які контактують з ними.

Крихкість характеризує властивості частинок сипкого матеріалу зазнавати руйнування (подрібнення) в процесі переміщення, навантаження та розвантаження. До таких матеріалів належать мінеральні добрива, насіннєвий матеріал тощо.

1.3. Конструкції робочих органів гвинтових конвеєрів з еластичними поверхнями

У технологічних процесах транспортування сипких матеріалів в агропромисловому виробництві гвинтові конвеєри з різними типами робочих органів знайшли широке застосування при переміщенні зернових, насіннєвих матеріалів, гранульованих мінеральних добрив та ін. При їх транспортуванні в замкнутих як жорстких, так і еластичних кожухах, вони зазнають значних пошкоджень, що не відповідає агротехнічним вимогам. До основних причин травмування сипкого матеріалу є попадання його частинок в зазор між обертовою гвинтовою поверхнею робочого органу та нерухомою внутрішньою поверхнею направляючого кожуха. З метою уникнення цього недоліку досить часто поверхню шнека виконують з еластичних матеріалів [71, 72, 131, 137, 138, 140], що зображено на рис. 1.8 та 1.9.

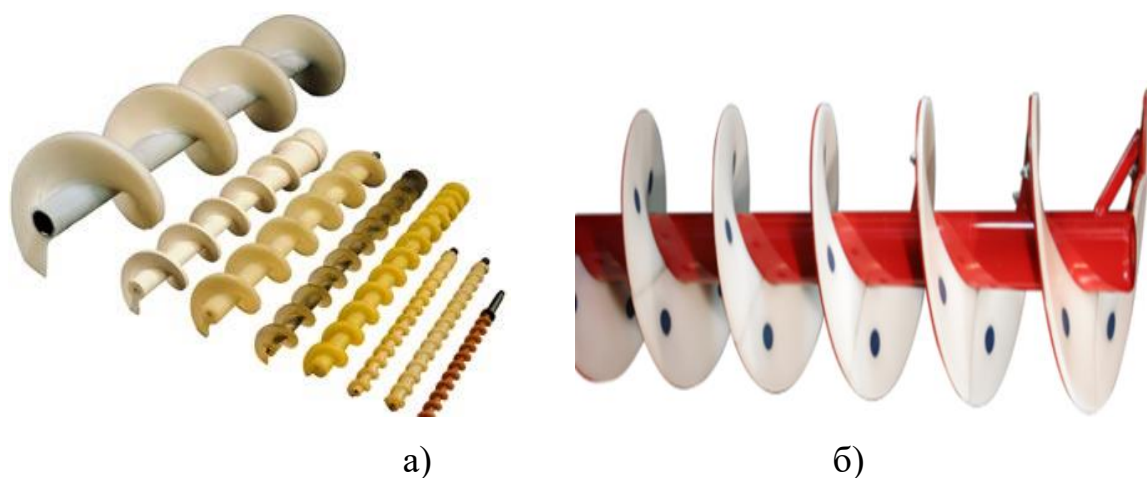


Рис. 1.8. Робочі органи компанії «WAMGroup» з полімерним покриттям гвинтових витків (а), компанії «LundellPlasticsCorp» з полімерними спіральними накладками на гвинтових витках (б)

Полімерні покриття гвинтових ребер сприяють збільшенню їх ресурсу роботи, однак не забезпечують суттєвого зниження пошкоджень сипких матеріалів.

Одним з напрямків забезпечення мінімізації пошкоджень зернових та насінневих матеріалів є застосування на периферійній поверхні спіралей шнеків щіткоподібних еластичних елементів, що зображено на рис. 1.9.

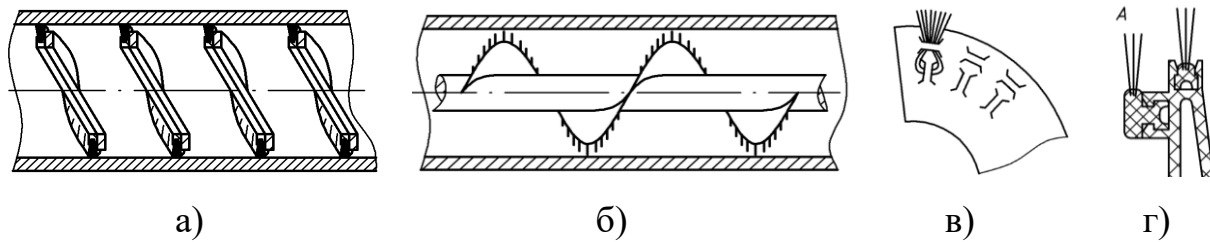


Рис. 1.9. Схеми еластичних гвинтових робочих органів: а - патент Франції №0067725; б - патент Німеччини №4001121; в - А.С. №1652230; г - А.С. №1613404

Такі робочі органи мають ряд недоліків, а саме підвищену трудомісткість при їх виготовленні, а також та низькі функціональні показники та ремонтпридатність.

У патенті Китаю CN209956835U «Щітковий гвинтовий конвеєр» (рис. 1.10) вказано, що звичайні гвинтові конвеєри можуть в нормальних умовах транспортувати лише певний один тип матеріалів. Це пов'язано із наявністю зазору між гвинтовим робочим органом та кожухом. Якщо транспортувати різні типи матеріалів, то частина з них переміщуються не повністю і залишається у кожуху. Після зупинки конвеєра частина матеріалу на нижній частині кожуха може формувати тверді блоки, що впливають на наступне транспортування матеріалу після чергового запуску конвеєра.

Тому звичайні гвинтові конвеєри потребують додаткового очищення, що впливає на ефективність автоматизації процесів транспортування матеріалів. При використанні щіткових гвинтових робочих органів гвинтові конвеєри можна використовувати для транспортування різноманітних матеріалів, уникаючи утворення залишків у кожусі, а також для змішування матеріалів, що

транспортується в певному порядку. У конструкції конвеєра рис. 1.10 до основних металевих витків 14 гвинтового робочого органу прикріплено за допомогою затискачів та болтів стрічку із щітковими елементами 13.

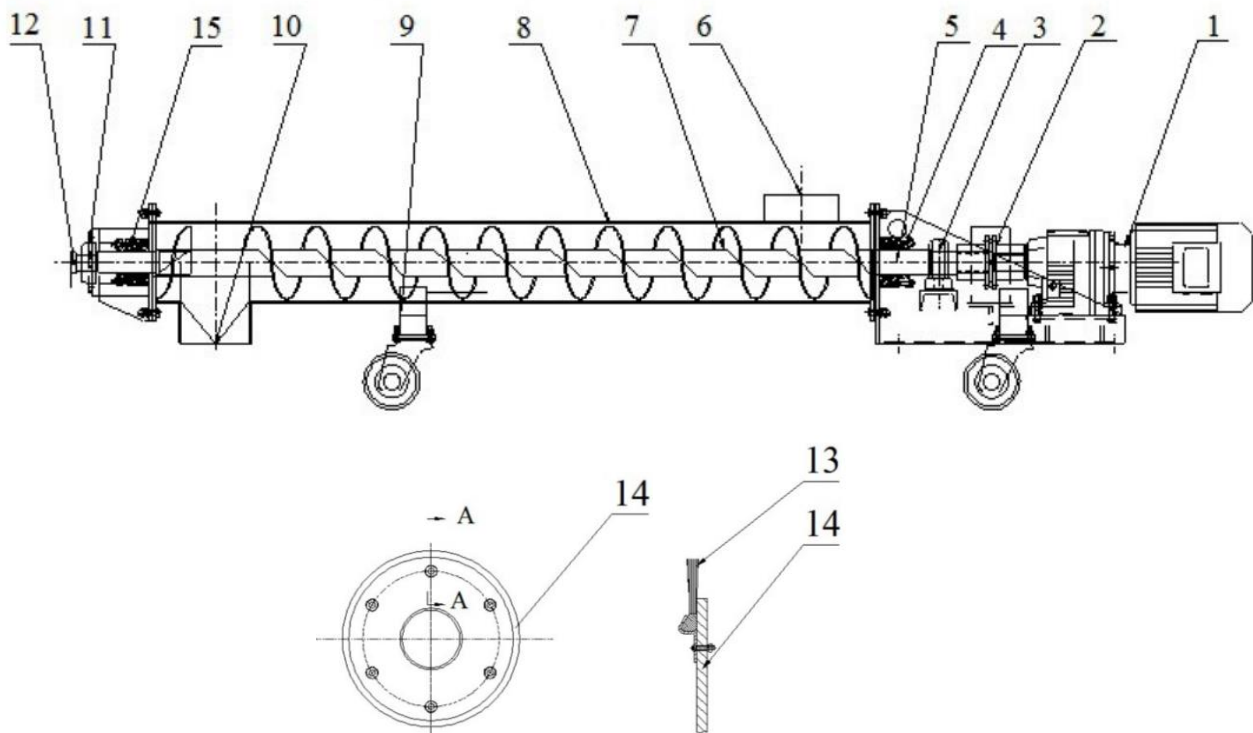


Рис. 1.10. Патент Китаю CN209956835U

У патенті Німеччини DE102005053082A1 (рис. 1.11) представлено гвинтовий конвеєр для завантаження зернових матеріалів на сільськогосподарські машини. У конвеєрі використано гвинтовий робочий орган, що складається із основної металевої гвинтової частини 3 та додаткової частини 16 більшого діаметру у вигляді гвинтового щіткового елемента із нейлону або поліуретану. Використовується для транспортування круп або сушених фруктів. Забезпечує одночасне транспортування матеріалу та його очищення від пилу та лущиння через змінне сито 15 із потраплянням у бункер 14.

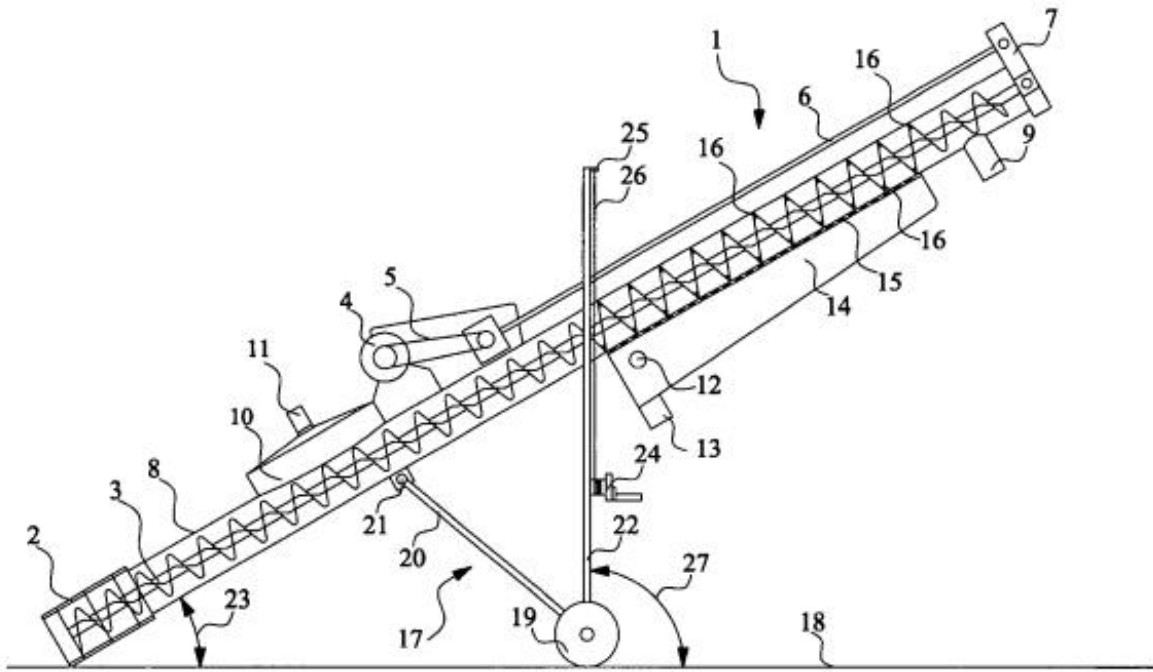


Рис. 1.11. Патент Німеччини DE102005053082A1

Гвинтовий робочий орган патенту США 5,573,660 (рис. 1.12) використовується для транспортування сипких матеріалів та сформований у вигляді шнека без валу із декількох гвинтових стрічок, на зовнішній із яких закріплено щітковий елемент 57 та чохол 39, які взаємодіють із внутрішньою поверхнею кожуха.

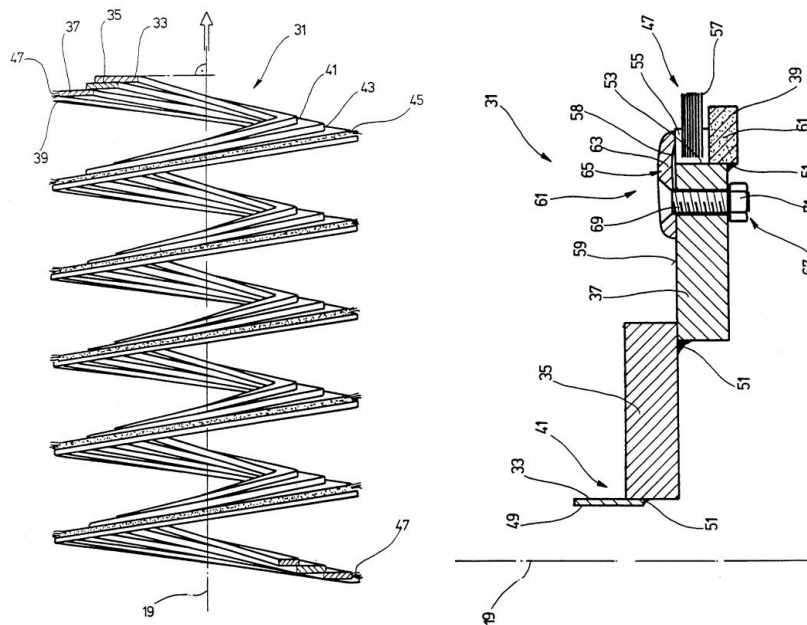


Рис. 1.12. Патент США 5,573,660

Гвинтовий робочий орган та кожух може виготовлятися з металу або пластмаси. Довжина таких конвеєрів може досягати 40 м з діаметром від 20 до 2000 мм. Встановлено, що продуктивність гвинтового конвеєра у багатьох випадках значно залежить від кута нахилу кожуха. Зокрема, при куті нахилу конвеєра більше 35 градусів матеріал просипається через внутрішній отвір гвинтового робочого органу, що виконаний без валу; при цьому продуктивність транспортування може впасти до нуля. Виконання ступінчастого гвинтового робочого органу із щітковим елементом дозволяє збільшити кут нахилу конвеєра при транспортуванні сипкого матеріалу.

Гвинтовий конвеєр патенту Південної Кореї KR100941923B1 (рис. 1.13) призначений для усунення твердих домішок із рідин.

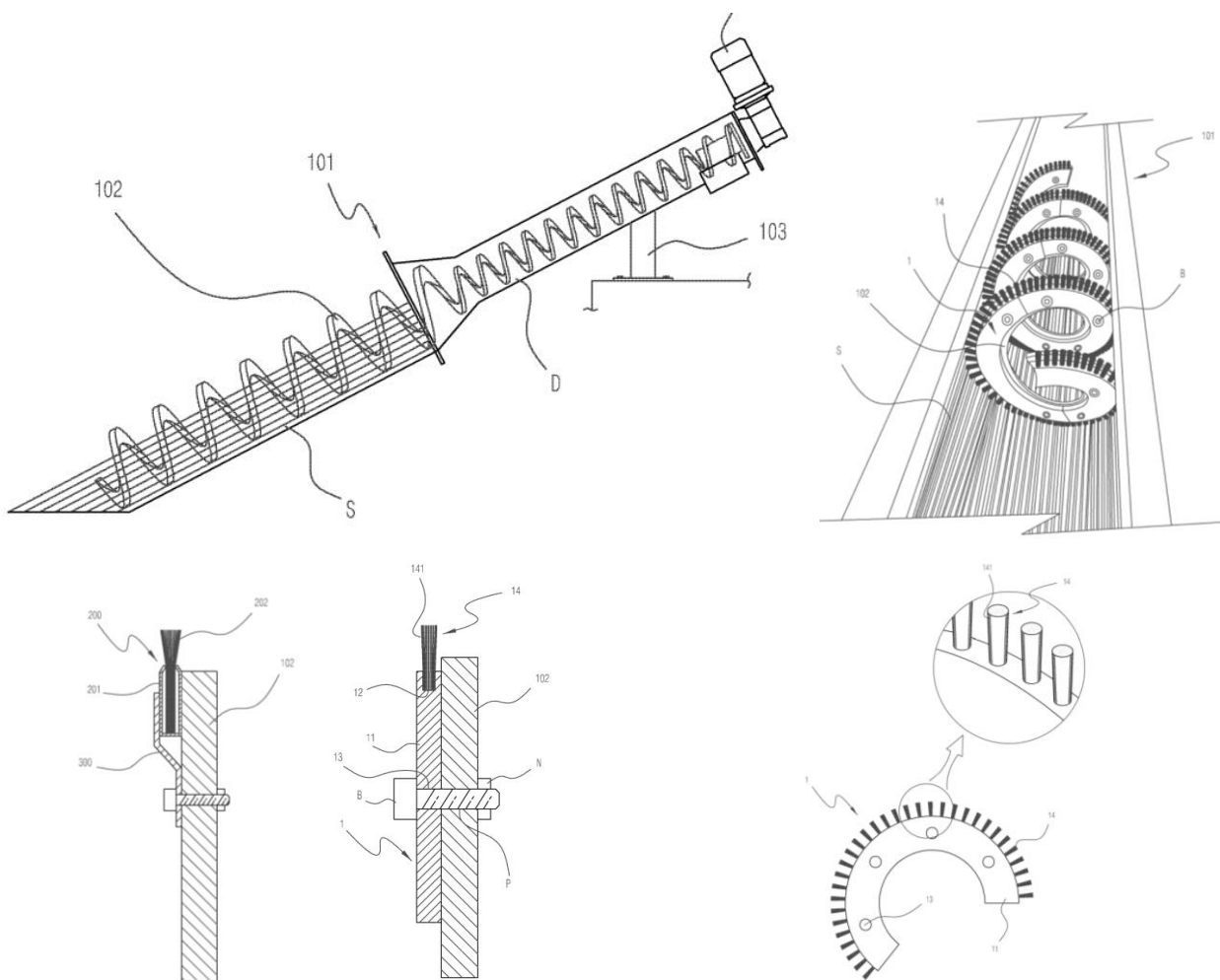


Рис. 1.13. Патент Південної Кореї KR100941923B1

Основними елементами конвеєра (рис. 1.13) є сітчастий барабан та гвинтовий робочий орган, виготовлений без вала. На зовнішній поверхні гвинтового робочого органу розміщено щіткові елементи, які забезпечують одночасну подачу матеріалу та очищення отворів сітчастого барабана. Запропоновано два варіанти кріплення щіткових елементів. У першому з них щіткові елементи 202 закріплюються у спеціальних тонколистових капсулах 201 із фіксацією за допомогою притискачів 300 та болтів. У другому варіанті щіткові елементи виконані у вигляді окремих блоків 11 із полімерних матеріалів, що закріплюються за допомогою болтів на боковій стороні металевого гвинтового робочого органу. Щітки складаються із набору волокон і дротів, виготовлених із синтетичних гумових матеріалів та металу. Для фіксації щіток в отворі використовуються методи плавлення струмами високої частоти, термічні методи або склеювання.

Гвинтовий конвеєр патенту Китаю CN209411039U (рис. 1.14) призначений для транспортування зерен рису без їх пошкодження завдяки розміщеному по контуру гвинтового робочого органу 11 щіткового елемента 10 у вигляді розрізних шарів м'якого пластику, що дозволяє усунути зазор між внутрішньою поверхнею кожуха та гвинтового робочого органу. Також зменшенню пошкодження зерен сприяє спеціальна форма вивантажувального патрубка 3, що зменшує ударні навантаження на зерна.

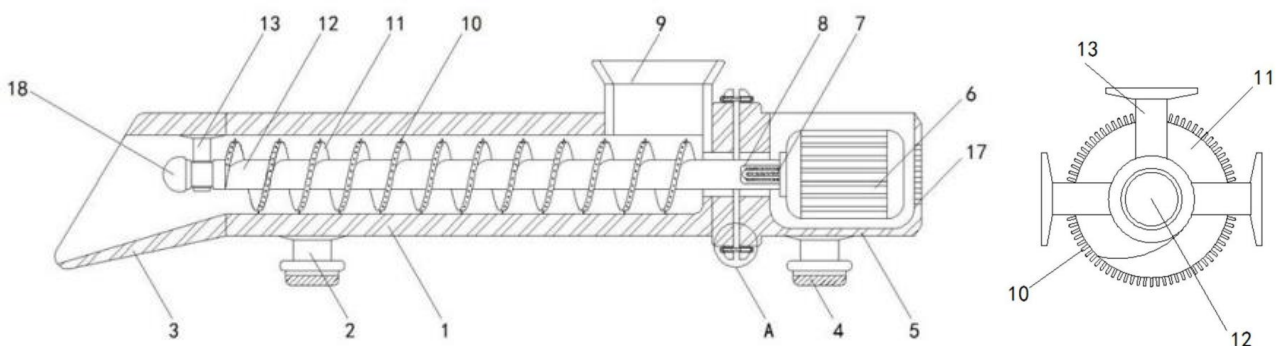


Рис. 1.14. Патент Китаю CN209411039U

Перевагою гвинтового конвєсера патенту Китаю CN109592316В (рис. 1.15) є забезпечення функції очищення витків гвинтового робочого органу після транспортування сипких матеріалів. Забезпечення цієї функції здійснюється за рахунок використання щіткового елемента 411, що розміщений на кільці 41 на внутрішній поверхні кожуха 1. Кільце 41 складається із декількох сегментів і встановлюється разом із щітковими елементами на гвинтовий робочий орган при виникненні необхідності його очищення. При повертанні витків гвинтового робочого органу щіткові елементи переміщуються вздовж внутрішньої поверхні кожуха.

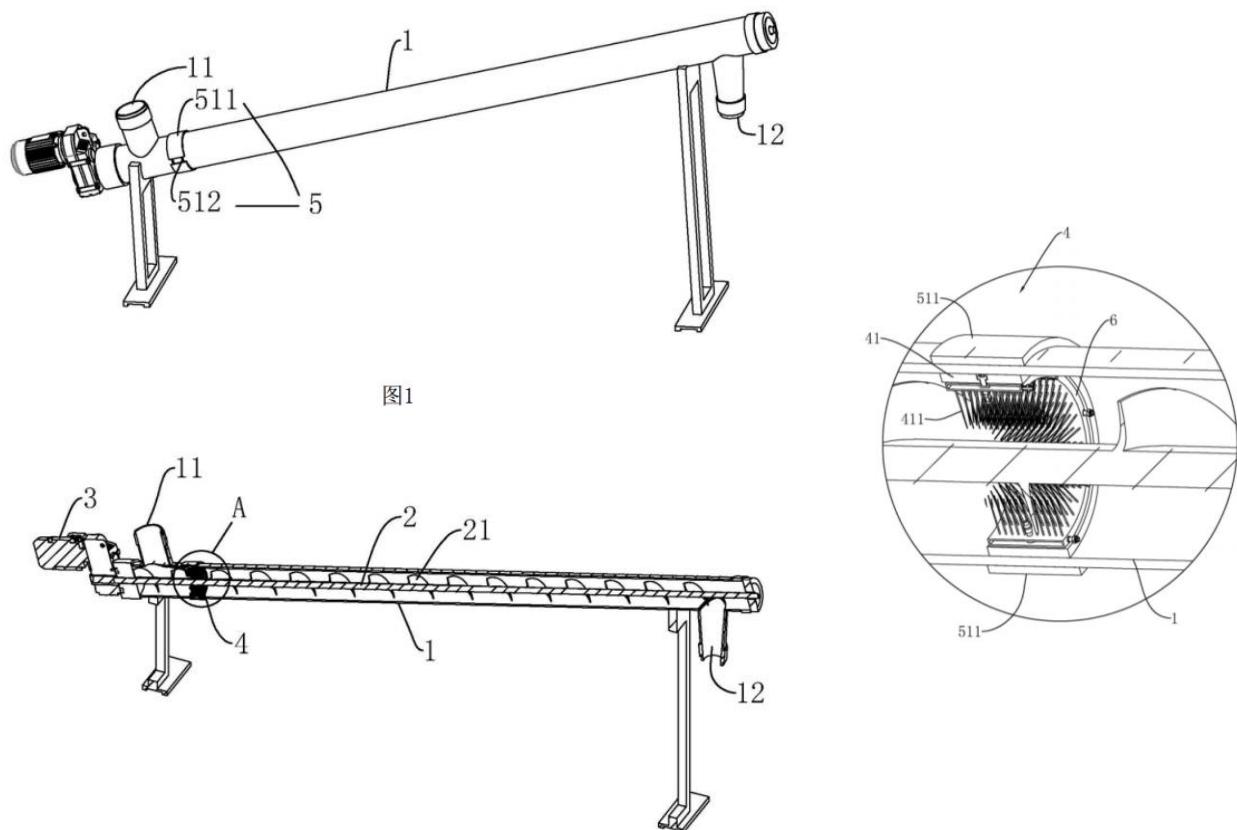


Рис. 1.15. Патент Китаю CN109592316В

У патенті України UA 69808 (рис. 1.16) на витках гвинтового робочого органу закріплено заклепками накладки 6 з полімерного матеріалу із ділянкою зменшеної жорсткості в зоні контакту з кожухом конвєсера. Накладки дозволяють зменшити коефіцієнт тертя між зерновим матеріалом та гвинтовою

поверхнею, а також знизити відсоток травмованих зерен за рахунок зменшеного зазору між витком та кожухом конвеєра.

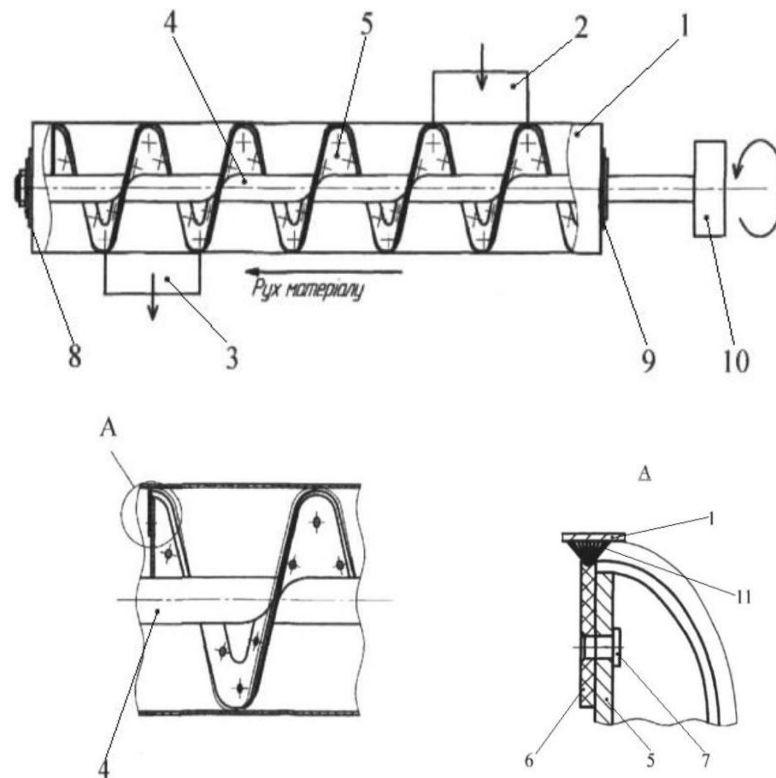


Рис. 1.16. Гвинтовий конвеєр, патент України UA 69808

У гвинтовому конвеєрі з патенту України UA 75314 (рис. 1.17) металевий гвинтовий робочий орган 6 огорнутий спеціальною еластичною зносостійкою плівкою 7 з повітряним проміжком 9. Таке виконання робочого органу дозволяє зменшити ударні навантаження на зерновий матеріал, що транспортується. Крім того, форма плівки адаптується відповідно до зазору між гвинтовим робочим органом та внутрішньою поверхнею кожуха, що дозволяє зменшити ймовірність защемлення зернин і відповідно їх пошкодження.

У конструкції гвинтового конвеєра патенту України UA 75313 (рис. 1.18) посередині між двома спареними витками гвинтового робочого органу та на їх периферійній поверхні розміщено полімерний еластичний елемент 7 з метою зменшення травмування насінневого матеріалу при транспортуванні на зберігання, протруювання, покриття захисними матеріалами, завантаження у

різні ємності з метою висівання. Досягається зменшення зазору між гвинтовим робочим органом та поверхнею кожуха.

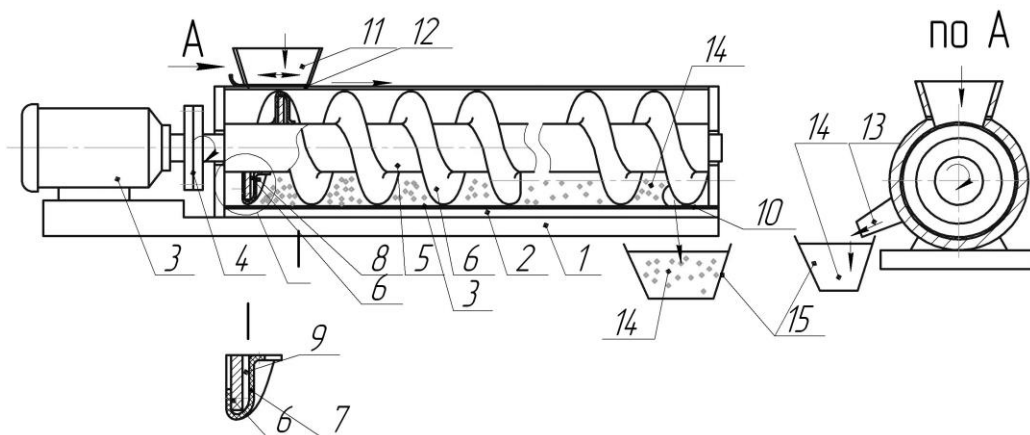


Рис. 1.17. Гвинтовий конвеєр, патент України UA 75314

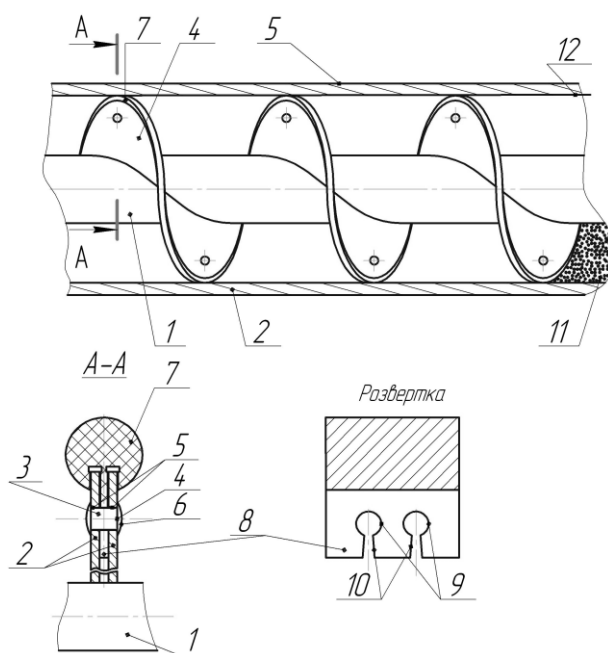


Рис. 1.18. Гвинтовий конвеєр, патент України UA 75313

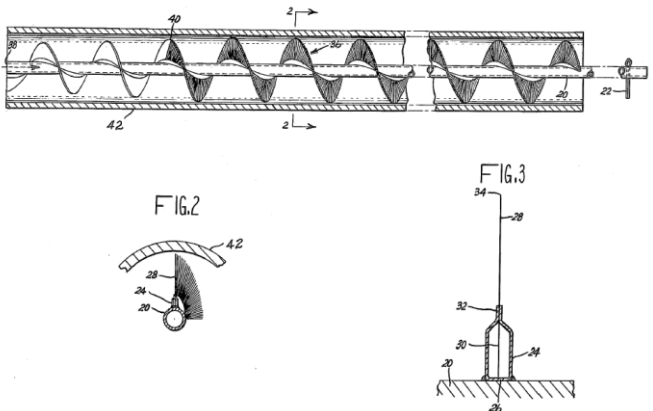
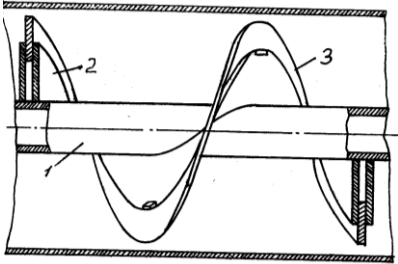
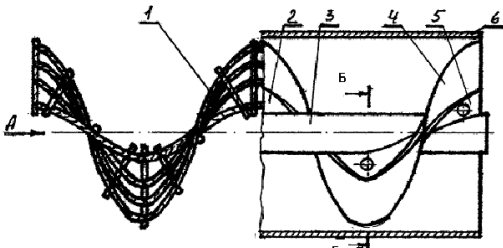
Основними елементами гвинтового робочого органу з еластичними секціями (рис. 1.18) є вал 1 із привареною навитою гвинтовою стрічкою 2, до котрої за допомогою болтів 5, гайок 6 із граверними шайбами та гвинтових секційних пластин 4 прикріплено еластичні секції 3, виготовлені із полімерних матеріалів, зокрема поліуретану. Еластичні секції формують гвинтову робочу

поверхню для подачі зернового матеріалу. Між периферійною поверхнею еластичних секцій та внутрішньою поверхнею кожуха зберігається мінімальний зазор, що наближається до нуля.

Короткий огляд патентів гвинтових конвеєрів, що використовуються для транспортування зернових насінневих матеріалів, представлено у таблиці 1.6.

Таблиця 1.6

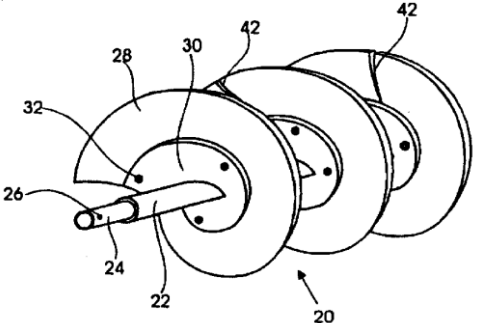
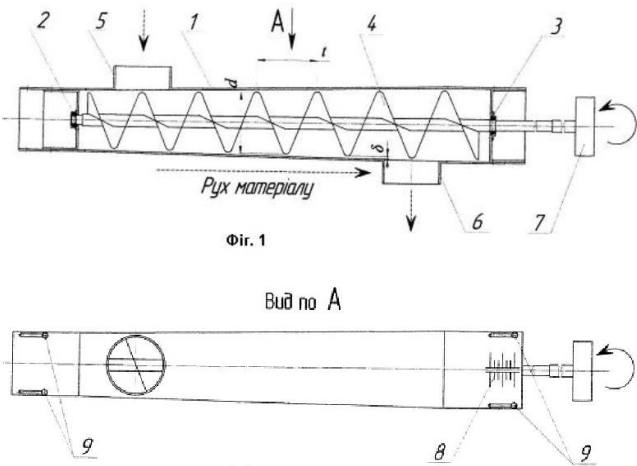
Огляд патентів гвинтових конвеєрів, що використовуються для транспортування зернових насінневих матеріалів

Назва і номер патенту	Схема гвинтового конвеєра	Коротка характеристика
<p>1 1. Гвинтовий робочий орган із волокнистим матеріалом (пат. USA 4,192,418)</p>	<p>2</p> 	<p>3 Забезпечує зниження ступеня пошкодження зернового матеріалу</p>
<p>2. 3 периферійно гнучкою стрічкою (а.с. 1645220)</p>		<p>Забезпечує зниження ступеня пошкодження матеріалу: 1 – вал; 2 - внутрішні базові витки; 3 - периферійна гнучка стрічка</p>
<p>3. 3 еластичними витками (пат. України UA 19506)</p>		<p>Зменшення пошкодження зернового матеріалу; володіє можливістю забезпечення змінної жорсткості</p>

Продовження таблиці 1.6

1	2	3
<p>4. Із щіткоподібним елементом (пат. України UA 69998)</p>		<p>Забезпечує зниження ступеня пошкодження зернового матеріалу</p>
<p>5. Із двома рядами щіткоподібних елементів (пат. України UA 70000)</p>		<p>Забезпечує зниження ступеня пошкодження зернового матеріалу із збереженням продуктивності транспортування</p>
<p>6. Із регульованими зовнішніми накладками (пат. USA 4,398,607)</p>		<p>Забезпечення регулювання зазору між гвинтовим робочим органом та внутрішнім діаметром кожуха</p>

Продовження таблиці 1.6

1	2	3
<p>7. Із еластичними периферійними витками (пат. USA 5,687,732)</p>		<p>Забезпечує зниження ступеня пошкодження зернового матеріалу</p>
<p>8. Із конічним гвинтовим робочим органом (пат. України UA 58312)</p>		<p>Забезпечується регулювання зазору між шнеком та кожухом</p>

Компанія Sudenga представила на ринку гвинтові конвеєри із шнеками з щітковими елементами, один з яких представлено на рис. 1.19. За даними компанії такі шнеки підтримують високу продуктивність транспортування без пошкодження насінневих зерен.



Рис. 1.19. Шнек із щітковими елементами компанії Sudenga

Стальні основні витки забезпечують переміщення матеріалу, тоді як нейлонові волокна забезпечують прогинання на кромці витків, де зазвичай відбувається пошкодження матеріалу. Доступні діаметри від 4 дюймів до 8 дюймів з продуктивністю від 90 до 2600 бушелів за годину. Рекомендується для транспортування насіння бобових із забезпеченням їх цілісності, проте не рекомендовано використовувати разом із міндобривом.

Одним із загальних розв'язків проблеми зменшення зазору між гвинтовим робочим органом та внутрішньою поверхнею кожуха є обрамлення кромки зовнішнього діаметра витків спеціальними полімерними екструдованими вставками, що запропоновано компаніями POBCO, Screw Flight Australia, BulkNet's Australian, KWS. Таке рішення дозволяє забезпечувати мінімальні зазори між шнеком та кожухом без ризику виникнення контакту між металом кожуха та металом шнека. Параметри обрамлення представлено на рис. 1.20.

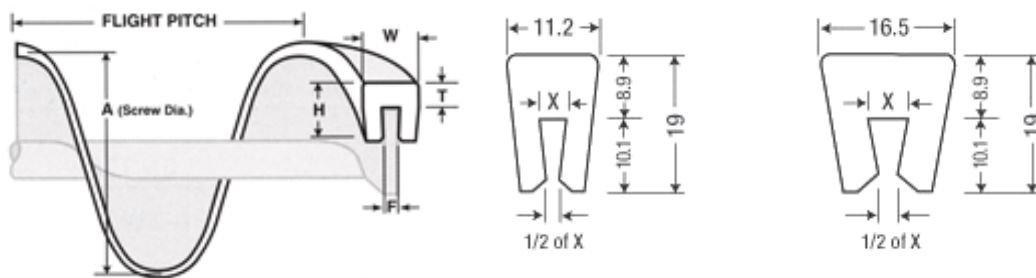


Рис. 1.20. Обрамлення кромки зовнішнього діаметра витків шнека спеціальними полімерними екструдованими вставками [153]

Матеріалом обрамлення кромки витків є високомолекулярний поліетилен, проте доступні інші варіанти матеріалу залежно від вимог до застосування. Розміри шнеків, для яких виготовляються полімерні вставки, знаходяться в межах діаметра від 6 до 36 дюймів, товщини витків до 3/8 дюйма.

Перевагами такого обрамлення є підвищення ефективності гвинтового конвеєра, а також воно може використовуватись як напрямна в місцях необхідного встановлення проміжних підшипників. При цьому, полімерні вставки виконують роль підшипників ковзання. При встановленні на кромку витків вставка закріплюється одним болтом на базовому витку (рис. 1.20).

Компанією Maljohn представлено полімерні вставки із щітковими елементами (рис. 1.21) для встановлення на периферії витків шнека, при цьому щіткові елементи розміщено на сталевому каналі в середині полімеру. Рекомендовано використовувати для транспортування матеріалів, що легко піддаються травмуванню звичайними металевими шнеками.



Рис. 1.21. Спеціальна полімерна вставка із щітковими елементами для встановлення на периферії витків шнека компанії Maljohn [148]

В роботі [123] запропоновано конструкцію шнекових транспортерів, де робочий орган виконано із еластичних матеріалів. Перевагами такого робочого органу (рис. 1.22) є його відносно мала маса, невисока вартість, менша

матеріалоемність і основне – зменшення травмування матеріалів під час транспортування.



Рис. 1.22. Гвинтовий еластичний робочий орган

1.4. Аналіз результатів досліджень гвинтових конвеєрів з еластичними гвинтовими робочими органами

Дослідженню гвинтових конвеєрів з еластичними гвинтовими робочими органами присвячено значно меншу кількість праць, ніж звичайним гвинтовим конвеєрам з металевими гвинтовими робочими органами.

У статті Tian Y., Yuan P., Yang F., Gu J. та ін. [184] проведено дослідження вертикального гвинтового конвеєра з гнучкими дискретними гвинтовими витками (рис. 1.23) для вирішення проблеми захоплення сипкого матеріалу між шнеком та внутрішньою поверхнею кожуха, що характерна для звичайних гвинтових конвеєрів. На основі теоретичного аналізу виведено математичну модель для знаходження потужності транспортування матеріалу, що перевірена методами комп'ютерного моделювання та експериментальними дослідженнями.

Представлено формулу для визначення довжини волокон:

$$l = \frac{\pi d_s^2}{4} \sqrt{\frac{E\pi}{dN_1}}, \quad (1.9)$$

де d_s – діаметр волокна, знаходиться в межах від 0,5 мм до 2,5 мм; E – модуль пружності матеріалу волокна; dN_1 - зусилля деформації волокна.

При цьому встановлено рекомендовані довжини волокон від 1,5 до 39 мм.

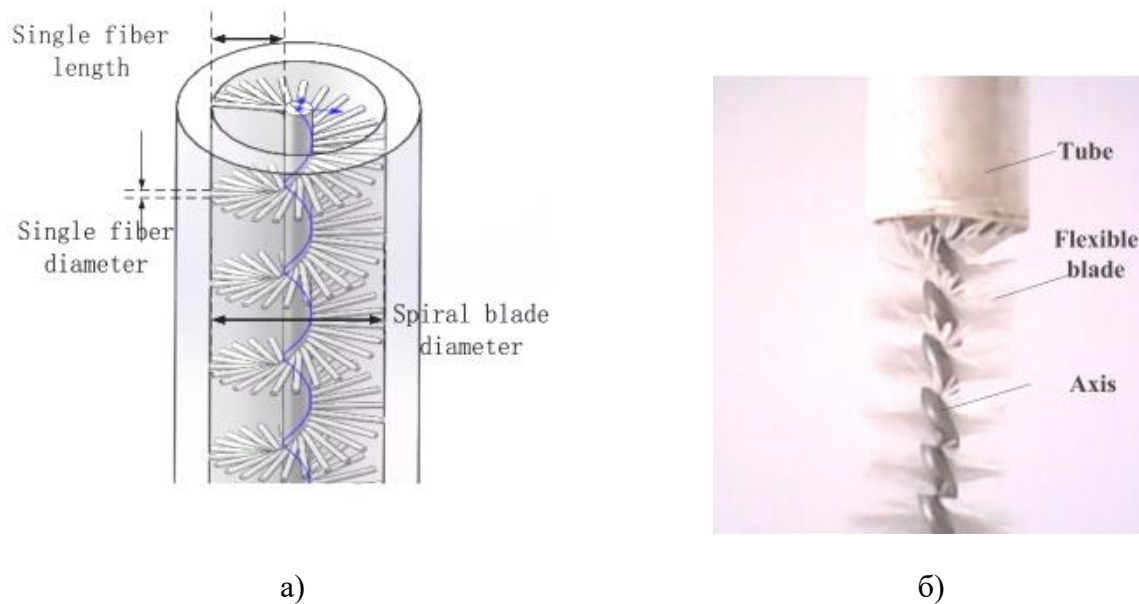


Рис. 1.23. Гвинтовий робочий орган з гнучкими дискретними витками:
а) комп'ютерна модель; б) експериментальний зразок [184]

Використано поняття коефіцієнта дискретності волокон гвинтового робочого органу:

$$\lambda = \frac{d_j}{d_s + d_j}, \quad (1.10)$$

де d_j - середня відстань між двома послідовними волокнами.

Потужність транспортування сипкого матеріалу гвинтовим робочим органом з дискретними витками представлено як суму потужностей, що затрачаються на тертя між транспортованим матеріалом та волокнами, на тертя між матеріалом та внутрішньою поверхнею кожуха, та на тертя між волокнами і внутрішньою поверхнею кожуха.

Для комп'ютерного моделювання процесу транспортування сипкого матеріалу вертикальним гвинтовим конвеєром використано метод дискретних елементів (рис. 1.24 і рис. 1.25). Максимальний кут нахилу витків 30 градусів, діаметр витків 70 мм, максимальна відстань між волокнами витка 1 мм,

гвинтовий робочий орган довжина 150 мм обертається із частотою до 800 об/хв.
Кількість частинок сипкого матеріалу 10000.

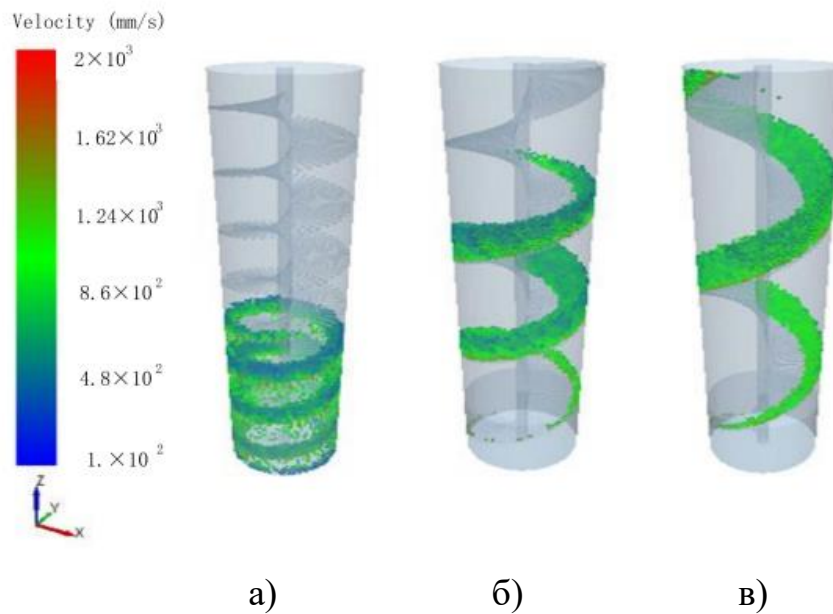


Рис. 1.24. Моделювання процесу транспортування сипкого матеріалу вертикальним гвинтовим конвеєром метод дискретних елементів з визначенням лінійної швидкості частинок матеріалу: а) кут нахилу витків 10 град.; б) кут нахилу витків 20 град.; в) кут нахилу витків 30 град. [184]

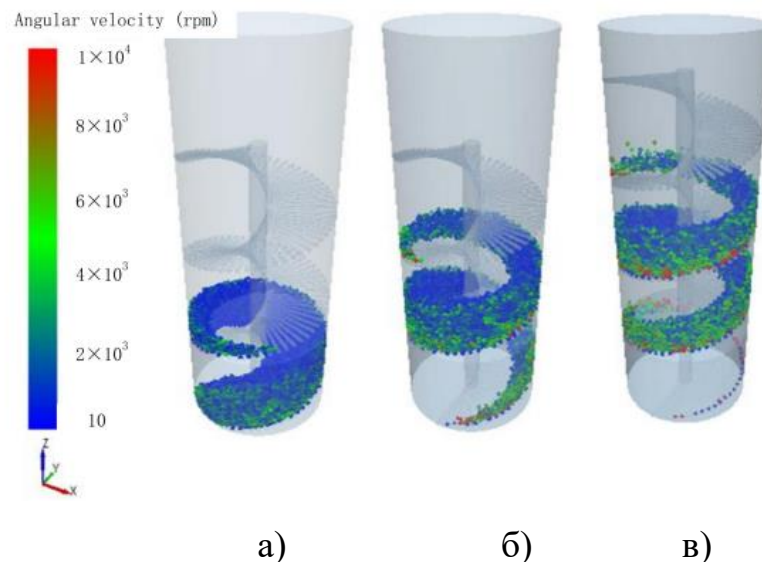


Рис. 1.25. Моделювання процесу транспортування сипкого матеріалу вертикальним гвинтовим конвеєром метод дискретних елементів з визначенням кутової швидкості частинок матеріалу: а) частота обертання робочого органу 200 об/хв.; б) частота обертання робочого органу 600 об/хв.; в) частота обертання робочого органу 800 об/хв. [184]

Швидкість переміщення частинок становила від 100 мм/с (для кута нахилу витків 10 град.) до 1200 мм/с (для кута нахилу витків 30 град.). У роботі визначено, що збільшення кута нахилу витків підвищує ефективність транспортування сипкого матеріалу. Встановлено, що для частоти обертання вертикального гвинтового робочого органу 200 об/хв. не відбувається осьове переміщення частинок матеріалу вздовж осі кожуха.

У дослідженнях Zaica A., Visan A., Paun A., Olan M. та інших [187, 188, 189] розглянуто процес нанесення захисного покриття на поверхню насінневого матеріалу, використовуючи спеціальну установку (рис. 1.26), одним із головних елементів конструкції якої є гвинтовий конвеєр із гвинтовим робочим органом з щітковими елементами. Установка складається із рами 1, бункера 2, розпилювального барабана 3 (в середині якого розміщено розподільний диск), розпилювача рідини 4, гвинтового конвеєра 5, бака із рідиною 6 та системи управління 7. Фото спеціальної установки та результати процесу нанесення покриття насінневого матеріалу представлено на рис. 1.27 та рис. 1.28. Щітки гвинтового робочого органу виготовлені із віскозних волокон і забезпечують одночасне транспортування та однорідне покриття насінневого матеріалу спеціальною рідиною.

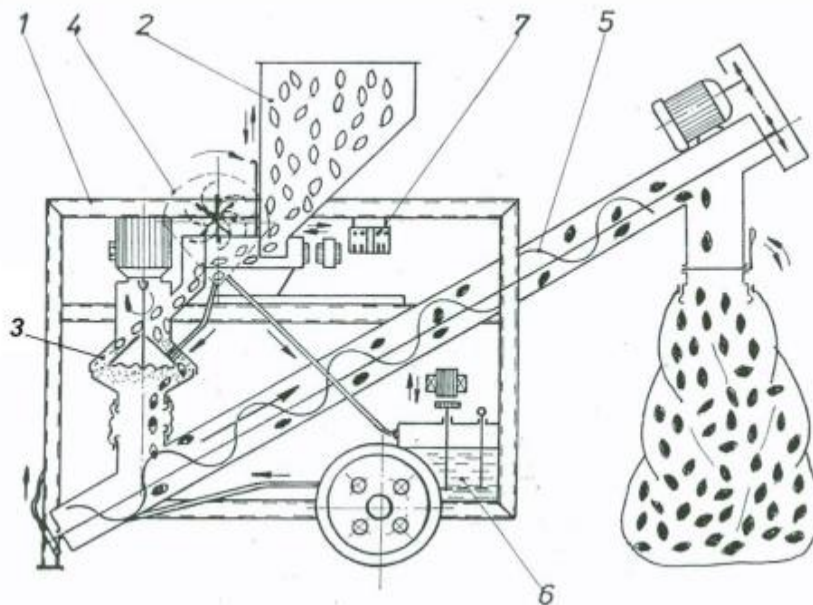


Рис. 1.26. Схема установки для нанесення захисного покриття на поверхню насінневого матеріалу [187, 188, 189]

Частота обертання гвинтового робочого органу становила від 110 об/хв. до 282 об/хв. Ступінь покриття насіннєвого матеріалу становив від 50,8% до 65,6%. Найкращі результати одержано при частоті обертання гвинтового робочого органу 282 об/хв.



а)



б)

Рис. 1.27. Спеціальна установка для нанесення покриття насіннєвого матеріалу: а) загальний вигляд; б) гвинтовий робочий орган з щітковими елементами [187, 188, 189]



Рис. 1.28. Результат нанесення покриття насіннєвого матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з щітковими елементами [187, 188, 189]

Неправильне транспортування зернових насіннєвих матеріалів може призвести до значного зниження їх якості. На ринку існує велика кількість різних типів конвеєрів для переміщення насіннєвих матеріалів у вигляді

насипних вантажів. Проте існує обмежена кількість інформації щодо пошкоджень зернових матеріалів, які використовуються для сівби, внаслідок транспортування різними конвеєрами.

У роботі Manjit K. Misra, Yuh-Yuan Shyu, Leopoldo Baudet, Stephen J. Marley [171] досліджено продуктивність шести різних конвеєрів при транспортуванні насінневого матеріалу сої з визначенням їх впливу на пошкодження зерен. В результаті опитування 66 виробників сої встановлено, що 25,8% виробників для транспортування сої використовують гвинтові конвеєри із стальними шнеками; 24,2% - стрічкові конвеєри, 19,7% - гвинтові конвеєри із шнеками з гумовими витками в зоні завантаження; 15,2% - пневматичні конвеєри; 10,6% – ковшові конвеєри; 3% - інші типи конвеєрів; 1,5% не використовують конвеєри. Крім вказаних конвеєрів також проведено дослідження гвинтового конвеєра із шнеком, на периферійній поверхні якого закріплено полімерну стрічку із щітковими елементами з нейлону. Металева основа забезпечувала міцність шнека, а щітковий елемент забезпечував переміщення зерен.

При дослідженнях кути нахилу конвеєрів становили 15° та 30°, кількість проходів матеріалу – 2. Вологість насіння становила 10,7% та 14,8%. Вага переміщеного матеріалу при кожному експерименті – 500 кг. Зразки зерен відбирались на вході та виході конвеєрів. Якість насінневих зерен оцінювалась за наявністю їх руйнування, проростання та пошкодження оболонки. Зруйновані зерна відбирались способом просіювання. Дослідження проростання висіяних 100 зерен проводилось протягом 7 днів при температурі 25° С із наступним записом відсотків зерен, що проросли. Для визначення пошкодження оболонки зерен здійснювалось замочування 100 зерен в 1% розчині гіпохлориду натрію протягом 10 хвилин. Зерна із пошкодженими оболонками набухали більше ніж непошкоджені зерна.

При куті нахилу конвеєрів 30° продуктивність ковшового конвеєра, гвинтового конвеєра із стальними шнеком та пневматичного конвеєра була майже однаковою і становила 62 т/год.; продуктивність гвинтового конвеєра із

шнеками з гумовими витками в зоні завантаження становила 58 т/год.; гвинтового конвеєра із шнеком з щітковими елементами - 54 т/год.; стрічкового конвеєра - 50 т/год. Найбільший приріст руйнувань зерен сої спостерігався при застосуванні гвинтового конвеєра із стальними шнеком - 0,56%. При застосуванні гвинтового конвеєра із шнеками з гумовими витками в зоні завантаження цей показник становив 0,24%; при застосуванні пневматичного конвеєра – 0,2%; а при використанні гвинтового конвеєра із шнеком з щітковими елементами – 0,02%.

Також застосування гвинтового конвеєра із стальними шнеком призводило до найбільшого руйнування оболонки зерен – 4,3% при двох послідовних завантаженнях і переміщеннях. Використання гвинтового конвеєра із шнеками з гумовими витками в зоні завантаження та пневматичного конвеєра призводило до руйнування оболонки 2,8% зерен сої за два переміщення. Вказаний показник для гвинтового конвеєра із шнеком з щітковими елементами, ковшового конвеєра та стрічкового конвеєра відповідно становив 1,59%; 0,66% та 0,38%.

Застосування гвинтового конвеєра із стальними шнеком, гвинтового конвеєра із шнеками з гумовими витками в зоні завантаження та пневматичного конвеєра призводило до зменшення величини проростання насіння на 2,5%. При цьому, такий показник для гвинтового конвеєра із шнеком з щітковими елементами, ковшового конвеєра та стрічкового конвеєра становив до 0,1%.

Значне зростання величини травмування зерен сої спостерігалось при збільшенні кута нахилу транспортування від 15° та 30° для гвинтового конвеєра із стальними шнеком (1,49%) із шнеками з гумовими витками в зоні завантаження (0,66%). Тоді як для гвинтового конвеєра із шнеком з щітковими елементами така зміна була не значною і в межах статистичної похибки. Основними причинами зростання пошкодження зерен сої при транспортуванні гвинтового конвеєра із стальними шнеком та із шнеками з гумовими витками в зоні завантаження є малий коефіцієнт завантаження, збільшений кут нахилу, низька вологість зерна та комбінації вказаних факторів.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ ЕЛАСТИЧНИМИ ГВИНТОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

2.1. Синтез гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями

Для пошуку нових варіантів гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями та для мінімального пошкодження зернових матеріалів при транспортуванні використано метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [21, 30, 31]. У результаті проведеного аналізу впливу різних факторів на процес транспортування насіннєвих сипких матеріалів шляхом структурно-схематичного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу було визначено обмежену кількість їх складових елементів та зв'язків між ними, які представляють конструктивні ознаки, на основні чого складено морфологічну матрицю у вигляді таблиці 2.1. Вона поділена на стовпці, в заголовках яких представлені морфологічні ознаки елементів гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями для мінімального пошкодження зернових матеріалів і зв'язки між ними, а до їх складу внесено альтернативи кожної ознаки без критичного аналізу. Обрані такі основні морфологічні ознаки: привод, шнек, який поділяється на гвинтовий робочий орган із еластичними поверхнями та кожух, і завантажувальний механізм [130].

Морфологічну модель конструктивних ознак та елементів гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями (табл. 2.1) можна представити у вигляді морфологічної матриці (2.1), що утворена з допомогою методу синтезу ієрархічних груп із використанням морфологічного аналізу. При використанні запропонованого методу синтезу кількість варіантів визначатиметься за формулою [31]:

$$N = \sum_{z=1}^l \sum_{x=1}^q \prod_{i=1}^m K_i, \quad (2.1)$$

Таблиця 2.1

Морфологічна таблиця ознак конструктивних елементів гвинтових транспортерів із гвинтовими робочими органами, що оснащені еластичними поверхнями

1.1. Електропривод. 1.2. Двигун внутрішнього згорання.	1. Вид	Привод	
2.1. Безперервний. 2.2. Циклічний (з прискоренням і сповільненням).	2. Вид руху		
3.1. Один. 3.2. Два.	3. Кількість		
4.1. Суцільна. 4.2. Секційна.	4. Конструкція гвинта	Конструкція гвинта з еластичними поверхнями	Шнек
5.1. Жорсткий. 5.2. Гнучкий. 5.3. Комбінований.	5. Жорсткість гвинта		
6.1 Одно типова. 6.2. Багато типова.	6. Комбінація спіралі		
7.1. Однозахідний. 7.2. Двозахідний. 7.3. Багатозахідний.	7. За кількістю спіралей		
8.1. З одним кроком. 8.2. З різним кроком.	8. За кроком		
9.1. З суцільним прорізом основи для кріплення еластичних елементів. 9.2. З круглими отворами основи для кріплення еластичних елементів. 9.3. З еліпсоподібними отворами основи для кріплення еластичних елементів. 9.4. Із суцільним полімерним покриттям спіралі. 9.5. Із суцільним полімерним покриттям спіралі та основи. 9.6. Із кріпленням еластичних гвинтових пелюстків на спіралі. 9.7. Із торцевим кріпленням еластичних елементів в отворах спіралі. 9.8. Із кріпленням еластичних елементів у швелероподібній основі спіралі. 9.9. Спіраль із подвійною основою кріплення еластичних елементів. 9.10. З периферійними стичними накладками на спіралі. 9.11. З периферійною еластичною щіткоподібною частиною на спіралі. 9.12. З суцільним периферійним камеро-подібним елементом на спіралі.	9. Тип гвинта		
10.1. Спіральний. 10.2. Стрічковий. 10.3. Гофрований. 10.4. Лопатевий.	10. Профіль		
11.1. Додатковою внутрішньою основою. 11.2. Гвинтами.	11. Спосіб кріплення		
12.1. Суцільна. 12.2. Секційна. 12.3. З еластичною внутрішньою основою.	12. Конструкція жолоба	Завантажувальний механізм	
13.1. Гравітаційний. 13.2. Примусовий. 13.3. Роздільний. 13.4. З калібруванням. 13.5. З подрібненням.	13. Процес		
14.1. Бункер. 14.2. Насадка. 14.3. Завантажувальний пристрій (підбирач).	14. Тип		

де z – ієрархічний рівень; l – кількість ієрархічних рівнів; x – певна підгрупа відповідного ієрархічного рівня; q – кількість підгруп відповідного ієрархічного рівня; K_i – альтернатива конструктивної ознаки елемента певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивної ознаки елементів певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня.

Модель механічної системи «Конструктивні ознаки та елементи гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями», згідно запропонованого групування, представлено на рисунку 2.1. Загальна кількість генерованих варіантів гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями при використанні запропонованого методу синтезу становитиме:

$$N_{\dot{a}\phi} = \begin{array}{|l} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \\ 9.4 \\ 9.5 \\ 9.6 \\ 9.7 \\ 9.8 \\ 9.9 \\ 9.10 \\ 9.11 \\ 9.12 \end{array} + \begin{array}{|l} 10.1 \\ 10.2 \\ 10.3 \\ 10.4 \\ 10.5 \\ 10.6 \\ 10.7 \\ 10.8 \end{array} + \begin{array}{|l} 4.1 \\ 4.2 \end{array} + \begin{array}{|l} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \end{array} + \begin{array}{|l} 6.1 \\ 6.2 \end{array} + \begin{array}{|l} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \end{array} + \begin{array}{|l} 8.1 \\ 8.2 \end{array} + \begin{array}{|l} 12.1 \\ 12.2 \\ 12.3 \\ 12.4 \\ 12.5 \end{array} + \begin{array}{|l} 1.1 \\ 1.2 \end{array} + \begin{array}{|l} 2.1 \\ 2.2 \end{array} + \begin{array}{|l} 3.1 \\ 3.2 \end{array} + \begin{array}{|l} 13.1 \\ 13.2 \\ 13.3 \\ 13.4 \\ 13.5 \end{array} + \begin{array}{|l} 14.1 \\ 14.2 \\ 14.3 \end{array} = 127.$$

Використовуючи даний метод синтезу розроблено конструкції гвинтових конвеєрів з гвинтовими робочими органами, оснащеними еластичними поверхнями, які порівняно з традиційними мають окремі ефективніші характеристики. Так на рис. 2.2 представлено досліджувані гвинтові робочі органи із еластичними поверхнями.

Гвинтовий робочий орган, зображений на рис. 2.2 а виконано з щіткоподібним гвинтовим елементом. При його розробленні та виготовленні використана конструктивна ознака 9.2.

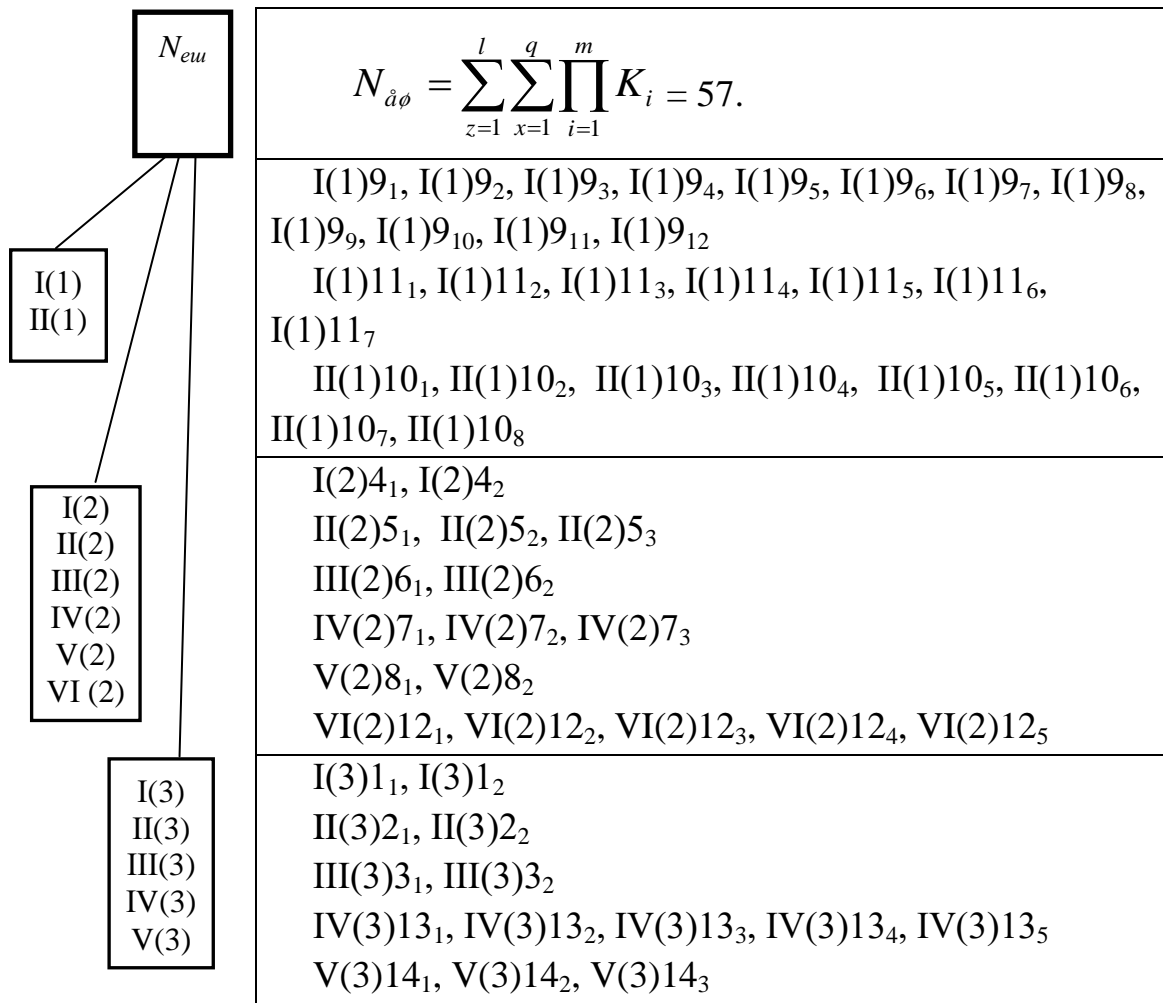
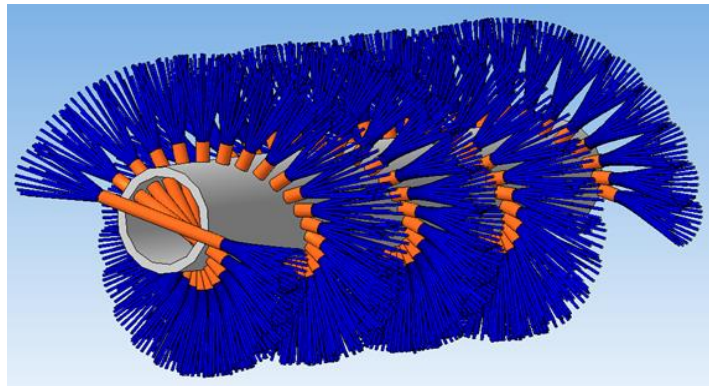


Рис. 2.1. Модель механічної системи «Конструктивні ознаки та елементи гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями»: I - VIII – підгрупи ієрархічного рівня; (1) - (3) – відповідні ієрархічні рівні

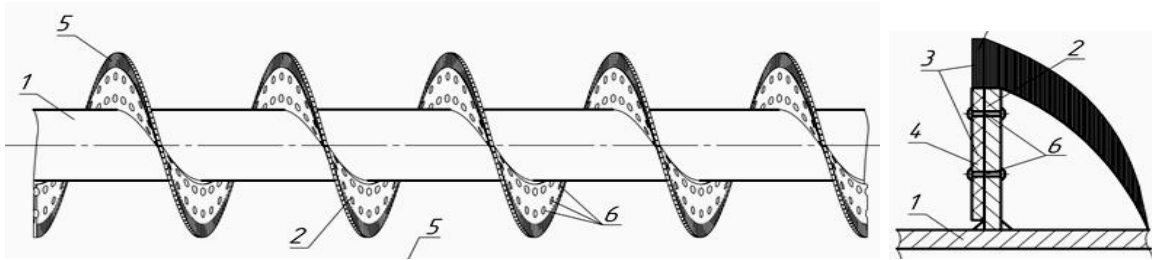
На рис. 2.2 б зображено гвинтовий робочий орган з периферійною еластичною щіткоподібною частиною. При його розробці та виготовленні використана конструктивна ознака 9.11.

На рис. 2.2 в представлено розроблений гвинтовий робочий орган оснащений суцільним периферійним камероподібним елементом. При його розробці та виготовленні використана конструктивна ознака 9.12.

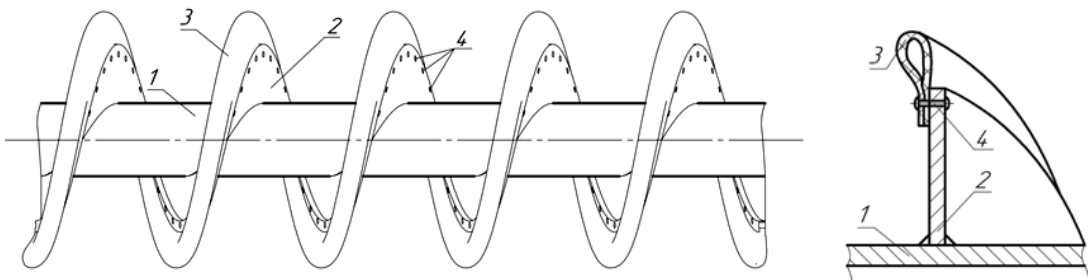
Превагами синтезованих гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями є зниження ступеня пошкодження зернових матеріалів при транспортуванні гвинтовими конвеєрами.



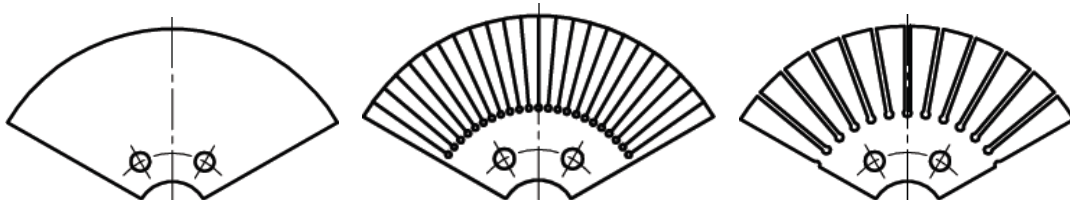
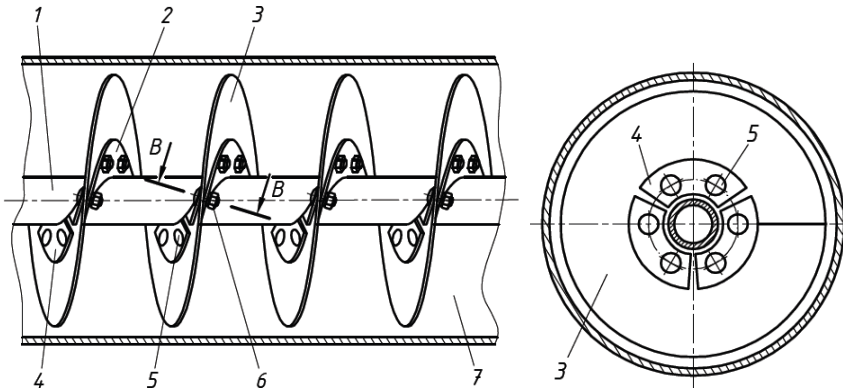
а)



б)



в)



г)

Рис. 2.2. Синтезовані конструкції гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями а) з щіткоподібною гвинтовою частиною; б) з периферійною еластичною щіткоподібною частиною; в) із суцільною камероподібною частиною; г) із торцевим кріпленням еластичних елементів

2.2. Дослідження деформації волокон еластичних щіткоподібних гвинтових робочих органів при транспортуванні зернового матеріалу

Розроблені нові конструкції гвинтових конвеєрів із еластичними щіткоподібними гвинтовими робочими органами (ЕЩГРО) потребують додаткових досліджень впливу їх конструктивних та кінематичних параметрів на величину деформації волокон щіткоподібного шнека з можливістю прогнозування протидії навантаженню зі сторони матеріалу, що транспортується, із врахуванням забезпечення деформації волокон в межах гранично допустимої величини без зворотного руху окремих елементів сипкого матеріалу [130].

При цьому слід врахувати, що при використанні еластичних поверхонь у випадках защемлення частинок зернового матеріалу між внутрішньою поверхнею направляючого кожуха та периферійною поверхнею еластичних щіток, останні прогинаються і пропускають матеріал, не травмуючи його.

Розрахункову схему для визначення величини деформації ЕЩГРО при транспортуванні сипких матеріалів представлено на рис. 2.3.

В процесі розрахунків встановлено, що жорсткість вала робочого органу та кожуха є набагато більшою, ніж жорсткість еластичних щіткоподібних гвинтових робочих органів, тому деформації цих елементів не враховані при моделюванні. Переміщення волокон еластичного щіткоподібного гвинтового робочого органу (рис. 2.3 а) визначено із аналізу деформацій ідеалізованої системи з пружними елементами, яку представлено на рисунку 2.3 в. Щіткоподібний гвинтовий робочий орган, при встановленні у кожух без зазору для зменшення травмування зернового матеріалу, піддається початковій радіальній та осьовій деформації і опирається на поверхню кожуха (рис. 2.3 б), при цьому волокна жорстко закріплені на валі. При обертанні вала та зростання навантаження під дією транспортування сипкого матеріалу волокна ЕЩГРО прогинаються (рис. 2.3 в).

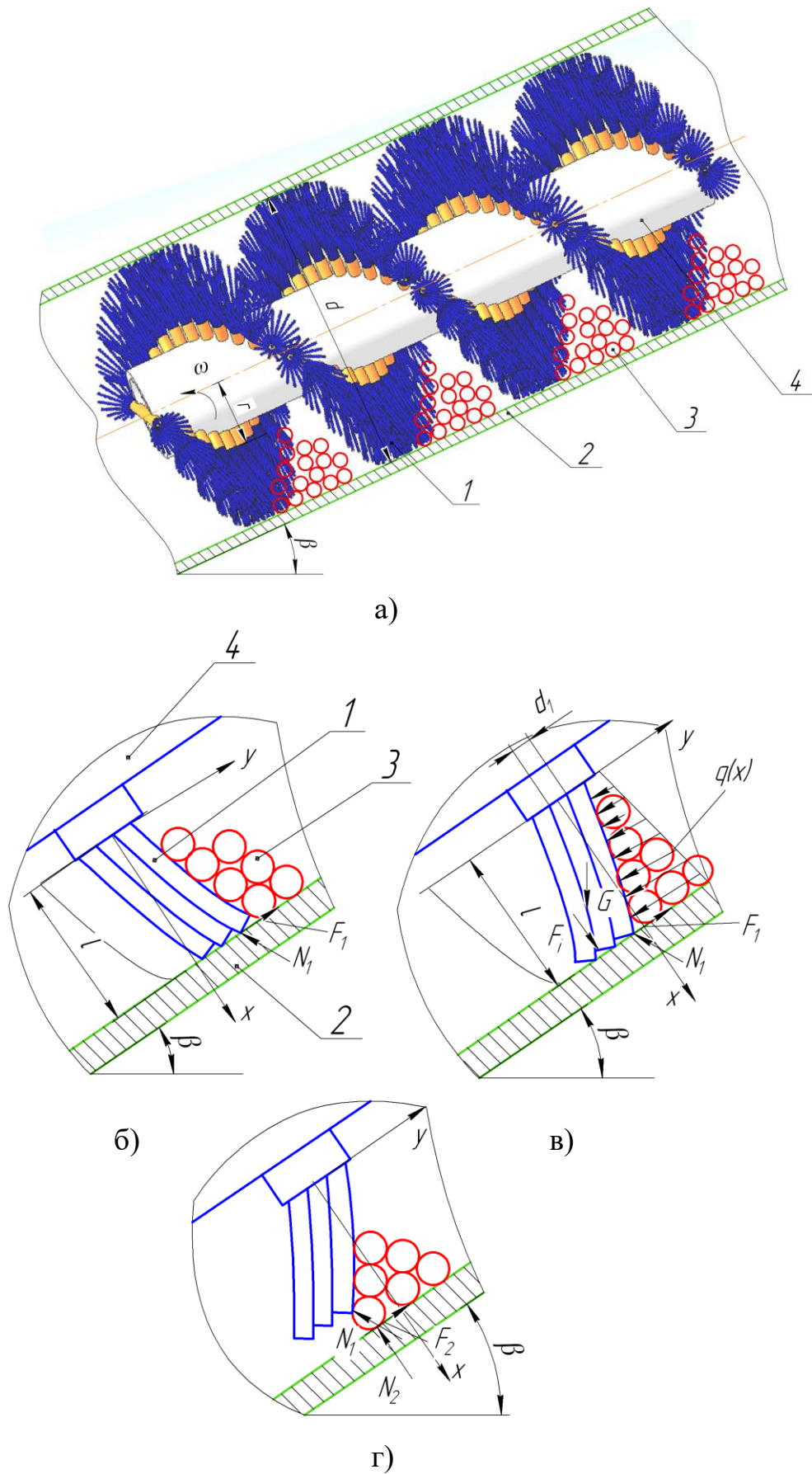


Рис. 2.3. Розрахункова схема для визначення деформації еластичними щіткоподібними гвинтовими робочими органами при транспортуванні сипких матеріалів: 1 - ЕЩГРО; 2 – кожух; 3 – сипкий матеріал; 4 – вал

При перевищенні навантаження на ЕЩГРО гранично допустимої величини (рис. 2.3 з) волокна прогинаються до утворення між кожухом та ЕЩГРО зазору, величина якого є достатньою для переміщення сипкого матеріалу у зворотному напрямку. Оскільки жорсткість волокон ЕЩГРО є нижчою за жорсткість окремих елементів сипкого зернового матеріалу, останній не піддається пошкодженню.

Проведемо дослідження статичних деформацій волокон щіткоподібного гвинтового робочого органу.

Розподілене навантаження $q(x)$ в осьовому напрямку гвинтового робочого органу під час транспортування зернового матеріалу на волокна щіткоподібного гвинтового робочого органу є нерівномірним по довжині волокон і залежать від коефіцієнта завантаження q_1 , кута β нахилу кожуха та швидкісного режиму роботи гвинтового конвеєра. При цьому максимальне значення такого навантаження виникає на зовнішньому діаметрі гвинтового робочого органу, а мінімальне – на внутрішньому діаметрі.

Розподілене навантаження на волокна ЕЩГРО під час транспортування сипкого матеріалу при малому коефіцієнті завантаження горизонтального та полого нахиленого гвинтового конвеєра із тихохідним режимом роботи можна апроксимувати залежністю [130]:

$$q(x) = \frac{(q_{\max} - q_{\min})x}{l} + q_{\min}, \quad (2.2)$$

де l – довжина робочої частини волокон ЕЩГРО; q_{\max} - максимальне розподілене навантаження на волокна (виникає на зовнішньому діаметрі щіткоподібного гвинтового робочого органу); q_{\min} - мінімальне розподілене навантаження на волокна.

Рівняння середньої лінії деформації декількох волокон ЕЩГРО розміщених в одній площині перпендикулярній розподіленому навантаженню $q(x)$:

$$nEI \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x) - N_1 \sin \gamma \cdot y + F_i \cdot y + G \cdot y \cdot \cos \beta \cos \theta, \quad (2.3)$$

де n - кількість волокон розміщених в одній площині, перпендикулярній розподіленому навантаженню $q(x)$; E - модуль пружності матеріалу волокна ЕЩГРО; $M(x)$ - момент згину волокна ЕЩГРО; N_1 - зусилля початкової деформації волокон ЕЩГРО при його встановленні у кожух; γ - кут нахилу волокон ЕЩГРО після початкової деформації; F_i - відцентрова сила, що діє на волокна при обертанні ЕЩГРО; G - сила ваги, що діє на волокна; $G = mg$; I - момент інерції поперечного перерізу волокна ЕЩГРО; β - кут нахилу кожуха; θ - кут повороту ЕЩГРО; m - маса волокон; g - прискорення вільного падіння.

Момент згину волокна ЕЩГРО визначаємо за формулою [112]:

$$M(x) = \int_x^l Q(x)dx + M(0), \quad (2.4)$$

де $Q(x)$ - перерізує зусилля у волокнах ЕЩГРО; $M(0)=0$ - момент згину початкового перерізу волокна ЕЩГРО.

Перерізує зусилля у волокнах ЕЩГРО:

$$Q(x) = F_1 + N_1 \cos \gamma - \int_x^l q(x)dx - G \cdot \sin \beta, \quad (2.5)$$

де F_1 - сила тертя між волокнами ЕЩГРО та кожухом.

Зусилля початкової деформації волокон ЕЩГРО при його встановленні у кожух знайдено при розгляді волокон як консольно закріпленої балки [112]:

$$N_1 = \frac{3nfEI}{l^3}, \quad (2.6)$$

де f - величина початкової деформації волокон ЕЩГРО при його встановленні у кожух.

При цьому величина початкової деформації волокон ЕЩГРО, при його встановленні у кожух, визначається за формулою:

$$f = \sqrt{l^2 - (l - k)^2}, \quad (2.7)$$

де k – довжина частини волокна, що використовується для усунення зазору між ЕЩГРО та кожухом.

Цю довжину знаходимо на основі конструктивних параметрів конвеєра:

$$k = \frac{D-d}{4}, \quad (2.8)$$

де D - зовнішній діаметр ЕЩГРО до встановлення у кожух; d - внутрішній діаметр кожуха.

Момент інерції поперечного перерізу волокна ЕЩГРО круглої форми [112]:

$$I = \frac{\pi d_1^4}{64} \quad (2.9)$$

де d_1 – діаметр поперечного перерізу волокна.

Кут нахилу волокон ЕЩГРО після початкової деформації:

$$\gamma = \arcsin \frac{\sqrt{l^2 - \left(l - \frac{D-d}{4}\right)^2}}{l}. \quad (2.10)$$

Підставляючи формули (2.7), (2.8), (2.9) у рівняння (2.6), одержуємо:

$$N_1 = \frac{3n \sqrt{l^2 - \left(l - \frac{D-d}{4}\right)^2} E \pi d_1^4}{64l^3}. \quad (2.11)$$

Відцентрова сила, що діє на волокна при обертанні ЕЩГРО:

$$F_i = m\omega^2 (r+l), \quad (2.12)$$

де ω - кутова частота обертання ЕЩГРО; r – радіус центрального вала.

Сила тертя між волокнами ЕЩГРО та кожухом:

$$F_1 = N_1 \mu_1, \quad (2.13)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя між волокнами ЕЦГРО та кожуха.

Підставляючи формули (2.4), (2.5), (2.12), (2.13) у рівняння (2.3), одержуємо рівняння середньої лінії деформації декількох волокон еластичного щіткоподібного шнека:

$$nEI \frac{d^2 y}{dx^2} = \int_x^l N_1 (\cos \gamma + \mu_1) dx - \int_x^l \int_x^l \left(\frac{(q_{\max} - q_{\min})x}{l} + q_{\min} \right) dx dx - \int_x^l mg \sin \beta dx - N_1 \sin \gamma \cdot y + m \cdot y (\omega^2 (r+l) + g \cos \beta \cos \theta). \quad (2.14)$$

При наявності зазору між волокнами ЕЦГРО та кожухом рівняння (2.14) має спрощений вигляд:

$$nEI \frac{d^2 y}{dx^2} = - \int_x^l \int_x^l q(x) dx dx - \int_x^l mg \sin \beta dx + m \cdot y (\omega^2 (r+l) + g \cos \beta \cos \theta). \quad (2.15)$$

Після інтегрування рівняння (2.14) одержуємо:

$$nEI \frac{d^2 y}{dx^2} = N_1 (\cos \gamma + \mu_1) (l-x) - \frac{1}{2} (q_{\max} (l^2 - x^2) + q_{\min} (l-x)^2) \left(1 - \frac{x}{l} \right) - mg \sin \beta (l-x) - N_1 \sin \gamma \cdot y + m \cdot y (\omega^2 (r+l) + g \cos \beta \cos \theta). \quad (2.16)$$

Враховуючи рівняння (2.11), одержуємо:

$$\frac{nE\pi d_1^4}{64} \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{3n \sqrt{l^2 - \left(l - \frac{D-d}{4} \right)^2} E\pi d_1^4}{64l^3} \left((\cos \gamma + \mu_1) (l-x) - \sin \gamma \cdot y \right) - \frac{1}{2} (q_{\max} (l^2 - x^2) + q_{\min} (l-x)^2) \left(1 - \frac{x}{l} \right) - mg \sin \beta (l-x) + m \cdot y (\omega^2 (r+l) + g \cos \beta \cos \theta). \quad (2.17)$$

Диференціальне рівняння (2.17) можна використовувати для визначення деформації волокон ЕЦГРО при статичних навантаженнях.

Загальний розв'язок диференціального рівняння (2.17) [112]:

$$y = A_1 \sin(k_1 x) + A_2 \cos(k_1 x) + y^*, \quad (2.18)$$

де A_1 , A_2 – коефіцієнти, які можна визначити із граничних умов; y^* – частковий розв'язок рівняння; k_1 – частотна характеристика.

Початкові умови для розв'язку рівняння (2.17): при $x=0$, $y=0$, $\frac{dy}{dx} = 0$.

Розв'язок диференціального рівняння (2.17) виконано за допомогою чисельного методу і представлено у вигляді графіків на рис. 2.4 – рис. 2.7 для різних змінних параметрів.

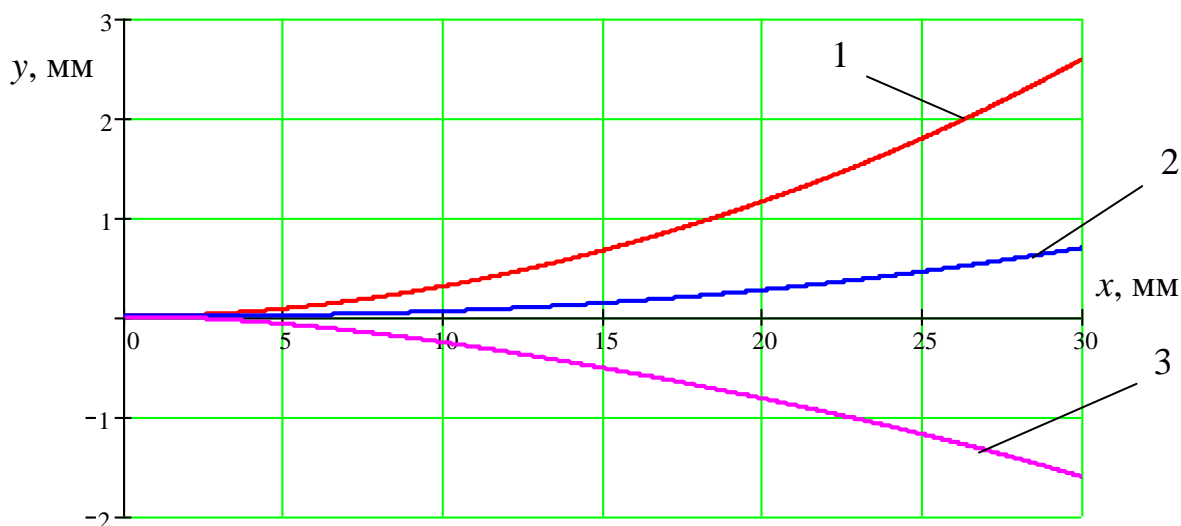


Рис. 2.4. Графіки середньої лінії деформації чотирьох нейлонових волокон ЕЦГРО розміщених в одній площині перпендикулярній розподіленому навантаженню при $l=30$ мм, $k=0,1$ мм, $d_1=2$ мм, $\beta=45$ град: 1) деформація при початковому встановленні ЕЦГРО у кожух гвинтового конвеєра $q_{\max}=0$ Н/мм, $q_{\min}=0$ Н/мм; 2) $q_{\max}=0,05$ Н/мм, $q_{\min}=0,02$ Н/мм; 3) $q_{\max}=0,1$ Н/мм, $q_{\min}=0,06$ Н/мм

На графіках рисунка 2.4 представлено вигляд середньої лінії деформованих волокон еластичного щіткоподібного шнека при різних значеннях зовнішнього розподіленого навантаження на волокна зі сторони матеріалу, що транспортується.

На графіках рисунка 2.5 представлено вигляд середньої лінії деформованих волокон еластичного щіткоподібного шнека при різних значеннях діаметра d_1 поперечного перерізу волокна.

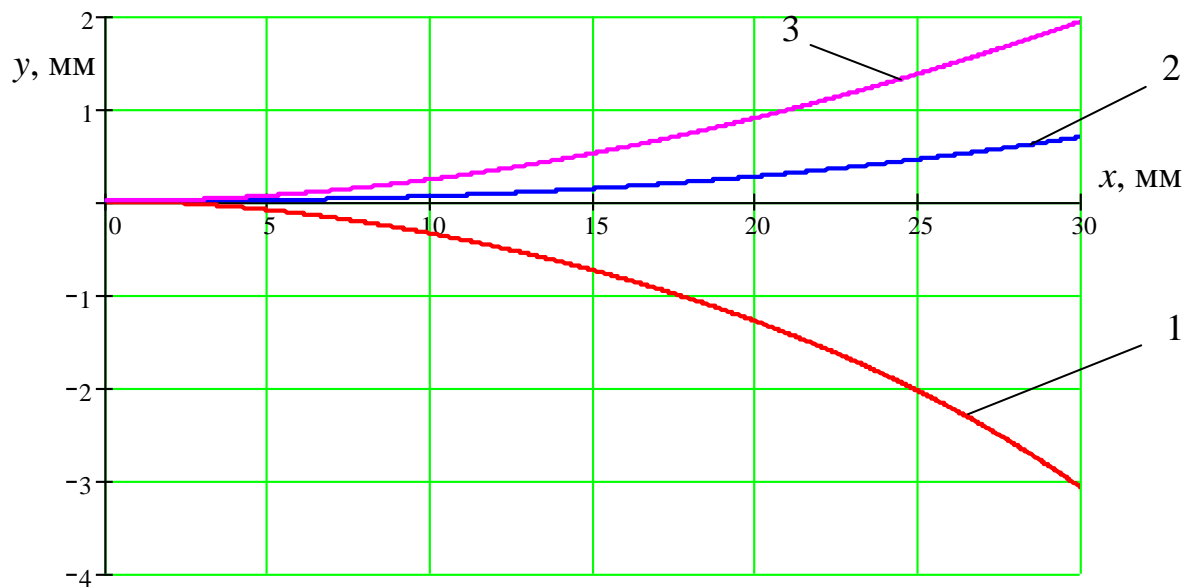


Рис. 2.5. Графіки середньої лінії деформації чотирьох нейлонових волокон ЕЦГРО розміщених в одній площині перпендикулярній розподіленому навантаженню при $l=30$ мм, $k=0,1$ мм, $q_{\max}=0,05$ Н/мм, $q_{\min}=0,02$ Н/мм, $\beta=45$ град: 1) $d_1=1,7$ мм; 2) $d_1=2$ мм; 3) $d_1=2,3$ мм

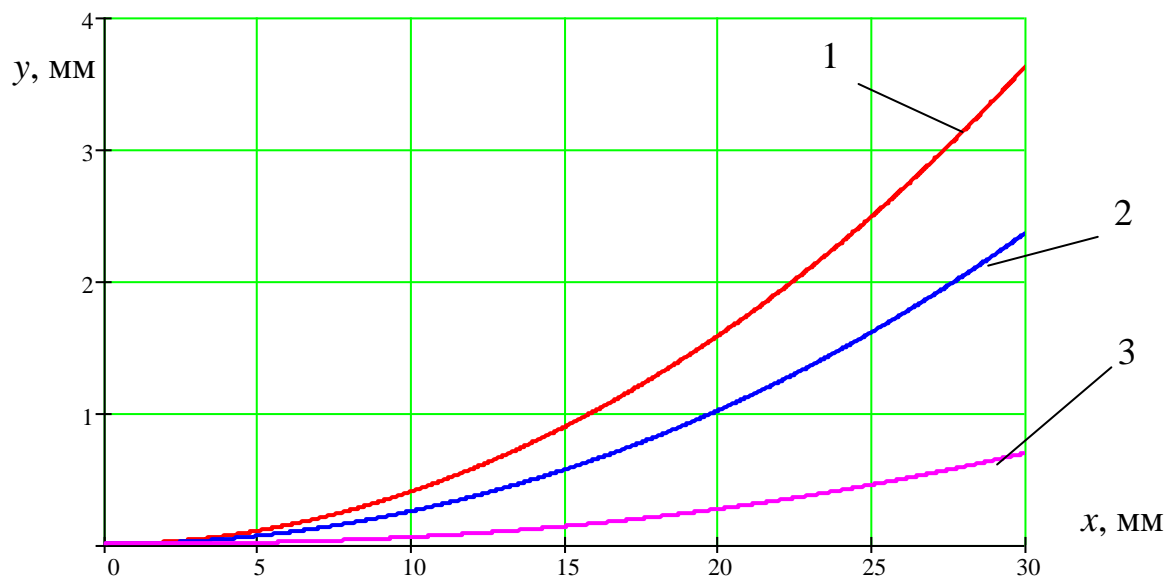


Рис. 2.6. Графіки середньої лінії деформації чотирьох нейлонових волокон ЕЦГРО розміщених в одній площині перпендикулярній розподіленому навантаженню при $l=30$ мм, $q_{\max}=0,05$ Н/мм, $q_{\min}=0,02$ Н/мм, $d_1=2$ мм, $\beta=45$ град: 1) $k=0,3$ мм; 2) $k=0,2$ мм; 3) $k=0,1$ мм

На графіках рисунка 2.6 представлено вигляд середньої лінії деформованих волокон еластичного щіткоподібного шнека при різних значеннях довжини k частини волокна, що використовується для усунення зазору між еластичним щіткоподібним шнеком та кожухом.

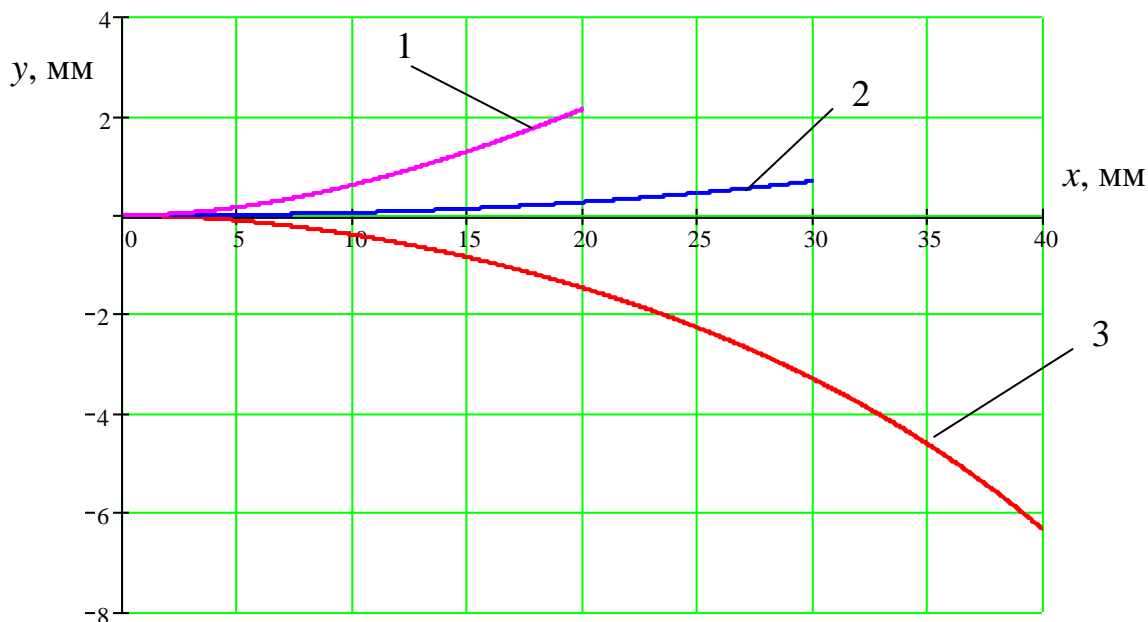


Рис. 2.7. Графіки середньої лінії деформації чотирьох нейлонових волокон ЕЦГРО розміщених в одній площині перпендикулярній розподіленому навантаженню при $k=0,1$ мм, $q_{\max}=0,05$ Н/мм, $q_{\min}=0,02$ Н/мм, $d_1=2$ мм, $\beta=45$ град: 1) $l=20$ мм; 2) $l=30$ мм; 3) $l=40$ мм

На графіках рисунка 2.7 представлено вигляд середньої лінії деформованих волокон еластичного щіткоподібного шнека при різних значеннях довжини l робочої частини волокон еластичного щіткоподібного шнека.

Крива 1 рис. 2.4 відповідає рис. 2.3 б для випадку, коли щіткоподібний шнек при встановленні у кожух піддається початковій деформації до 2,5 мм і опирається на поверхню кожуха. При цьому зовнішнє розподілене навантаження зі сторони матеріалу, що транспортується відсутнє.

При зростанні зовнішнього навантаження q_{\min} та q_{\max} до 0,06 Н/мм та 0,1 Н/мм відповідно відбувається деформація волокон еластичного щіткоподібного

шнека до -1.5 мм (крива 3 рис. 2.5), що відповідає рис. 2.3 в, а загальний прогин волокон становить 5 мм.

При зменшенні діаметра волокна (рис. 2.5) від 2,3 мм (крива 3) до 1,7 мм (крива 1) для однакових зовнішніх навантажень відбувається деформація волокон у від'ємному напрямку осі y від 2 мм до -3 мм, а загальний прогин становить 5 мм.

При збільшенні величини k (рис. 2.6) від 0,1 мм до 0,3 мм виникає збільшення попередньої деформації волокон (рис. 2.3 б) від 0,7 мм до 3,5 мм, що забезпечує підвищення навантажувальної здатності еластичного щіткоподібного шнека. Проте зростає потужність транспортування матеріалу через підвищення сили тертя між волокнами еластичного щіткоподібного шнека та кожухом конвеєра.

При збільшенні робочої частини волокон l (рис. 2.7) від 20 мм (крива 1) до 40 мм (крива 3) для однакових зовнішніх навантажень відбувається деформація волокон у від'ємному напрямку осі y від 2,2 мм до $-6,4$ мм, а загальний прогин становить 8,6 мм. Тому використання волокон із більшою довжиною l робочої частини знижує навантажувальну здатність еластичного щіткоподібного шнека, проте зменшується величина травмування матеріалу, що транспортується.

Реальне значення величин деформації волокон еластичного щіткоподібного шнека в процесі транспортування сипких матеріалів є вищими, внаслідок виникнення динамічних навантажень. Оскільки ймовірність виникнення резонансу є незначною, реальне значення величини деформації волокон еластичного щіткоподібного шнека в процесі транспортування сипких матеріалів визначається добутком величини деформації волокон при статичних розрахунках на коефіцієнт динамічності : $y_r = y \cdot k_d$.

2.3. Обґрунтування параметрів взаємодії волокон еластичного щіткоподібного гвинтового робочого органу із зерновим матеріалом

Для визначення силових параметрів взаємодії волокон ЕЩГРО із зерновим матеріалом, а також умови защемлення зернини у конвеєрі, як приклад розглянуто зернові матеріали з елементами сферичної поверхні, що є частиною таких сільськогосподарських культур, як кукурудза [79], горох та еліпсоїдної поверхні.

Для формування математичної моделі прийнято декілька припущень та ідеалізацію параметрів взаємодії зернини із волокнами ЕЩГРО. Форму зернини прийнято ідеальною без врахування мікровиступів на поверхні; поперечний переріз волокон виконано круглої форми; довжина усіх волокон є однаковою; коефіцієнти тертя між зерниною, волокнами та кожухом конвеєра є постійними величинами; переміщення волокон відносно вала знаходяться в межах малих пружних деформацій з постійними коефіцієнтами жорсткості; радіальне та кутове зміщення зернини, коливні навантаження та взаємодію з іншими зернинами не враховано.

Розрахункову схему для визначення параметрів транспортування зернини ЕЩГРО представлено на рис. 2.8. Зернина 5 із сферичним або еліпсоїдним елементом переміщується волокнами 4 еластичним щіткоподібним гвинтовим робочим органом 1 з центральним валом. У кожусі 2 гвинтового конвеєра зернина 5 защемлена між двома волокнами ЕЩГРО та внутрішньою поверхнею кожуха. Зернина може взаємодіяти із більшою кількістю волокон. При подальшому обертанні вала відбувається деформація волокон із переміщенням зернини у зворотному напрямку. Оскільки волокна виготовляються із матеріалу, модуль пружності і твердість якого на порядки менші за такі параметри сталі, при деформації волокон виникають сили, що не перевищують граничну допустиму силу дії на зернину, яка призводить до її пошкодження. Тому значно знижується ймовірність пошкодження зернин у гвинтовому конвеєрі із ЕЩГРО, порівняно із звичайним гвинтовим конвеєром із суцільнометалевим гвинтовим робочим органом [130].

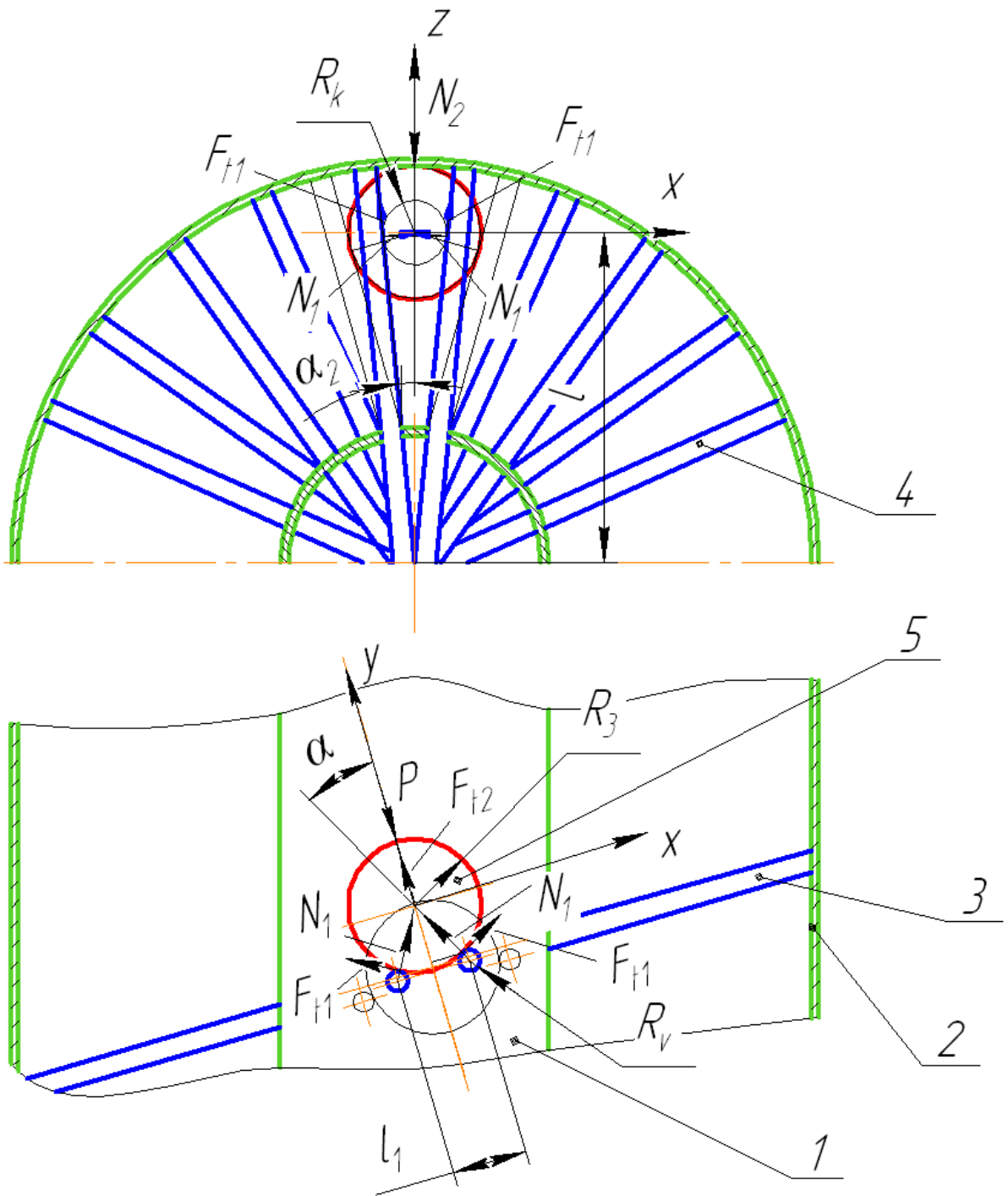


Рис. 2.8. Розрахункова схема для визначення параметрів транспортування зернини еластичним щіткоподібним гвинтовим робочим органом:
 1 – еластичний щіткоподібний гвинтовий робочий орган; 2 – кожух; 3, 4 – волокна еластичного щіткоподібного гвинтового робочого органу; 5 - зернина

ЕЩГРО може встановлюватись у кожусі як із зазором, так і без зазору. Між волокнами, розміщеними на валі також, є зазор. При збільшенні радіуса ЕЩГРО зростає відстань між волокнами, а відповідно і зазор між ними.

При значному зазорі зменшується продуктивність конвеєра, проте збільшення густини волокон призводить до зростання спожитої потужності транспортування внаслідок зростання витрат потужності на тертя між волокнами та кожухом. Тому обґрунтування відстані між волокнами є одним із необхідних завдань проектування гвинтових конвеєрів з ЕЦГРО.

Із розрахункової схеми рис. 2.8 записуємо рівняння рівноваги зернини в початковий момент контакту із волокнами еластичного ЕЦГРО в проекції на вісь y [130]:

$$2N_1 \cos \alpha + 2F_{t1} \sin \alpha + F_{t2} - P = 0, \quad (2.19)$$

де N_1 – нормальна сила взаємодії поверхні зернини із волокном ЕЦГРО; F_{t1} – сила тертя між зерниною та волокном ЕЦГРО; F_{t2} – сила тертя між зерниною та кожухом; P – зовнішнє навантаження на зернину в напрямку перпендикулярному виткам ЕЦГРО при переміщенні у конвеєрі; α – кут контакту між зерниною та волокном ЕЦГРО (визначається як кут між нормаллю до поверхні зернини у точці контакту із волокном та віссю y).

Рівняння рівноваги зернини в початковий момент контакту із волокнами еластичного щіткоподібного гвинтового робочого органу (ЕЦГРО) в проекції на вісі x та z відповідно:

$$N_1 \sin \alpha - N_1 \sin \alpha + F_{t1} \cos \alpha - F_{t1} \cos \alpha = 0; \quad (2.20)$$

$$2N_1 \sin \alpha_2 - N_2 + 2F_{t1} \cos \alpha_2 = 0, \quad (2.21)$$

де N_2 – нормальна сила взаємодії поверхні зернини із внутрішньою поверхнею кожуха; α_2 – кут контакту між зерниною та волокном ЕЦГРО у вертикальній площині. Визначається як кут між дотичною до поверхні зернини у точці контакту із волокном та віссю z .

Сили тертя між зерниною та волокном ЕЦГРО та між зерниною та кожухом визначаються залежностями:

$$F_{t1} = \mu_1 N_1; \quad (2.22)$$

$$F_{t2} = \mu_2 N_2, \quad (2.23)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя між поверхнею зернини та поверхнею волокна ЕЩГРО;
 μ_2 – коефіцієнт тертя між поверхнею зернини та внутрішньою поверхнею
кожуха.

Кут контакту між зерниною та волокном ЕЩГРО із розрахункової схеми
рис. 2.8 визначено за залежністю:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{l_1}{2(R_3 + R_v)}\right), \quad (2.24)$$

де l_1 – відстань між центрами волокон круглого поперечного перерізу, що
взаємодіють із зерниною (знаходиться в межах: $2R_v \leq l_1 \leq 2(R_3 + R_v)$);
 R_3 – радіус зернини; R_v - радіус круглого поперечного перерізу волокна.

Кут контакту між зерниною та волокном ЕЩГРО у вертикальній площині
із розрахункової схеми рис. 2.8:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{R_k}{R_2 - R_3}\right), \quad (2.25)$$

де R_2 – внутрішній радіус кожуха; R_k – радіус контакту між зерниною та
волокном ЕЩГРО визначається залежністю:

$$R_k = R_3 \sin \alpha. \quad (2.26)$$

Тоді:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{R_3 \sin \alpha}{R_2 - R_3}\right); \quad (2.27)$$

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{R_3 l_1}{2(R_3 + R_v)(R_2 - R_3)}\right). \quad (2.28)$$

З рівняння (2.21) знаходимо:

$$N_2 = 2N_1(\sin \alpha_2 + \mu_1 \cos \alpha_2). \quad (2.29)$$

Підставляючи рівняння (2.29) у рівняння (2.19), одержано:

$$2N_1(\cos \alpha + \mu_1 \sin \alpha + \mu_2(\sin \alpha_2 + \mu_1 \cos \alpha_2)) = P; \quad (2.30)$$

$$P = 2N_1 \left(\sqrt{1 - \frac{l_1^2}{4(R_3 + R_v)^2}} + \mu_1 \frac{l_1}{2(R_3 + R_v)} + \mu_2 \left(\frac{R_3 l_1}{2(R_3 + R_v)(R_2 - R_3)} + \right. \right. \quad (2.31)$$

$$\left. \left. + \mu_1 \sqrt{1 - \frac{R_3^2 l_1^2}{4(R_3 + R_v)^2 (R_2 - R_3)^2}} \right) \right).$$

При одночасній взаємодії зернини із більше ніж двома волокнами рівняння (2.30) та (2.31) можна записати таким чином:

$$P = \sum_{i=1}^n N_{li} (\cos \alpha_i + \mu_1 \sin \alpha_i + \mu_2 (\sin \alpha_{2i} + \mu_1 \cos \alpha_{2i})); \quad (2.32)$$

$$P = \sum_{i=1}^n N_{li} \left(\sqrt{1 - \frac{l_{li}^2}{4(R_3 + R_v)^2}} + \mu_1 \frac{l_{li}}{2(R_3 + R_v)} + \mu_2 \left(\frac{R_3 l_{li}}{2(R_3 + R_v)(R_2 - R_3)} + \right. \right. \quad (2.33)$$

$$\left. \left. + \mu_1 \sqrt{1 - \frac{R_3^2 l_{li}^2}{4(R_3 + R_v)^2 (R_2 - R_3)^2}} \right) \right).$$

де i – кількість волокон, з якими взаємодіє зернина.

Величину нормальної сила N_1 взаємодії поверхні зернини із волокном ЕЩГРО визначаємо за формулою [112]:

$$N_1 = \frac{3f_1 E \pi d_v^4}{64l^3} + F_{t3}, \quad (2.34)$$

де f_1 – величина прогину волокна; E – модуль пружності матеріалу волокон;

F_{t3} – сила тертя між волокном та кожухом конвеєра; d_v – діаметр волокна.

Величину f_1 прогину волокна визначено на основі розв'язку диференціального рівняння, що описує криву середньої лінії волокна.

Приблизне значення величини прогину волокна з достатньою для інженерних розрахунків точністю визначаємо таким чином.

При $\mu_1 > \operatorname{tg} \alpha$, $\mu_1 > \frac{l_1}{2(R_3 + R_v) \sqrt{1 - \frac{l_1^2}{4(R_3 + R_v)^2}}}$ відбувається прогин

волокон в протилежному напрямку осі y . При цьому:

$$f_1 = \sqrt{l^2 - (l - 2R_3)^2}; \quad (2.35)$$

$$N_1 = \frac{3E\pi d_v^4 \sqrt{l^2 - (l - 2R_3)^2}}{64l^3} + F_{t3}. \quad (2.36)$$

При $\mu_1 < \operatorname{tg} \alpha$ відбувається прогин волокон в напрямку осі x . При цьому:

$$f_1 = R_3 + R_v - \frac{l_1}{2}. \quad (2.37)$$

$$N_1 = \frac{3E\pi d_v^4 \left(R_3 + R_v - \frac{l_1}{2} \right)}{64l^3} + F_{t3}. \quad (2.38)$$

При використанні ЕЩГРО із декількома рядами волокон (наприклад двома (рис. 2.9), що перекриваються для першого ряду волокон, переважно силу N_{11} взаємодії поверхні зернини із волокном визначають за формулою (2.38) із прогином f_{11} , а для волокна другого ряду N_{12} – за формулою (2.36) (рис. 2.9 а).

При подальшому прогині волокон (рис. 2.9 б) на величини f_{11} для першого ряду і f_{12} для другого ряду зернина переміщується у зазор між волокном першого та другого ряду і при досягненні умови $\mu_1 < \operatorname{tg} \alpha$ із зростанням зазору між волокнами силу N_{12} для другого ряду теж визначають за формулою (2.38).

На основі рівнянь (2.30) та (2.31) побудовано графіки залежності (рис. 2.10 та рис. 2.11) допустимого зовнішнього навантаження P на зернину в напрямку перпендикулярному виткам ЕЩГРО від кута α контакту між

зерниною та волокном ЕЦГРО та відстані l_1 між центрами волокон круглого поперечного перерізу, що взаємодіють із зерниною при переміщенні у конвеєрі.

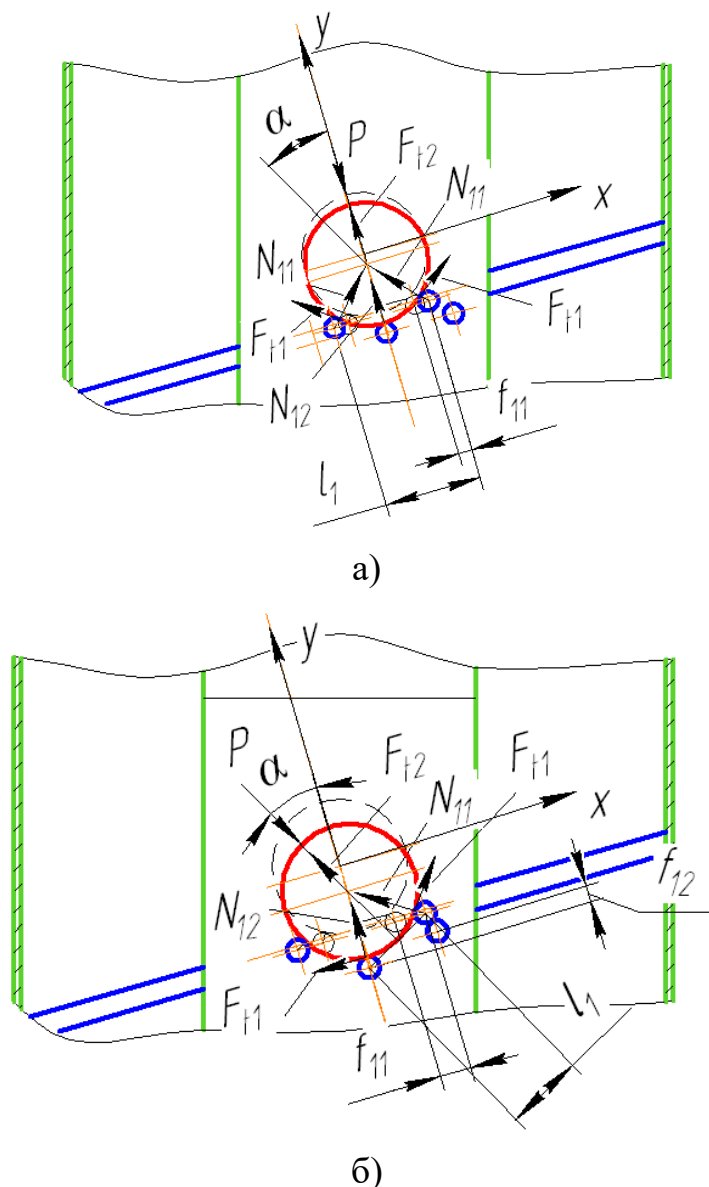


Рис. 2.9. Схема взаємодії зернини із двома рядами волокон: а) прогин першого ряду волокон до контакту зернини із волокном другого ряду; б) подальший прогин волокон першого та другого ряду

На основі даних графіка рис. 2.10 встановлено, що збільшення кута α контакту між зерниною та волокном призводить до зменшення значення зовнішнього навантаження P . Максимальні величини зовнішнього навантаження P на зернину досягаються при куті $\alpha = \arctg(\mu_1)$.

Точки початку найбільшого спаду функції $P(\alpha)$ залежать від значення коефіцієнтів тертя μ_1 та μ_2 . Збільшення коефіцієнтів тертя μ_1 та μ_2 зумовлює

зростання навантаження P . Наприклад для $\mu_1=\mu_2=0,2$ точка перегину визначається кутом $\alpha=35$ град, а для $\mu_1=\mu_2=0,4$ – кутом $\alpha=50$ град. При куті $\alpha=90$ град на зернину діють тільки сили тертя.

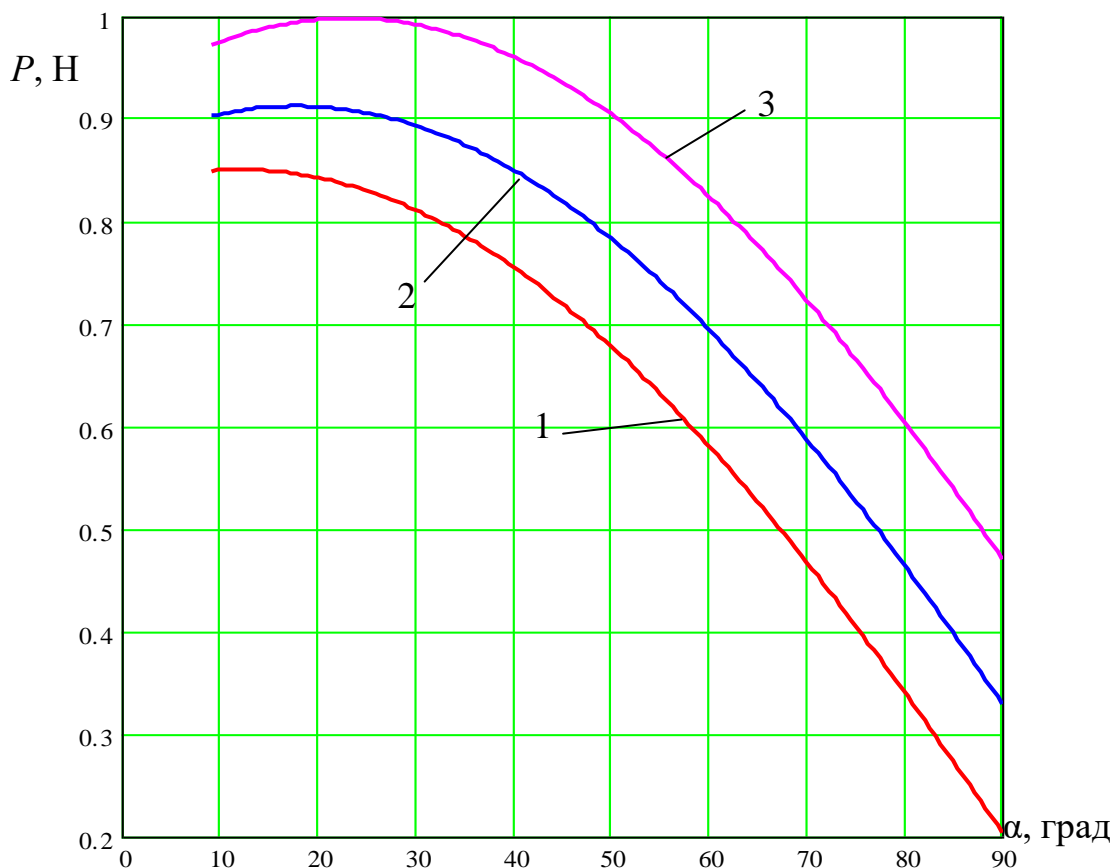


Рис. 2.10. Графіки залежності допустимого зовнішнього навантаження P на зернину в напрямку перпендикулярному виткам ЕЩГРО від кута α контакту між зерниною та волокном ЕЩГРО при переміщенні у конвєєрі при $R_3=2$ мм:
 1) $\mu_1=0,2; \mu_2=0,2$; 2) $\mu_1=0,3; \mu_2=0,3$; 3) $\mu_1=0,4; \mu_2=0,4$

Із аналізу графіків рис. 2.11 встановлено, що збільшення відстані l_1 призводить до зменшення навантаження P , при чому збільшення коефіцієнтів тертя μ_1 та μ_2 призводить до зростання навантаження P . Суттєве зменшення навантаження P спостерігається при $l_1 > 4$ мм, що дорівнює діаметру зернини. За допомогою представлених графіків рис. 2.11 та формули (2.33) можна підбирати відстань між волокнами ЕЩГРО з метою забезпечення переміщення зернин при встановленій величині зовнішнього навантаження.

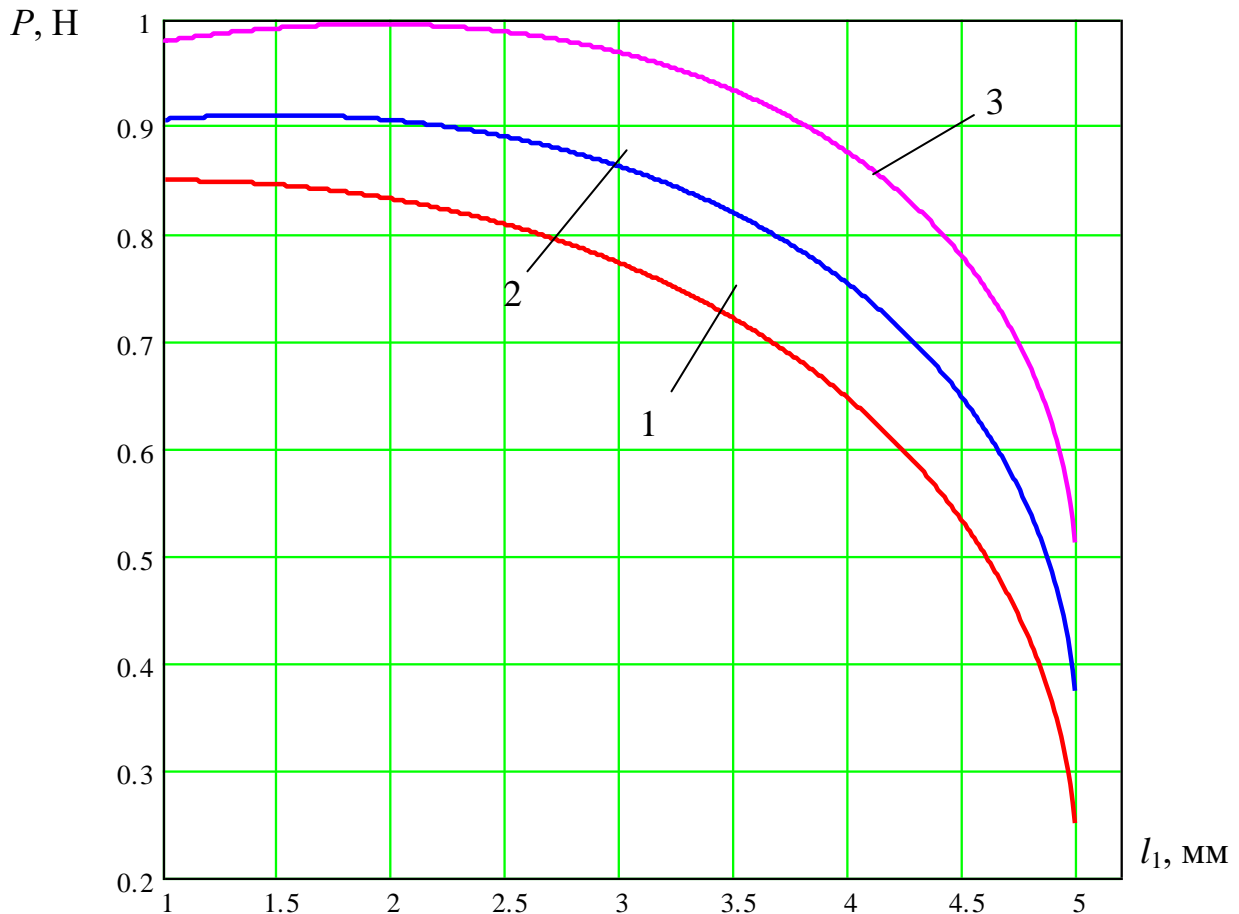


Рис. 2.11. Графіки залежності допустимого зовнішнього навантаження P на зернину в напрямку перпендикулярному виткам ЕЦГРО від відстані l_1 між центрами волокон круглого поперечного перерізу, що взаємодіють із зерниною при переміщенні у конвеєрі при $R_3=2\text{мм}$, $R_v=0,5\text{ мм}$: 1) $\mu_1=0,2$; $\mu_2=0,2$; 2) $\mu_1=0,3$; $\mu_2=0,3$; 3) $\mu_1=0,4$; $\mu_2=0,4$

Із рівняння (2.30) визначено умову защемлення зернини між волокнами ЕЦГРО та внутрішньою поверхнею кожуха:

$$\mu_1 > \frac{\cos \alpha + \mu_2 \sin \alpha_2}{\sin \alpha + \mu_2 \cos \alpha_2}. \quad (2.39)$$

Підставляючи рівняння (2.27) у не рівність (2.39), одержано:

$$\mu_1 > \frac{\cos \alpha + \frac{\mu_2 R_3 \sin \alpha}{R_2 - R_3}}{\sin \alpha + \mu_2 \sqrt{1 - \frac{R_3^2 \sin^2 \alpha}{(R_2 - R_3)^2}}}. \quad (2.40)$$

На основі формули (2.40) визначено умову защемлення зернини залежно від відстані l_1 між центрами волокон круглого поперечного перерізу:

$$\mu_1 > \frac{\sqrt{1 - \frac{l_1^2}{4(R_3 + R_v)^2}} + \frac{\mu_2 R_3 l_1}{2(R_3 + R_v)(R_2 - R_3)}}{\frac{l_1}{2(R_3 + R_v)} + \mu_2 \sqrt{1 - \frac{R_3^2 l_1^2}{4(R_3 + R_v)^2 (R_2 - R_3)^2}}}. \quad (2.41)$$

На основі рівнянь (2.40) та (2.41) побудовано графіки залежності коефіцієнта тертя між поверхнею зернини та поверхнею волокна ЕЩГРО, при якому відбувається защемлення зернини від кута α контакту між зерниною та волокном ЕЩГРО (рис. 2.12) та від відстані l_1 між центрами волокон круглого поперечного перерізу, що взаємодіють із зерниною (рис. 2.13 і рис. 2.14).

Із графіків рис. 2.12 та рис. 2.13 встановлено, що збільшення кута α та відстані l_1 призводить до збільшення ймовірності защемлення зернини між волокнами ЕЩГРО із коефіцієнтом тертя $\mu_1 < 0,5$ для кута α в межах від 50 град до 90 град та відстані l_1 від 4 мм до 5 мм при радіусі зернини 2 мм.

Із графіка рис. 2.14 можна побачити, що для $\mu_1 < 0,5$ найбільша ймовірність защемлення зернини відбувається при $l_1 > 2R_3$.

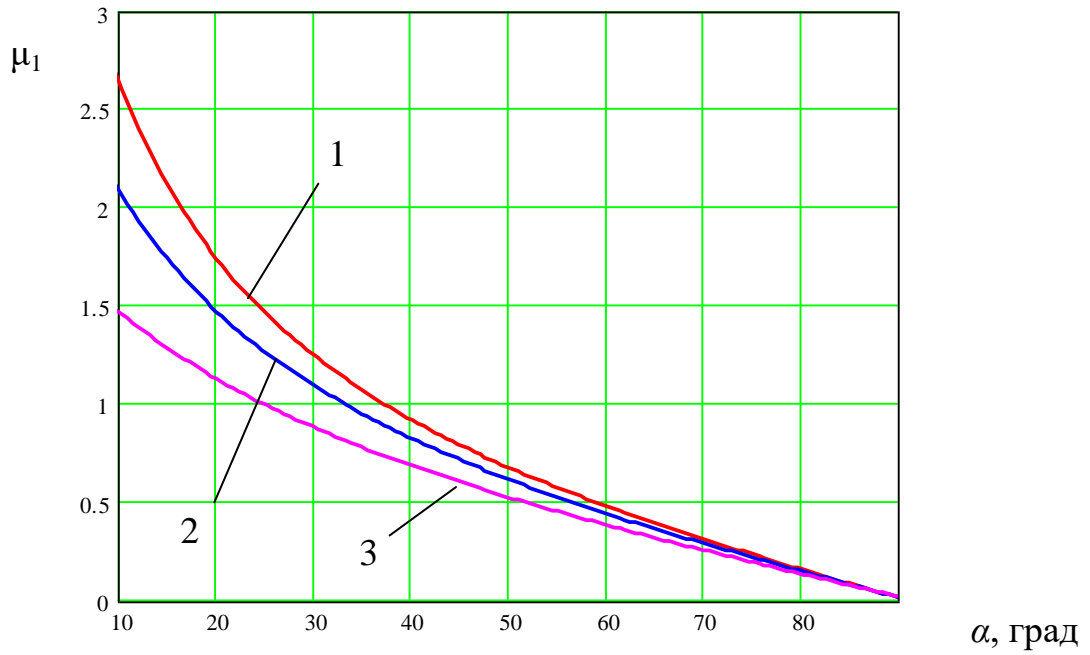


Рис. 2.12. Графіки залежності коефіцієнта тертя між поверхнею зернини та поверхнею волокна ЕЩГРО, при якому відбувається защемлення зернини від кута α контакту між зерниною та волокном ЕЩГРО при $R_3=2\text{мм}$, $R_v=0,5\text{ мм}$: 1) $\mu_2=0,2$; 2) $\mu_2=0,3$; 3) $\mu_2=0,5$

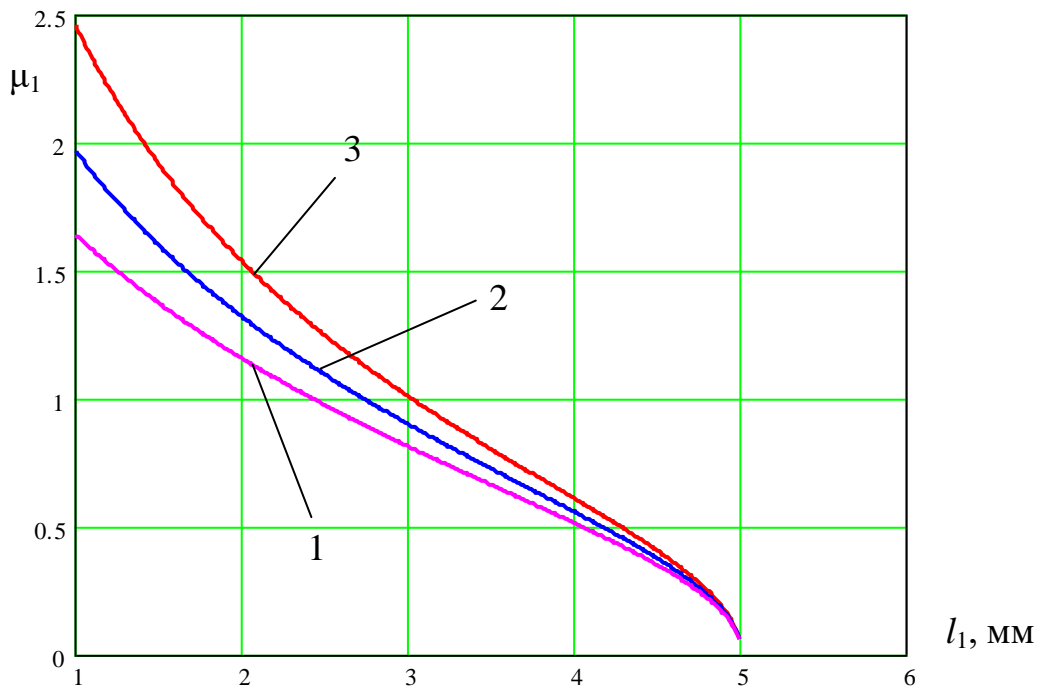


Рис. 2.13. Графіки залежності коефіцієнта тертя між поверхнею зернини та поверхнею волокна ЕЩГРО, при якому відбувається защемлення зернини від відстані l_1 між центрами волокон круглого поперечного перерізу, що взаємодіють із зерниною при $R_3=2\text{мм}$, $R_v=0,5\text{ мм}$: 1) $\mu_2=0,2$; 2) $\mu_2=0,3$; 3) $\mu_2=0,5$

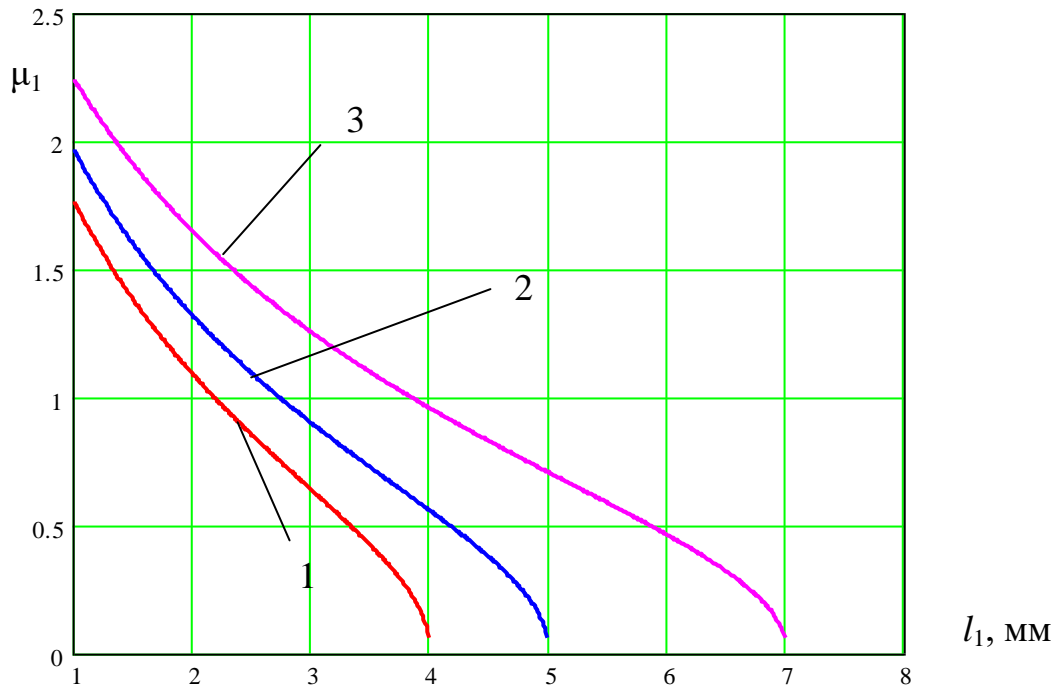


Рис. 2.14. Графіки залежності коефіцієнта тертя між поверхнею зернини та поверхнею волокна ЕЦГРО, при якому відбувається защемлення зернини від відстані l_1 між центрами волокон круглого поперечного перерізу, що взаємодіють із зерниною при $\mu_2=0,3$, $R_v=0,5$ мм: 1) $R_3=1,5$ мм; 2) $R_3=2$ мм; 3) $R_3=3$ мм

Із нерівності (2.40) визначено критичний кут α контакту між зерниною та волокном ЕЦГРО, при якому відбувається защемлення зернини, при цьому для малих значень кута α_2 прийнято $\cos \alpha_2 \approx 1$:

$$\alpha > \arcsin \left(\frac{R_3 \mu_1 \mu_2^2 - l \mu_1^2 \mu_2 + l \sqrt{(\mu_1 l - R_3 \mu_2)^2 + l^2 (1 - \mu_1^2 \mu_2^2)}}{(\mu_1 l - R_3 \mu_2)^2 + l^2} \right), \quad (2.42)$$

де $l = R_2 - R_3$.

Для випадку $\mu_2=0$, при відсутності контакту зернини із кожухом, нерівність (2.42) спрощується до вигляду:

$$\alpha > \arcsin \left(\frac{\sqrt{\mu_1^2 + 1}}{\mu_1^2 + 1} \right). \quad (2.43)$$

На основі нерівності (2.42) визначено критичну відстань l_1 між центрами волокон круглого поперечного перерізу, при якій відбувається защемлення зернини:

$$l_1 > 2(R_3 + R_v) \left(\frac{R_3 \mu_1 \mu_2^2 - l \mu_1^2 \mu_2 + l \sqrt{(\mu_1 l - R_3 \mu_2)^2 + l^2 (1 - \mu_1^2 \mu_2^2)}}{(\mu_1 l - R_3 \mu_2)^2 + l^2} \right). \quad (2.44)$$

Для випадку $\mu_2=0$:

$$l_1 > 2(R_3 + R_v) \frac{\sqrt{\mu_1^2 + 1}}{\mu_1^2 + 1}. \quad (2.45)$$

На основі нерівностей (2.43) та (2.44) побудовано графіки залежності кута α контакту між зерниною та волокном ЕЩГРО (рис. 2.15), зазору між волокнами ЕЩГРО (рис. 2.16), співвідношення зазору між волокнами ЕЩГРО та діаметра зернини (рис. 2.17), при яких відбувається защемлення зернини від коефіцієнта тертя між поверхнею зернини та поверхнею волокна ЕЩГРО.

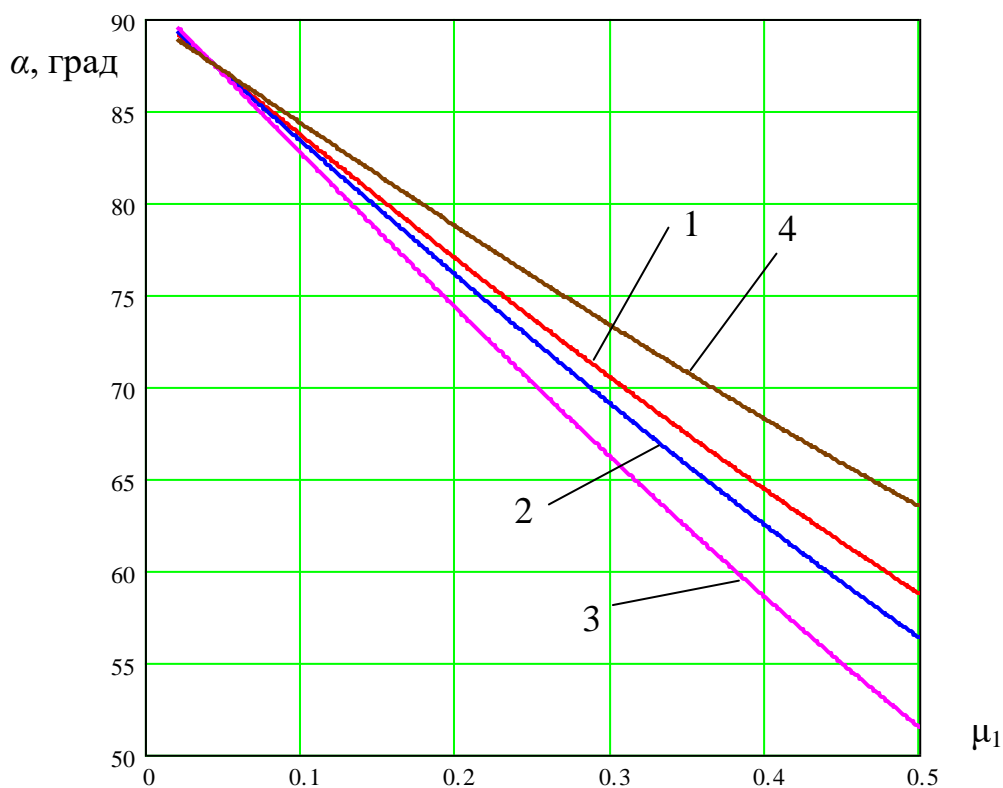


Рис. 2.15. Графіки залежності кута α контакту між зерниною та волокном ЕЩГРО, при якому відбувається защемлення зернини від коефіцієнта тертя між поверхнею зернини та поверхнею волокна ЕЩГРО при $R_3=2$ мм, $R_v=0,5$ мм:
 1) $\mu_2=0,2$; 2) $\mu_2=0,3$; 3) $\mu_2=0,5$; 4) $\mu_2=0$

Із графіків рисунка 2.15 бачимо, що збільшення коефіцієнтів тертя μ_1 та μ_2 призводить до зменшення кута α , при якому можливе защемлення зернини. При коефіцієнті тертя $\mu_1=0,5$ кут α знаходиться в межах від 52...64 градусів до 90 градусів для різних значень коефіцієнта тертя μ_2 . При відсутності тертя між зерниною та кожухом $\mu_2=0$ також можливе защемлення зернини між волокнами.

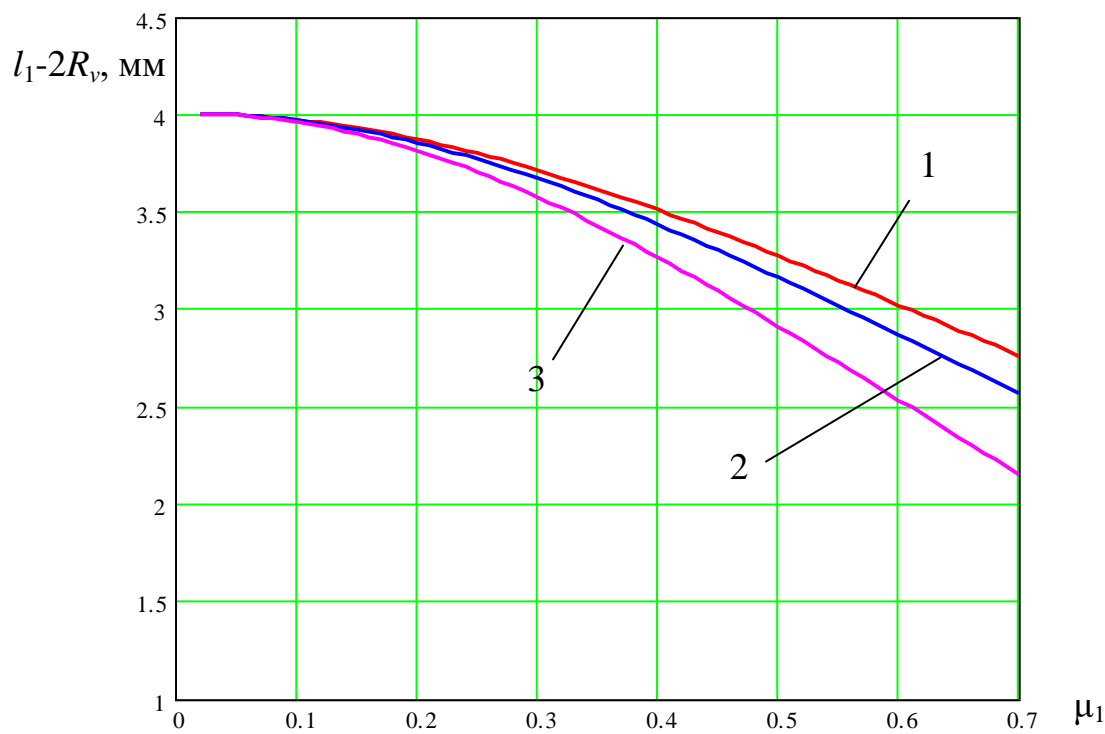


Рис. 2.16. Графіки залежності зазору між волокнами ЕЦГРО, при якому відбувається защемлення зернини від коефіцієнта тертя між поверхнею зернини та поверхнею волокна ЕЦГРО при $R_3=2$ мм, $R_v=0,5$ мм:
 1) $\mu_2=0,2$; 2) $\mu_2=0,3$; 3) $\mu_2=0,5$

Із графіків рисунків 2.16 та 2.17 встановлено співвідношення зазору між волокнами та діаметром зернини, при яких можливе защемлення зернини для значень коефіцієнта тертя μ_1 до 0,7. Чим більший коефіцієнт тертя μ_1 , тим менше таке співвідношення. Для коефіцієнта тертя $\mu_1=0,5$ защемлення зернини можливе при співвідношення зазору до діаметра зернини від 0,75, а для $\mu_1=0,3$ – від 0,89.

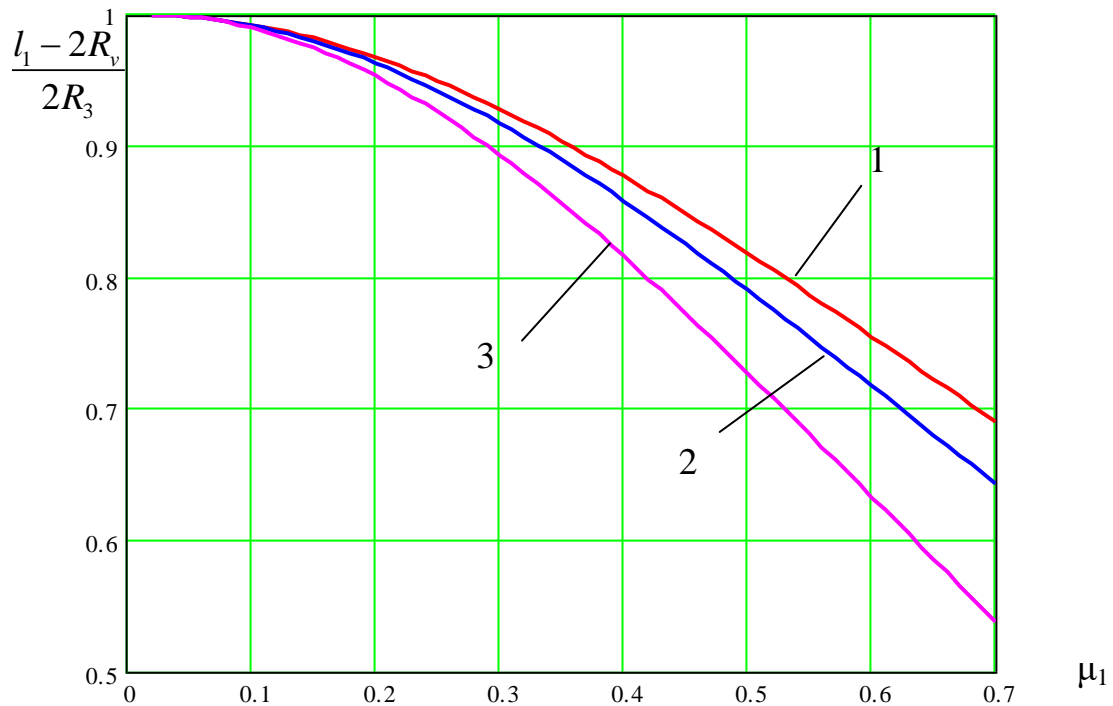


Рис. 2.17. Графіки залежності співвідношення зазору між волокнами ЕЦГРО та діаметра зернини, при якому відбувається защемлення зернини від коефіцієнт тертя між поверхнею зернини та поверхнею волокна ЕЦГРО при $R_v=0,5$ мм:
 1) $\mu_2=0,2$; 2) $\mu_2=0,3$; 3) $\mu_2=0,5$

2.4. Обґрунтування параметрів взаємодії еластичного гвинтового робочого органу із зерновим матеріалом форми півсфера - конус

При визначенні зусиль, які виникають при безпосередній взаємодії еластичного ребра шнека, в якості зернового матеріалу розглянемо зернину кукурудзи, форму якої можна описати півсферою з переходом у конус [79, 160].

При проведенні теоретичних розрахунків (на першому етапі) приймаємо наступні допущення: форма тіла зернового матеріалу є ідеальною і описується базовими формулами математики; периферійна поверхня робочого органу є ідеальною і описується у формі прямого кута; коефіцієнт тертя, в процесі взаємодії еластичної секції шнека із зерновим матеріалом є стабільним; еластична поверхня робочого органу відповідає параметрам абсолютно пружної секцій (для малих деформацій); радіальними та кутовими зміщеннями зернин нехтуємо; відцентрові сили не враховуємо; коливання між тілами взаємодії не

враховуємо; деформації еластичних секцій, які закріплені на поверхні ребра шнека визначаються згідно загальноприйнятих формул опору матеріалів; в процесі деформації лінія згину еластичної секції формалізується хордою ідеальної дуги.

Розглянемо процес взаємодії гвинтової поверхні шнека (рис. 2.18) із напівсферичною поверхнею зернини кукурудзи 1, яка защемлена між внутрішньою поверхнею направляючого кожуха 2 та периферійною поверхнею еластичного ребра шнека 3.

Положення зернини кукурудзи, яка може бути найбільш ймовірно защемленою показано на рис. 2.18.

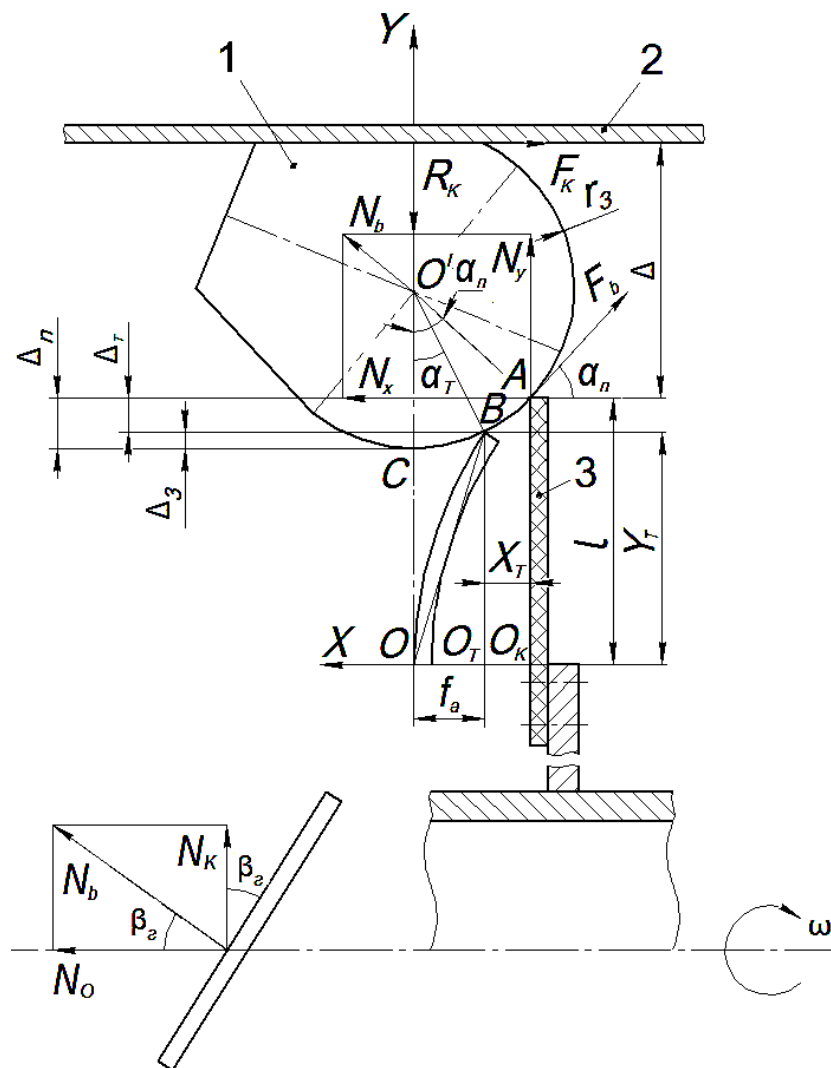


Рис. 2.18. Розрахункова схема для визначення переміщень, деформацій та зусиль, які виникають між еластичною секцією шнека та защемленою зерниною форми півсфера-конус (кукурудза)

В цьому випадку зернина кукурудзи конусною поверхнею торкається внутрішньої поверхні кожуха, а сферичною поверхнею взаємодіє з еластичним ребром шнека.

Защемлення зернини відбувається лише в тому випадку, коли максимальний початковий кут α_n між нормальною силою взаємодії еластичного ребра шнека з поверхнею зернини N_b і площиною перпендикулярною до осі обертання шнека є меншим ніж кут тертя зернини по внутрішній поверхні направляючого кожуха. При защемленій зернині шнек обертається і відповідно його еластична секція ковзає відносно неї в коловому та осьовому напрямках з відповідною деформацією. Напрямок сили N_b при цьому наближається до осі OY , а її величина зростає.

Метою теоретичного розрахунку є встановлення таких параметрів взаємодії еластичної секції шнека із зерниною, при яких буде виключена можливість її пошкодження. Тобто еластична секція шнека повернеться з відповідною деформацією відносно зернини не пошкоджуючи її.

До параметрів взаємодії віднесені конструктивні та геометричні параметри системи, а також реологічні властивості об'єкта транспортування та матеріалів, з яких може бути виготовлена еластична секція шнека.

В процесі переміщення еластичної секції шнека відносно защемленої зернини кукурудзи відбувається її деформація.

Розглянемо процес переміщення еластичної секції від початку її контакту із зерниною т. A , який визначається кутом α_T до певного текучого положення т. B .

Оскільки еластична секція шнека не є абсолютно пружною, а величина її прогину є незначною, то в першому наближенні приймемо, що довжина хорди OB дорівнює довжині консольної частини еластичної секції l .

Попередньо визначимо висоту еластичної секції у zdeформованому стані Y_T при переміщенні її вільного кінця з т. A в т. B , тобто від початкового кута контакту α_n до текучого α_T . Тоді:

$$Y_T = l - \Delta_T, \quad (2.46)$$

де Δ_T – величина текучого зазору між еластичною секцією та внутрішньою поверхнею кожуха шнека, м;

Величина Δ_T визначається з виразу:

$$\Delta_T = \Delta_n - \Delta_3, \quad (2.47)$$

де Δ_n – величина початкового перекриття еластичної секції із зерниною, м;
 Δ_3 – величина залишкового перекриття еластичної секції із зерниною, м.

Величини Δ_n і Δ_3 відповідно визначаються:

$$\Delta_n = r_3 - r_3 \cos \alpha_n = r_3 (1 - \cos \alpha_n), \quad (2.48)$$

$$\Delta_3 = r_3 - r_3 \cos \alpha_T = r_3 (1 - \cos \alpha_T), \quad (2.49)$$

де r_3 – радіус напівсферичної поверхні зернини кукурудзи, м.

Підставляючи залежності (2.48) і (2.49) у (2.47) отримуємо:

$$\Delta_T = r_3 (1 - \cos \alpha_n) - r_3 (1 - \cos \alpha_T) = r_3 (\cos \alpha_T - \cos \alpha_n). \quad (2.50)$$

Підставляючи (2.50) в (2.46) отримуємо:

$$Y_T = l - r_3 (\cos \alpha_T - \cos \alpha_n). \quad (2.51)$$

Тоді з трикутника BOO_T визначаємо текуче значення прогину еластичної секції:

$$f_a^2 = l^2 - Y_T^2,$$

$$f_a = \sqrt{l^2 - (l - r_3 [\cos \alpha_T - \cos \alpha_n])^2}, \quad (2.52)$$

Після перетворень отримуємо:

$$f_a = \sqrt{r_3 (\cos \alpha_T - \cos \alpha_n) (2l - r_3 [\cos \alpha_T - \cos \alpha_n])}, \quad (2.53)$$

Згідно відомих залежностей опору матеріалів [112] переміщення навантаженого кінця консольно закріпленої балки визначається як:

$$f_a = \frac{Nl^3}{3EI} k, \quad (2.54)$$

де N – сила взаємодії еластичної секції шнека з поверхнею зернини, Н; E – модуль пружності еластичної секції шнека, Па; I – момент інерції еластичної секції, м⁴; k – коефіцієнт, який враховує форму профілю еластичної секції шнека;

Підставляючи значення f_a з рівняння (2.53) в рівняння (2.54), а також враховуючи момент інерції секції, сила N_b , яка виникає між периферією еластичної секції та зерниною, визначається за залежністю:

$$N_a = \frac{E(b^4 - a^4)\sqrt{r_3(\cos \alpha_T - \cos \alpha_n)(2l - r_3[\cos \alpha_T - \cos \alpha_n])}}{16l^2(b - a)k}, \quad (2.55)$$

Для випадку, коли ширина еластичної секції змінюється по довжині l від a до b , коефіцієнт k в першому наближенні буде рівним $k = 1 - ((b-a)/4l)$.

При аналізі залежності (2.55) попередньо встановили інтенсивність впливу тих чи інших параметрів взаємодії на величину N_b . Для цього визначені можливі межі зміни величини параметрів.

Прийmemo, що параметри еластичної секції мають форму трапеції та може бути виготовлена з гуми, поліетилену низького та високого тиску, а також поліпропілену.

Згідно даних [112] модуль пружності для цих матеріалів становить: гума (при малих деформаціях): $E = (0,01 \dots 0,1) \cdot 10^9$ Па; поліетилен низького тиску: $E = 0,2 \cdot 10^9$ Па; поліетилен високого тиску: $E = 0,8 \cdot 10^9$ Па. Приmemo, що аналіз залежності (2.10) будемо проводити в діапазоні значень $E = (0,05 \dots 0,25) \cdot 10^9$ Па, при середньому значенні $E = 0,15 \cdot 10^9$ Па.

Величину консольного виступу еластичного секції змінювали в межах $l = 0,024 \dots 0,032$ м, при середньому значенні $l = 0,028$ м.

Ширину більшої основи b та меншої a трапецієвидної еластичної секції приймали в межах: $b = 0,020 \dots 0,024$ м (середнє значення $b = 0,022$ м); $a = 0,014 \dots 0,018$ м (середнє значення $a = 0,016$ м).

Згідно відомих досліджень [105] довжина зернини кукурудзи знаходиться в межах 0,0052...0,014 м; ширина – 0,005...0,011 м; товщина – 0,003...0,008 м. Тому радіус її півсферичної поверхні приймали в межах $r_3 = 0,0015...0,0045$ м (середнє значення $r_3 = 0,003$ м).

Згідно [105] приймали діапазон зміни кута тертя насінин кукурудзи по матеріалах різного типу та шорсткості внутрішньої поверхні направляючого кожуха в межах $\alpha_n = 6^\circ...14^\circ$ (середнє значення $\alpha_n = 10^\circ$). Текучий кут α_T змінюється в межах від α_n до нуля.

Кут β_2 нахилу гвинтової поверхні еластичного ребра шнека приймали в межах $10^\circ...30^\circ$ (середнє значення $\beta_2 = 20^\circ$).

Тоді, при визначенні інтенсивності впливу вищезазначених параметрів на величину N_b приймемо крайнє значення $\alpha_T = 0^\circ$.

Відповідно у формулі (2.55) величина $\cos \alpha_T = 1$. Тоді залежність (2.55) прийме вигляд:

$$N_b = \frac{E(b^4 - a^4)\sqrt{r_3(1 - \cos \alpha_n)(2l - r_3[1 - \cos \alpha_n])}}{16l^2(b - a)k}, \quad (2.56)$$

Сила N_b , яка діє перпендикулярно до площини ребра розкладається на осьову N_o , що діє в напрямку осі шнека і колову N_k , яка діє в його поперечному перерізі. Тоді осьова та колова сили відповідно мають вигляд:

$$N_o = \frac{E(b^4 - a^4)\sqrt{r_3(1 - \cos \alpha_n)(2l - r_3[1 - \cos \alpha_n])}}{16l^2(b - a)k} \cos \beta_2, \quad (2.57)$$

$$N_k = \frac{E(b^4 - a^4)\sqrt{r_3(1 - \cos \alpha_n)(2l - r_3[1 - \cos \alpha_n])}}{16l^2(b - a)k} \sin \beta_2, \quad (2.58)$$

При визначенні впливу на величину N_o і N_k одного з параметрів взаємодії його значення змінювали у визначеному діапазоні. Інші залишали незмінними, а у формули (2.57) і (2.58) підставляли їх середні значення.

На рис. 2.19 і рис. 2.20 відповідно представлено графічні залежності з визначення інтенсивності впливу параметрів взаємодії робочої поверхні шнека та зернини кукурудзи на величини осьової N_o та колової N_k сил.

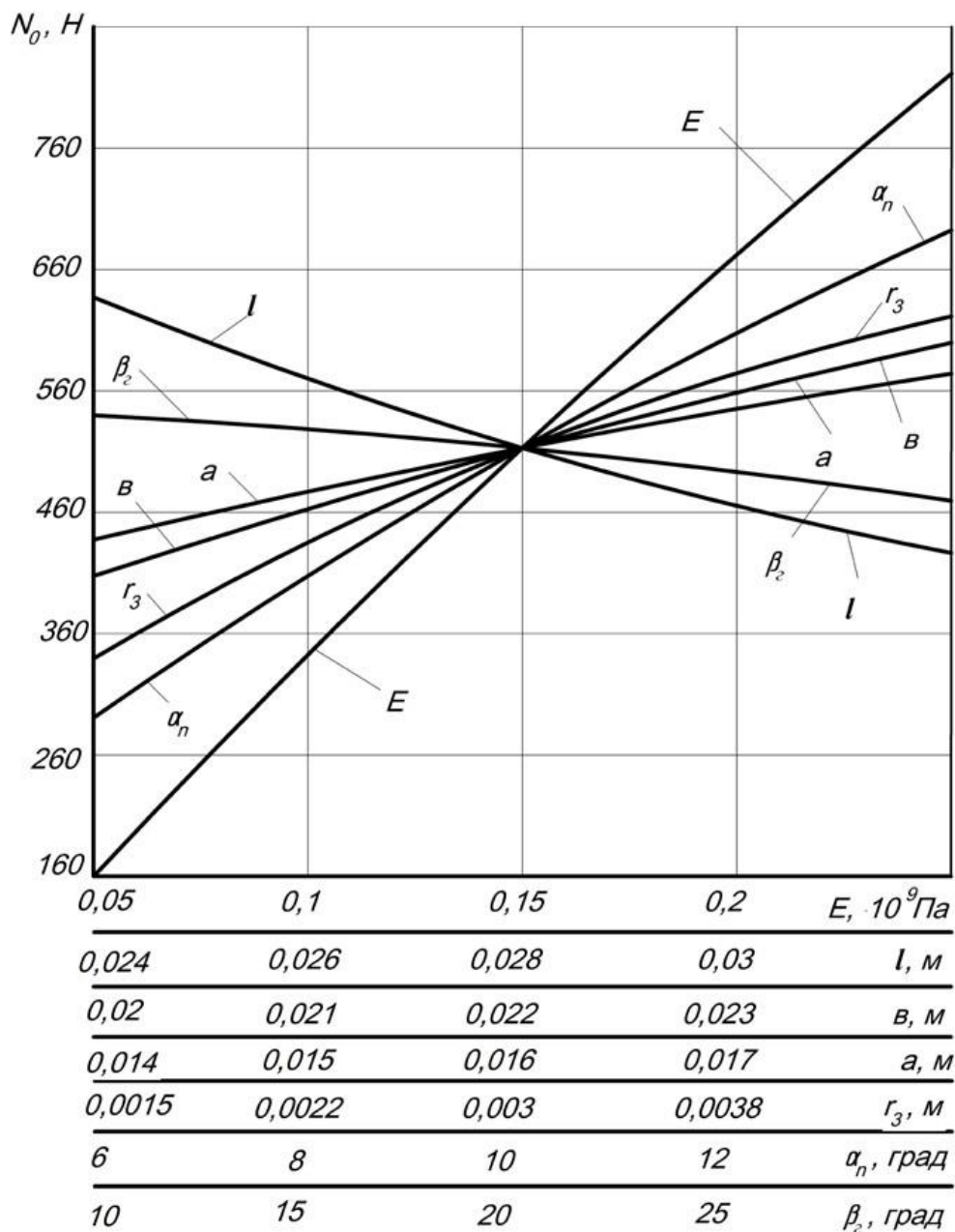


Рис. 2.19. Графічні залежності з визначення інтенсивності впливу на величину осьової сили N_o параметрів взаємодії робочої поверхні шнека та зернини кукурудзи

З аналізу представлених графічних залежностей можна зробити висновок, що в межах величин зміни вище зазначених параметрів взаємодії максимальний

вплив на значення N_o і N_k має модуль пружності гвинтової поверхні еластичного ребра шнека, тобто властивості матеріалу, з якого виготовлено гвинтову поверхню.

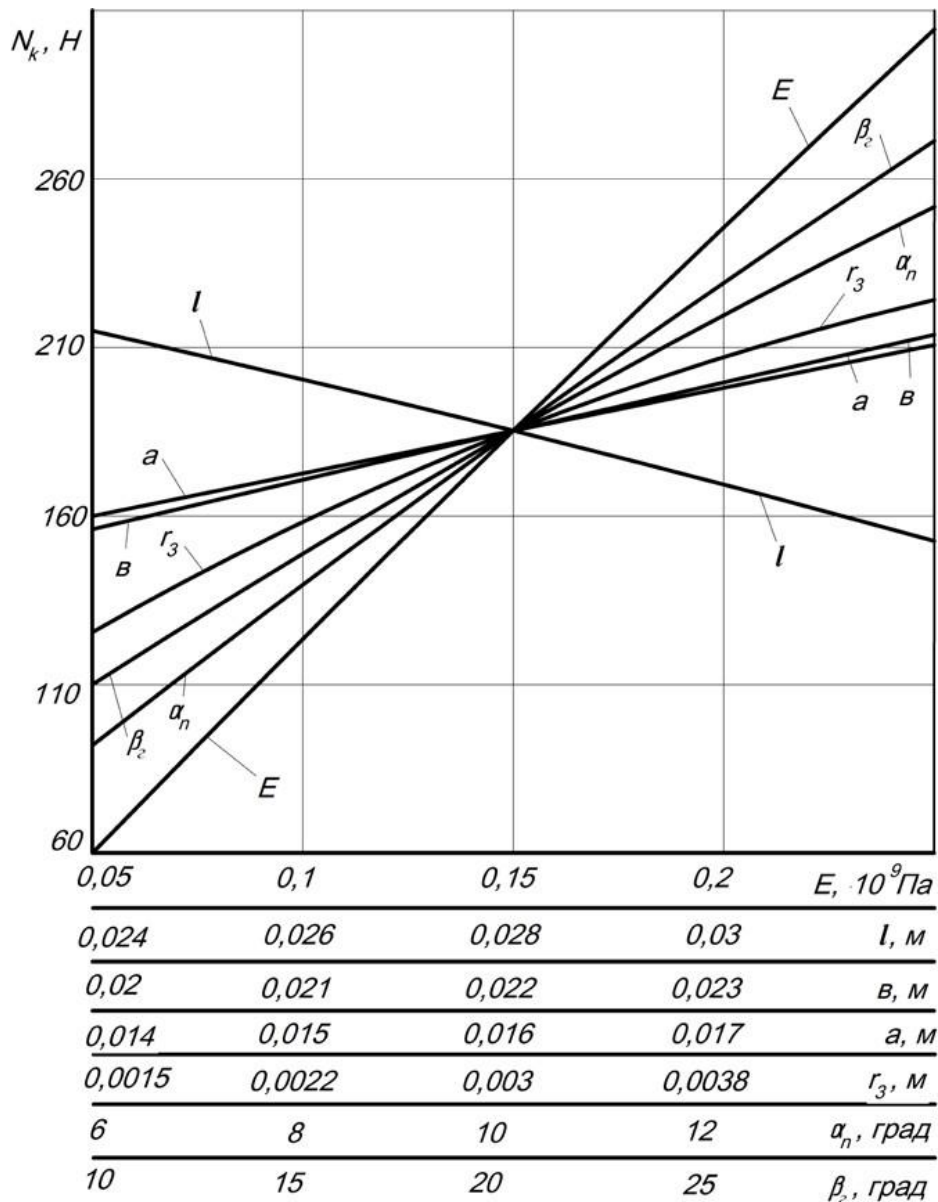


Рис. 2.20. Графічні залежності з визначення інтенсивності впливу на величину колової сили N_k параметрів взаємодії робочої поверхні шнека та зернини кукурудзи

Далі за інтенсивністю впливу на величину N_o є початковий кут взаємодії еластичної секції з поверхнею зернини α_n , довжина консольного виступу еластичного ребра шнека l та кут β_2 нахилу гвинтової поверхні еластичної секції.

Таким чином, у вказаних межах зміни діапазону величин параметрів для осьової сили N_o її зростання відбувається: для E – у 5 разів; для α_n – у 2,34 рази; для r_z – у 1,79 рази; для b – у 1,42 рази; для a – у 1,27 рази. Зменшення значення N_o відбувається для l – у 1,49 рази; для β_c – у 1,15 рази.

Для колової сили N_k її зростання відбувається: для E – у 5,12 рази; для β_c – у 2,88 рази; для α_n – у 2,32 рази; для r_z – у 1,79 рази; для b – у 1,4 рази; для a – у 1,32 рази. Зменшення значення N_o відбувається лише для l – у 1,33 рази.

Для вказаних меж значень параметрів взаємодії, для центральної точки, у якій перетинаються графічні залежності, величина осьової сили N_o є більшою ніж величина колової сили N_k у 2,76 рази.

2.5. Визначення зусилля деформації еластичної секції шнека при її взаємодії із зерниною еліпсоподібної форми

Під час роботи шнекових робочих органів досить часто спостерігається явище заклинювання транспортованого зернового матеріалу (окремої зернини) між зовнішньою поверхнею обертового робочого органу шнека та внутрішньою нерухомою поверхнею направляючого кожуха [76, 79].

У випадку застосування еластичних гвинтових секцій при транспортуванні зернового матеріалу, останні відхиляються від початкового положення за рахунок тиску зерна, що ймовірно збільшує величину зазору між поверхнями шнека та кожуха.

В утворений зазор може проникнути зернина, ймовірно меншого габаритного розміру, ніж середній у потоці. При цьому спостерігається її заклинювання, перекочування по еластичній секції та попадання у наступний об'єм (між витками) транспортованого матеріалу.

Вказане явище має негативні наслідки, які призводять до подрібнення зернин, зменшення продуктивності процесу транспортування та підвищення його енергоємності за рахунок зростання зусиль тертя, а також деформації лопатей.

Метою даного дослідження було виявлення умов заклинювання за розрахунок зусиль та деформації еластичної секції, визначення параметрів деформування зернини та контактних напружень, що призводять до її руйнування.

При проведенні досліджень прийняті наступні припущення:

- зернину вважаємо тілом у формі еліпсоїда обертання;
- матеріал еластичної секції шнека працює у зоні пружності без пластичного деформування;
- контактні напруження, що діють на зернину, розраховуються за теорією Герца.

Насамперед необхідно встановити умови, за яких відбувається заклинювання зернини між еластичною секцією та внутрішньою поверхнею циліндричного кожуха.

Можливі три типових положення зернини при заклинюванні, які відповідають просторовій орієнтації її еліпсоїда з розташуванням однієї з головних осей вздовж напрямку руху потоку, перпендикулярно до площини еластичної секції.

Очевидно, що заклинювання спостерігатиметься у зернини, яка розташована в зовнішньому шарі та дотикатиметься до секції, а також внутрішньої поверхні кожуха.

Внаслідок обертання шнека зернина в транспортному потоці рухається у довільному порядку, але найбільш ймовірно розташується таким чином, що найбільша вісь еліпсоїда розташована паралельно до напрямку транспортування. Це положення відповідає найбільшому віддаленню центра мас зернини від осі обертання. У цьому положенні проекція зернини на напрямок переміщення потоку є мінімальною і ймовірність її попадання у зазор між еластичною секцією та внутрішньою поверхнею кожуха збільшується.

Розглянемо взаємне розташування зернини та еластичної секції у момент можливого попадання зернини у зазор Δ (рис. 2.21).

Необхідною умовою процесу заклинювання є наявність величини зазору між еластичною секцією та внутрішньою поверхнею кожуха більшої за половину характерного розміру зернини (її меншої осі еліпсоїда).

У цьому випадку одна із складових зусиль від еластичної секції діятиме на зернину у напрямку до внутрішньої поверхні кожуха. При цьому, виникає відповідна сила протидії з боку внутрішньої поверхні кожуха, що створює силу тертя.

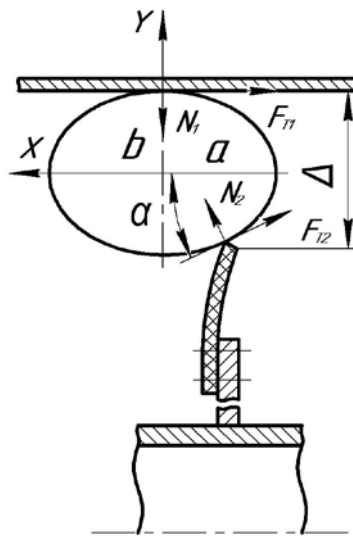


Рис. 2.21. Схема сил, які виникають при попаданні зернини у зазор Δ між еластичною секцією та внутрішньою поверхнею циліндричного кожуха

Необхідною умовою процесу заклинювання є наявність величини зазору між еластичною секцією та внутрішньою поверхнею кожуха більшої за половину характерного розміру зернини (її меншої осі еліпсоїда).

У цьому випадку одна із складових зусиль від еластичної секції діятиме на зернину у напрямку до внутрішньої поверхні кожуха. При цьому, виникає відповідна сила протидії з боку внутрішньої поверхні кожуха, що створює силу тертя.

Рівняння миттєвої рівноваги зернини, нехтуючи силою її ваги та доцентровим прискоренням у проекції на вертикальну вісь:

$$N_2 \cos \alpha - N_1 + F_{12} \sin \alpha = 0 . \quad (2.59)$$

Рівняння рівноваги у проекції на горизонтальну вісь:

$$N_2 \sin \alpha - F_{t1} - F_{t2} \cos \alpha = 0, \quad (2.60)$$

де N_1 і N_2 - зусилля нормальні до поверхні зернини реакції кожуха та еластичної секції, відповідно.

Сили тертя F_{t1} і F_{t2} визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} F_{t1} &= \mu_1 N_1, \\ F_{t2} &= \mu_2 N_2, \end{aligned} \quad (2.61)$$

де μ_1 і μ_2 - відповідно, коефіцієнти сухого тертя зернини по внутрішній поверхні кожуха та по поверхні лопаті; α - кут, який визначається нормаллю до поверхні контакту еластичної секції із зерниною.

Підставивши рівняння (2.61) у систему рівнянь (2.59) і (2.60), визначимо співвідношення для шуканих величин зусиль:

$$\begin{aligned} \mu_1 N_1 &= N_2 (\sin \alpha - \mu_2 \cos \alpha), \\ N_1 &= N_2 (\cos \alpha + \mu_2 \sin \alpha), \end{aligned} \quad (2.62)$$

З системи (2.62), розділивши перше рівняння на друге, отримаємо умову заклинювання зернини:

$$\mu_1 = \frac{\sin \alpha - \mu_2 \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu_2 \sin \alpha} = \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu_2}{1 + \mu_2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.63)$$

Рівняння (2.63) визначає граничне значення коефіцієнта тертя зернини по внутрішній поверхні кожуха, при якому може наступати заклинювання. Очевидно, що більші значення величини коефіцієнта тертя μ_1 гарантовано призведуть до заклинювання зернини.

З формули (2.63) можна визначити критичне значення кута α_3 , при якому можливе заклинювання:

$$\alpha_3 = \operatorname{arctg} \left(\frac{\mu_1 + \mu_2}{1 - \mu_1 \mu_2} \right). \quad (2.64)$$

Аналіз співвідношення (2.64) показує, що однаковий вплив на процес заклинювання мають обидва коефіцієнти тертя.

Графічні залежності коефіцієнта тертя μ_1 при двох значеннях μ_2 та критичного кута тиску α_3 представлені на рис. 2.22 і рис. 2.23.

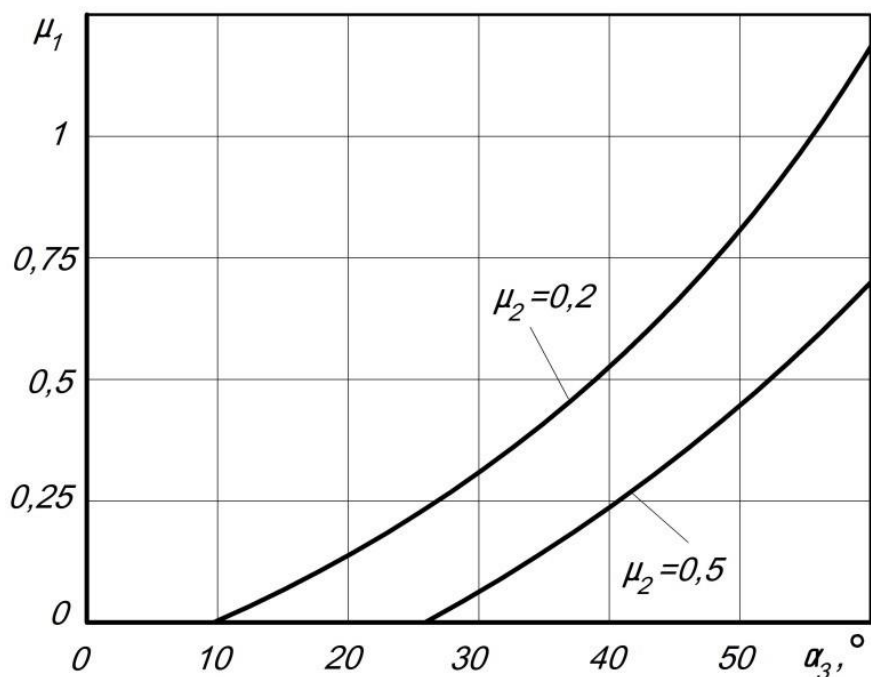


Рис. 2.22. Залежність коефіцієнта тертя μ_1 від кута тиску α_3 при $\mu_2 = 0,2$ і $0,5$.

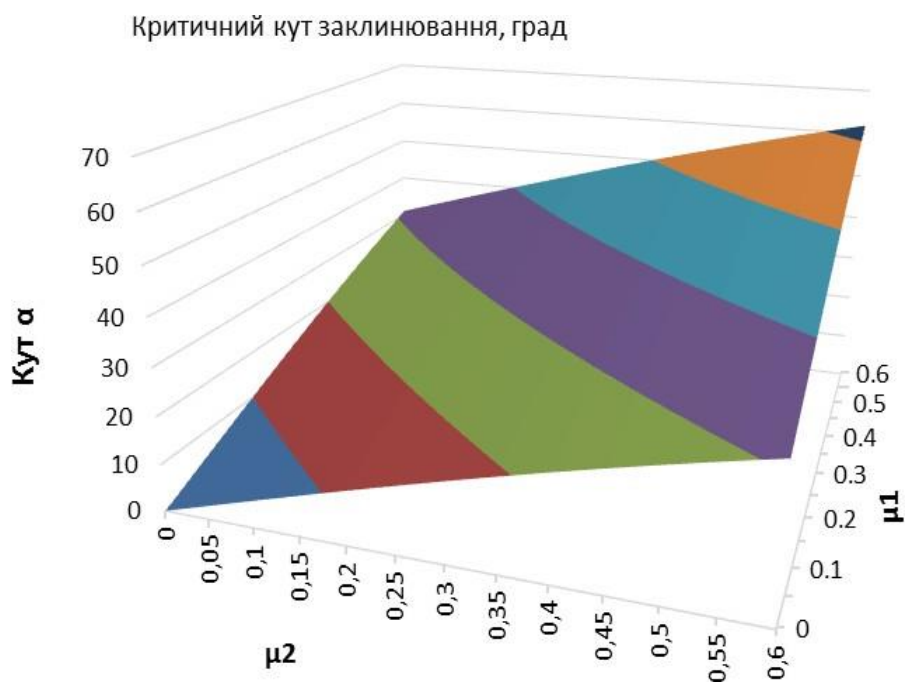


Рис. 2.23. Залежність кута заклинювання від величини коефіцієнтів тертя μ_1 і μ_2

Як видно із рис. 2.22, заклинювання зернини можливе навіть у випадку відсутності тертя по поверхні корпусу шнека $\mu_1 \leq 0$. Звичайно, така умова фізично неможлива, проте це свідчить про значну ймовірність процесу заклинювання. Практично, при кутах тиску $\alpha_3 < 45^\circ$ заклинювання відбуватиметься завжди.

Після заклинювання поздовжнє переміщення зернини припиняється, а внаслідок обертання шнека, зернина перекочується по еластичній секції шнека, поступово деформуючи її на максимальну величину δ , що відповідає розміру зернини, а саме її меншій осі еліпсоїда $2b$. Тому можна записати наступу залежність:

$$2b = \Delta + \delta, \quad (2.65)$$

де δ - поздовжня деформація пластини лопаті за рахунок її прогину.

У формулі (2.65) не враховано деформацію зернини та кожуха шнека. Кожух вважається відносно жорстким, а значна деформація зернини призведе до її руйнування, чого необхідно уникнути.

Проведені дослідження залежності кута тиску від розміру зернини та зазору між еластичною секцією та кожухом шнека.

Зернину вважатимемо правильним еліпсоїдом обертання з більшою віссю $2a$ та меншою віссю $2b$, розташовану таким чином, що більша вісь направлена вздовж напрямку просування зерна, а менша - перпендикулярно до нього (рис. 2.21). Рівняння еліпса, відносно його геометричного центра, записується у вигляді [5]:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1. \quad (2.66)$$

А рівняння дотичної до еліпса у довільній точці (x_0, y_0) :

$$\frac{x x_0}{a^2} + \frac{y y_0}{b^2} = 1. \quad (2.67)$$

Рівняння дотичної прямої (2.67) має вигляд:

$$y = -x \frac{\mu_0 b^2}{y_0 a^2} + \frac{b^2}{y_0}. \quad (2.68)$$

Коефіцієнт у рівнянні (2.68) біля x виражає тангенс кута дотичної, який співпадає з кутом тиску секції на зернину:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{x_0 b^2}{y_0 a^2}. \quad (2.69)$$

Виразивши залежність між координатами точки (x_0, y_0) з використанням (2.66), із (2.69) отримаємо:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{b^2}{y_0^2} - 1}. \quad (2.70)$$

Координата y_0 визначається як різниця між величиною зазору між поверхнею еластичного шнека і кожуха d та піввіссю b ($d > b$):

$$y_0 = d - b. \quad (2.71)$$

Отже, вираз (2.70) остаточно набере вигляду:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{b^2}{(d - b)_0^2} - 1}. \quad (2.72)$$

На рис. 2.24 зображено залежність кута тиску α_z від величини y_0/b . При розрахунках прийнято $a = 2b$ (верхня крива) і $a = 3b$ (нижня крива).

З аналізу графіків (рис. 2.24) можна встановити, що небезпечне значення кута тиску $\alpha_z < 45^\circ$ спостерігається при співвідношенні:

$$\begin{aligned} y_0/b > 0,45 \quad (d > 1,45b) \text{ при } a = 2b, \\ y_0/b > 0,3 \quad (d > 1,3b) \text{ при } a = 3b. \end{aligned} \quad (2.73)$$

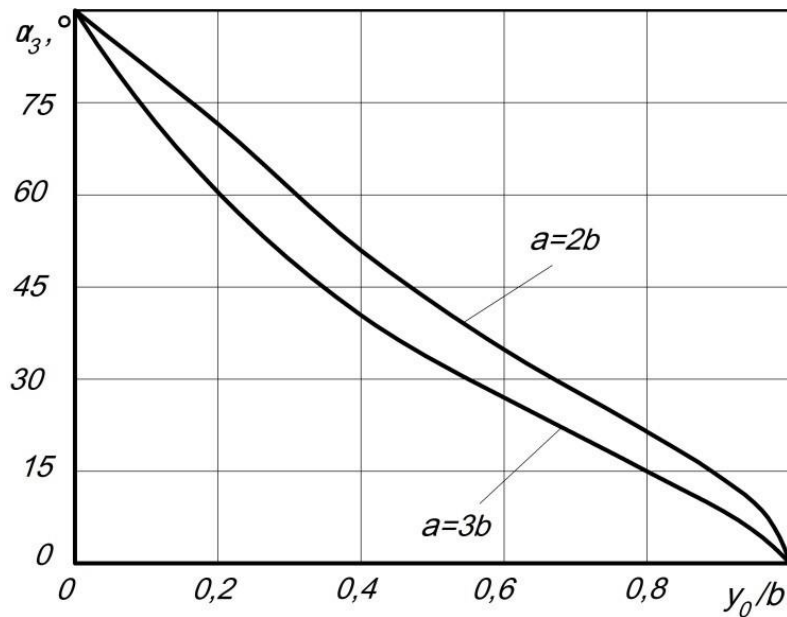


Рис. 2.24. Залежність кута тиску α_3 від співвідношення y_0/b

Нерівності (2.73) можна вважати певною межею для початку заклинювання зернового матеріалу при його транспортуванні шнеком. Величини зазорів, які є меншими, що розраховані згідно нерівності (2.73) суттєво зменшують ймовірність попадання зернини у зазор і, відповідно, зменшують ступінь її пошкодження.

Інші види розташування осей зернини у просторі при її транспортуванні суттєво зменшують ймовірність заклинювання, що впливає з аналізу формул (2.66) - (2.73).

Отже, під час транспортування зернового матеріалу з різним значенням співвідношення осей еліпсоїда, що описує геометрію зернин, та однаковими меншими осями, ймовірність заклинювання буде більшою для відносно довгих зернин, а для зернин сферичної форми ймовірність заклинювання буде меншою.

Пошкодження зернини під час заклинювання в основному визначається зусиллям, що діє на неї та контактними напруженнями, які впливають на руйнування поверхневого шару.

Кожен тип зернового матеріалу має свої фізико-механічні властивості, перевищення яких спричиняє його пошкодження.

Таким чином, необхідно визначити силові параметри, які виникають при заклинюванні зернини та її перекочуванні по зігнутій еластичній секції шнека. Величина деформації секції у радіальному напрямку δ визначається розміром зернини та величиною зазору між секцією та направляючим кожухом.

Наступним завданням дослідження є визначення зусилля, що виникає при деформації еластичної секції.

Для першого наближення вважатимемо секцію гнучким стержнем і застосуємо теорію великих деформацій гнучких стержнів, які наведені у публікаціях [112].

Прямий розв'язок поставленої задачі є достатньо складним і об'ємним. Визначення точних параметрів навантаження потребує застосування складних числових методів із використанням еліптичних інтегралів Лагранжа, а тому є недоцільним, так як загальна картина руху є ймовірнісною, а навантаження на зернину не можуть бути встановлені точно, так само як і описати форму зернини у вигляді еліпсоїду. Для оцінки зусилля та визначення основних силових параметрів процесу скористаємося наведеним у публікації [112] розрахунком прогину гнучкого стержня при дії на нього зосередженої сили. На основі викладених у цій роботі результатів, визначимо, з певною долею наближення, силу взаємодії зернини з еластичною секцією та, відповідно, оцінимо ступінь її пошкодження.

У роботі [112] запропоновано при дослідженнях згину секції (пластини) використовувати безрозмірний критерій подібності:

$$\beta_n = \frac{PL^2}{EJ} . \quad (2.74)$$

де P - зусилля, що діє на секцію; L - довжина секції; E - модуль пружності матеріалу секції; J - момент інерції перерізу секції.

Застосування вказаного критерію подібності дає можливість використати отримані результати у безрозмірному вигляді до розрахунку деформації конкретної секції.

Згідно даних роботи [112], деформація гнучкої секції під дією навантаження, що направлене під кутом 45° до початкового положення секції, з урахуванням коефіцієнта подібності (2.74), може бути представлена графічними залежностями, які зображені на рис. 2.25.

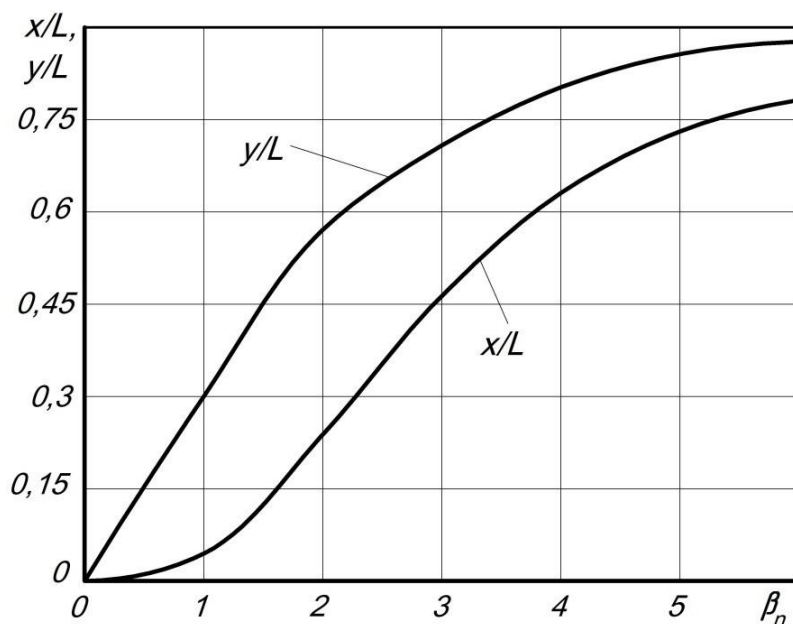


Рис. 2.25. Відносна деформація еластичної секції з довжиною L у поздовжньому X та поперечному Y напрямках в залежності від навантаження, заданого коефіцієнтом подібності β_n

Прогин секції у поздовжньому напрямку на початковій ділянці є суттєво нелінійним (нижній графік) і наближено може бути описаний поліноміальною залежністю виду:

$$\frac{X}{L} = \sum \rho_i \beta^i, (i = 1 \dots n). \quad (2.75)$$

З графіків (рис. 2.25) можна визначити величину критерію подібності, що відповідає деформації еластичної секції на величину $X = \delta$. Знайдену величину

необхідно перерахувати у реальну силу тиску P на окрему зернину, виходячи з даних таблиці 2.2 та формули:

$$P = \frac{\beta_n EJ}{L^2} \cdot \quad (2.76)$$

Таблиця 2.2

Значення параметрів E, L, b, h

Параметр	Одиниця виміру	1 графік	2 графік
Модуль пружності, E	МПа	1000	1000
Довжина, L	m	0,03	0,03
Ширина, b	m	0,03	0,03
Товщина, h	m	0,001	0,002

Один із варіантів визначення зусилля для конкретної секції з даними, які подані в таблиці 2.2, наведено на рис. 2.26.

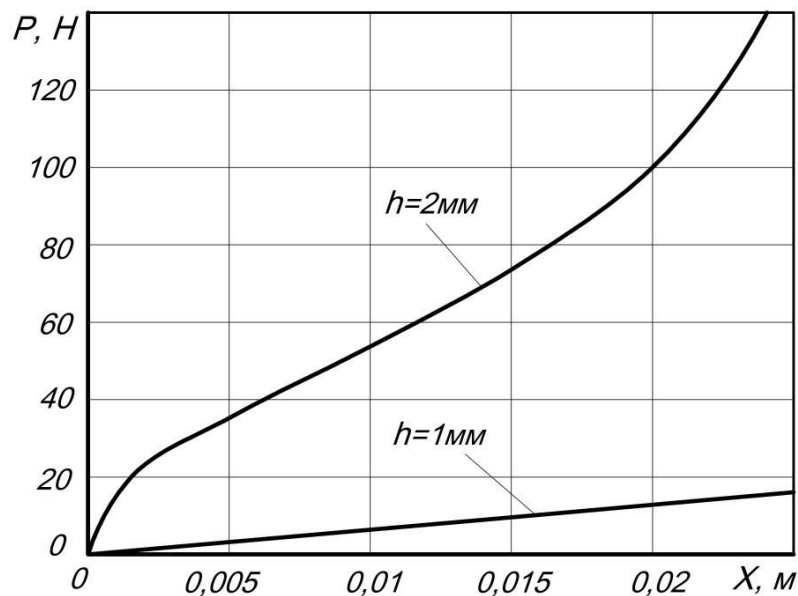


Рис. 2.26. Зусилля, що виникають при поздовжній X деформації еластичної секції

Аналіз графіків, які зображені на рис. 2.26, показує, що в початковий момент деформування зусилля суттєво зростають, а в подальшому переходять у наближену лінійну залежність.

На практиці, деформація секції становить величину в одиниці міліметрів при її довжині в десятки міліметрів, тобто відносна деформація, як правило, не перевищує 0,1 мм. При цьому критерій подібності, відповідно, не перевищуватиме величини 1,3 (рис. 2.25).

З графіків (рис. 2.26) випливає, що зусилля деформації при відносній деформації, рівній 0,1 мм, становитиме наближено 4 Н та 32 Н, при збільшенні товщини пластини від 1 мм до 2 мм.

Для оцінки напруженого стану та ймовірності пошкодження зернини розглянемо контактні напруження та деформації, які виникають у процесі заклинювання зернини між внутрішньою поверхнею кожуха та еластичною секцією.

Зусилля тиску на зернину в найбільш навантаженому положенні, коли секція максимально деформована, визначається з графіків (рис. 2.26) і направлене перпендикулярно до внутрішньої поверхні кожуха. Однак, контактні зусилля, що деформують зернину, будуть значно більшими у місці взаємодії з внутрішньою поверхнею направляючого кожуха ніж у зоні контакту з еластичною секцією. Це пояснюється набагато меншим модулем пружності матеріалу секції у порівнянні з відносно жорстким сталевим кожухом.

Іншим фактором, що зменшує контактні навантаження на зернину при взаємодії з еластичною секцією шнека є її локальна деформація у місці заклинювання зернини.

При цьому збільшується пляма контакту та, відповідно, зменшуються контактні навантаження.

Напружено-деформований стан при обчисленні контактних напружень узагальнено в роботі [112]. Використовуючи наведені розрахункові вирази для визначення контактних зусиль в даному випадку, можна записати залежність для визначення максимальних контактних напружень:

$$\rho_0 = \frac{n_p}{\pi} \sqrt{\frac{3}{2} P_T \left(\frac{\sum k}{\eta} \right)^2}, \quad (2.77)$$

де $n_p = 1/n_a n_b$ - коефіцієнт, що визначається по табличних даних n_a і n_b ; Σk – сума кривини труби кожуха та еліпсоїда зернини; P_T - зусилля тиску; $\eta = (1-\nu_1^2)/E_1 - (1-\nu_2^2)/E_2$ – коефіцієнт, що враховує пружні властивості матеріалів об'єктів, які контактують між собою.

Індексом 1 позначено сталь, а індексом 2 - матеріал зернини. Внаслідок того, що матеріал зернини є суттєво м'якший ніж сталь $E_1 \gg E_2$, можна записати $(1-\nu_2^2)/E_2$.

Коефіцієнти n_a і n_b визначаються з таблиць [112] через співвідношення A/B , де вказані величини розраховуються за формулами:

$$A = \frac{1}{4} \left[(k_{11} + k_{12}) + (k_{21} + k_{22}) - \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})} \right], \quad (2.78)$$

$$B = \frac{1}{4} \left[(k_{11} + k_{12}) + (k_{21} + k_{22}) + \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})} \right]. \quad (2.79)$$

Значення кривин залежать від геометрії еластичного шнека та зернини $k_{11} = 0$ - кривина поверхні шнека вздовж осі її циліндричної поверхні; $k_{12} = -1/R_1$ – де R_1 - радіус внутрішньої поверхні шнека; $k_{21} = 1/b$; $k_{22} = b/a^2$.

В результаті обчислень, підставляючи усереднені значення геометричних та механічних параметрів зернини, які наведені в таблиці 2.3, побудовано графічні залежності максимальних напружень, які виникають у зоні контакту зернини з внутрішньою поверхнею направляючого кожуха від поздовжнього прогину еластичної секції, яка зображена на рис. 2.27 (результати навантажень взяті з рис. 2.26).

Аналіз графіків (рис. 2.27) показує, що при заклинюванні зернини контактні напруження різко зростають до певної величини, після чого їх зростання суттєво уповільнюється. Це пояснюється двома причинами – нелінійною залежністю сили від деформації (рис. 2.27) та кубічним коренем при визначенні максимальних контактних напружень згідно формули (2.77).

Значення параметрів еластичної секції та зернини

Параметр	Одиниця виміру	Значення
Радіус еластичного шнека	м	0,05
Піввісь еліпсоїда a	м	0,004
Піввісь еліпсоїда b	м	0,0015
Модуль пружності E_2	Па	10^7
Коефіцієнт Пуассона		0,2
A/B	розраховано	0,110625
n_a	з таблиць	2,463
n_b	з таблиць	0,5224

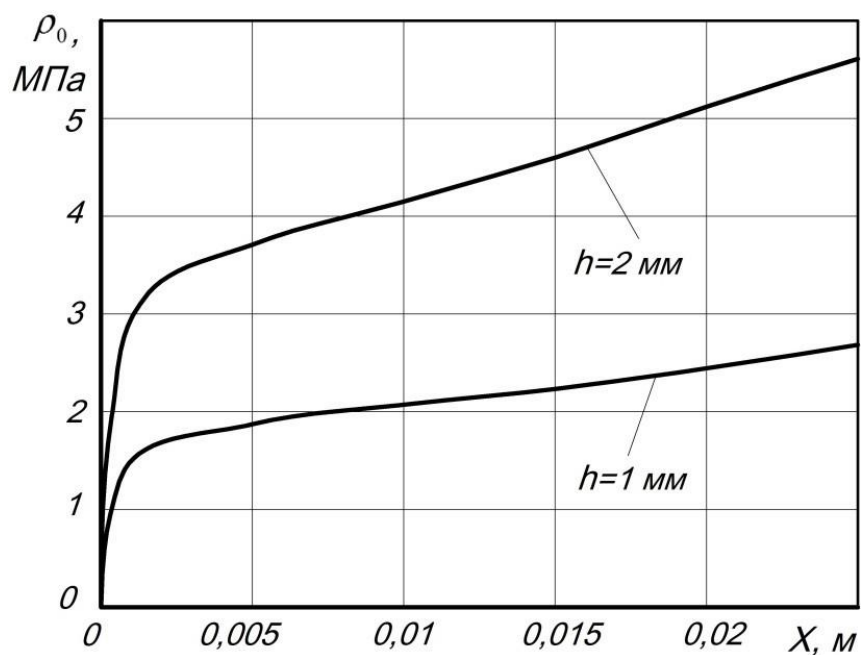


Рис. 2.27. Залежність контактних напружень в залежності від поздовжньої X деформації еластичної лопаті при її різних товщинах h

У реальних випадках деформування прогин секції не перевищує декількох міліметрів, що відповідає зусиллям, які зображені у лівій (початковій) частині графіків рис. 2.27.

Наведені дослідження показують, що зусилля, які діють на окрему зернину достатньо помірні, при використанні у якості секції відносно м'яких матеріалів з малим модулем пружності.

Такі величини суттєво зменшують ймовірність пошкодження зернового матеріалу під час його транспортування.

2.6. Рух потоку сипкого матеріалу по поверхні шнека з еластичними секціями, що перекриваються між собою

Враховуючи технологію виготовлення та кріплення еластичних секцій до основи жорсткого шнека, досить складно досягнути умови, що сусідні секції будуть контактувати між собою торцями без зазору, а при умові їх прогинання, це взагалі неможливо. У випадку виникнення радіальних зазорів між сусідніми еластичними секціями в них можуть попадати частинки матеріалу, що може призводити до різностороннього зміщення торців сусідніх еластичних секцій, а це, в свою чергу, спричинить створення перепони для руху потоку матеріалу та відповідно призведе до підвищеного пошкодження його частинок і енерговитрат на процес транспортування сипкого матеріалу. Тому для уникнення виникнення радіальних зазорів між сусідніми еластичними секціями запропоновано розташовувати їх краї з перекриттям [140], що дозволить потоку сипкого матеріалу плавно переходити з однієї еластичної секції на іншу.

Загальний вигляд розташування боків сусідніх еластичних секцій, які кріпляться до жорсткої основи шнека зображено на рис. 2.28.

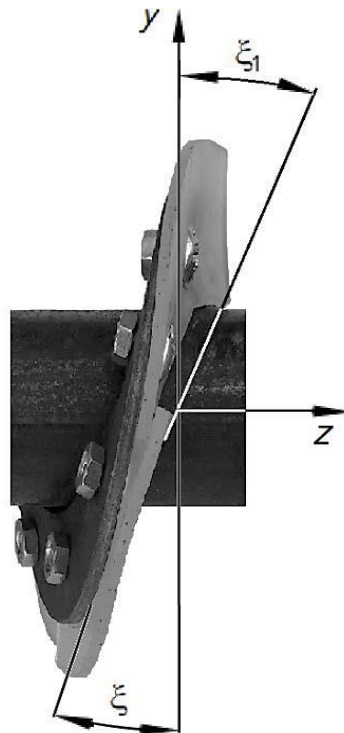


Рис. 2.28. Загальний вигляд розташування країв сусідніх еластичних секцій

На рис. 2.28 позначено: ξ - кут підйому гвинтової поверхні основи шнека; ξ_1 - кут нахилу краю зовнішньої еластичної секції.

Величина перекриття між краями сусідніх еластичних секцій та кути підйому гвинтової лінії основної частини шнека, а також на виступі еластичної секції визначаються конструкцією шнека та можуть бути вибрані в залежності від умов транспортування.

Метою проведення теоретичних досліджень є визначення траєкторії руху потоку сипкого матеріалу після його виходу з виступу еластичної секції в залежності від конструктивних і кінематичних параметрів гвинтового робочого органу, а також встановлення умов для подальшого руху потоку сипкого матеріалу при його попаданні на наступну еластичну секцію.

Дані дослідження необхідні, в першу чергу, для того щоб виключити можливість ударної взаємодії частини потоку сипкого матеріалу, після його відриву від краю верхньої секції у неробочу поверхню шнека.

На неробочій поверхні основи шнека традиційно розташовані кріпильні елементи еластичних секцій (рис. 2.28), які при ударній взаємодії з матеріалом, особливо зерновим, призводять до його підвищеного травмування.

Проблематиці розрахунку руху потоку вантажу по суцільному гладкому шнеку присвячено достатню кількість робіт [14, 15, 117]. При цьому, розрахунок руху потоку із розривною поверхнею шнека досліджено у роботах [40, 91].

Важливою відмінністю опису руху потоку сипкого матеріалу в цих працях була наявність розривної поверхні гвинтової поверхні шнека (окремі секції або частини шнека), які рознесені на достатньо велику відстань, які суттєво є більшими за розміри частинок сипкого матеріалу.

Однак, в даних роботах, гвинтова поверхня шнека розглядалась виключно гладкою, без будь-яких виступів. Ґрунтуючись на попередніх дослідженнях [40], та на основі розробленої математичної моделі, проаналізуємо рух потоку сипкого матеріалу, при наявності виступів на

гвинтовій поверхні шнека, які утворюються перекриттям країв сусідніх еластичних секцій.

Виділимо елементарну ділянку потоку сипкого матеріалу, яка одночасно дотикається до кожуха та шнека (рис. 2.29).

Розглянемо зусилля, що діють на цю ділянку, і на їх основі складемо рівняння її руху.

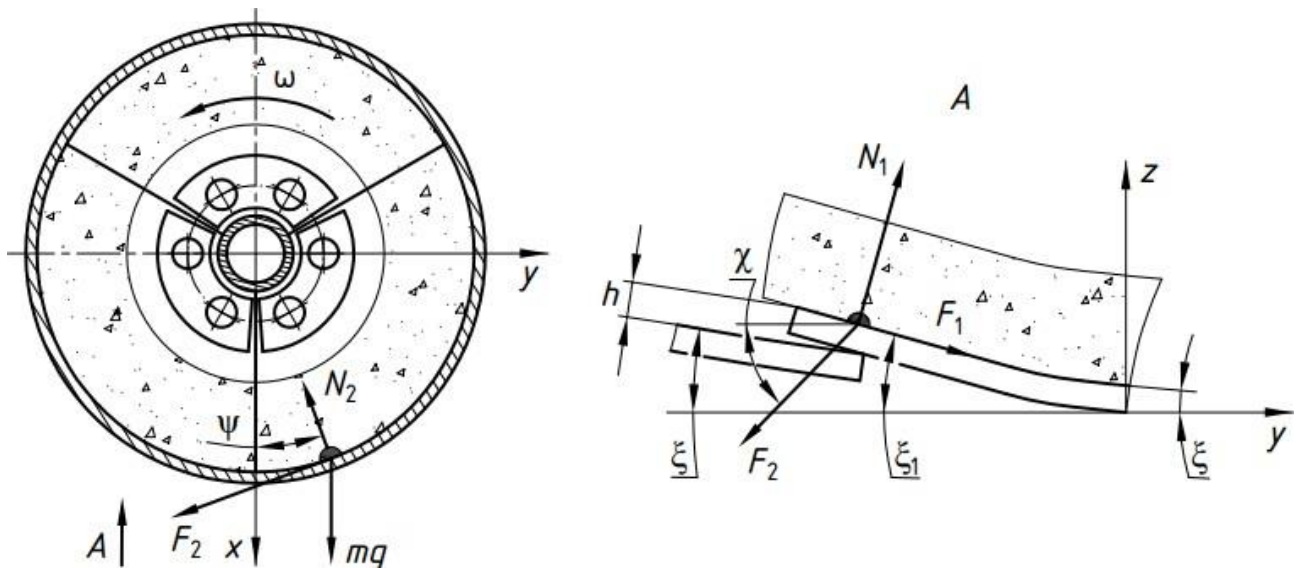


Рис. 2.29. Розрахункова схема зусиль, що діють на елементарну частинку потоку сипкого матеріалу

На рис. 2.29 застосовано такі позначення: h – висота розташування вільного кінця зовнішньої лопаті над нижньою; R_K – радіус кожуха; N_1 – реакція шнека на сипкий матеріал; F_1 – сила тертя від реакції N_1 ; N_2 – реакція кожуха на сипкий матеріал; F_2 – сила тертя від реакції N_2 ; μ_1 – коефіцієнт тертя вантажу по поверхні шнека; μ_2 – коефіцієнт тертя сипкого матеріалу по поверхні кожуха; χ – кут напрямку руху частинки сипкого матеріалу відносно кожуха; ψ – кутове положення частинки сипкого матеріалу в її обертовому русі; z – поздовжня координата частинки матеріалу вздовж осі кожуха.

З боку направляючого кожуха на елементарну частинку потоку сипкого матеріалу діє реакція, яка є перпендикулярною до його поверхні N_2 , та відповідна сила тертя F_2 , що направлена в сторону, протилежну до напрямку швидкості переміщення частинки потоку матеріалу відносно направляючого кожуха.

Реакція з боку кожуха визначається векторною сумою зусиль від сили ваги частинки потоку сипкого матеріалу та доцентрової сили, яка виникає при обертовому русі.

Одночасно на частинку сипкого матеріалу також діє реакція від поверхні секції шнека N_1 , яка направлена перпендикулярно до його поверхні в точці контакту, та відповідна сила тертя F_1 , що діє у напрямку, протилежному до переміщення потоку матеріалу відносно шнека, тобто по дотичній до еластичної секції шнека.

Рівняння руху окремої частинки потоку сипкого матеріалу з масою m , який транспортується шнеком, що розташований горизонтально, можна записати у вигляді системи рівнянь:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = N_1 \cos \xi - F_1 \sin \xi - F_2 \sin \chi; \quad (2.80)$$

$$m R_K \frac{d^2 \psi}{dt^2} = N_1 \sin \xi - F_1 \cos \xi - F_2 \cos \chi; \quad (2.81)$$

$$N_2 = mg \cos \psi + m R_K \left(\frac{d\psi}{dt} \right)^2, \quad (2.82)$$

$$F_1 = \mu_1 N_1; \quad (2.83)$$

$$F_2 = \mu_2 N_2; \quad (2.84)$$

Між напрямками руху частинки та геометрією шнека, при його обертанні з кутовою швидкістю ω , можна записати такі геометричні залежності [117]:

$$\operatorname{tg} \chi = \frac{\dot{z}}{R_K \dot{\psi}}. \quad (2.85)$$

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{\dot{z}}{R_K (\omega - \dot{\psi})}. \quad (2.86)$$

Для розв'язку системи рівнянь (2.80) - (2.86) застосуємо перетворення та підстановки, щоб позбутись невідомого зусилля N_1 та виразити всі параметри через величину кута ψ . Спочатку система зведеться до такої:

$$m\ddot{z} = N_1(\cos \xi - \mu_1 \sin \xi) - \mu_2(mg \cos \psi + mR_K \dot{\psi}^2) \sin \chi; \quad (2.87)$$

$$mR_K \ddot{\psi} = N_1(\sin \xi - \mu_1 \cos \xi) - \mu_2(mg \cos \psi + mR_K \dot{\psi}^2) \cos \chi. \quad (2.88)$$

Диференціальне рівняння руху частинки матеріалу для змінної ψ в кінцевому вигляді запишеться:

$$\ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 A + B \cos \psi = 0. \quad (2.89)$$

У цьому рівнянні коефіцієнти A і B визначаються за такими залежностями:

$$A = \mu_2[\cos(\chi + \xi) - \mu_1 \sin(\chi + \xi)]; \quad (2.90)$$

$$B = \frac{\mu_2 g}{R_K} [\cos(\chi + \xi) - \mu_1 \sin(\chi + \xi)] \cos \xi. \quad (2.91)$$

Під час руху потоку сипкого матеріалу необхідно, щоб доцентрова сила була більшою від його сили ваги. В іншому випадку частинки потоку не будуть знаходитись у безвідривному русі, а буде відбуватиметься пересипання та їх перемішування, що значно спотворить картину потокового транспортування.

Це досягається при умові [117]:

$$\dot{\psi} > \sqrt{\frac{g}{R_K}} \quad (2.92)$$

Рівняння (2.89) є нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку, аналітичний розв'язок якого є неможливий, а тому застосуємо числовий метод інтегрування таких рівнянь, а саме метод Рунге-Кутта.

Важливим моментом руху є відрив частинки потоку матеріалу від виступу зовнішньої секції та вільний рух потоку по поверхні кожуха до моменту контакту із наступною еластичною секцією шнека.

Відрив частинки потоку від поверхні шнека відбувається під кутом $\xi_1 > \xi$ який визначається геометрією взаємного розташування сусідніх секцій, що зображено на рис. 2.28. При цьому швидкість потоку матеріалу відносно поверхні шнека, внаслідок його нерозривності при невеликій зміні кута ξ_1 , залишається сталою. Значення лінійної швидкості відносного руху V потоку матеріалу визначається з кінематичної залежності:

$$V \sin \xi = \dot{z}. \quad (2.93)$$

Відповідно, при зміні кута виходу потоку матеріалу з виступу:

$$V \sin \xi_1 = \dot{z}_1. \quad (2.94)$$

Отже, величини швидкостей руху потоку при виході з виступу, із врахуванням (2.85), (2.86) та (2.93), (2.94), обчислюватимуться за формулами:

$$\dot{z} = \dot{z}_1 \frac{\sin \xi_1}{\sin \xi}, \quad (2.95)$$

$$\dot{\psi}_1 = \dot{\psi} \frac{\cos \xi_1}{\cos \xi} + \omega \left(1 - \frac{\cos \xi_1}{\cos \xi} \right). \quad (2.96)$$

Вільний рух частинки матеріалу по поверхні кожуха у випадку його відриву від еластичної секції запишеться у вигляді двох диференціальних рівнянь другого порядку:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = -F_2 \sin \chi; \quad (2.97)$$

$$mR_{\kappa} \frac{d^2 \psi}{dt^2} = -F_2 \cos \chi - mg \sin \psi, \quad (2.98)$$

з початковими умовами на початок відриву:

$$\begin{aligned}\dot{z}(0) &= \dot{z}_1, \\ z(0) &= z_1 + h_1,\end{aligned}$$

де h - величина виступу краю зовнішньої секції над поверхнею внутрішньої:

$$\begin{aligned}\dot{\psi}(0) &= \dot{\psi}_1, \\ \psi(0) &= \psi_1, \\ \operatorname{tg} \chi &= \frac{\dot{z}_1}{R_K \dot{\psi}_1}.\end{aligned}\tag{2.99}$$

Після перетворень отримаємо:

$$m\ddot{z} = -\mu_2 (mg \cos \psi + mR_K \dot{\psi}^2) \sin \chi;\tag{2.100}$$

$$mR_K \ddot{\psi} = -\mu_2 (mg \cos \psi + mR_K \dot{\psi}^2) \cos \chi - mg \sin \psi;\tag{2.101}$$

κ

Вільний рух потоку матеріалу триватиме до моменту контакту із однією з наступних секцій шнека. Для обчислення моменту та місця контакту вважатимемо, що подальша частина шнекової поверхні є суцільною без виступів. Умова вільного руху частинки потоку по кожуху шнека визначається з нерівності:

$$R_K \omega t \operatorname{tg} \xi < z + R_K \psi \operatorname{tg} \xi,\tag{2.102}$$

де у правій частині записано вираз для підйому гвинтової поверхні шнека при його обертовому русі, у лівій частині - сумарне переміщення частинки потоку у напрямках вздовж осі z шнека та в напрямку обертового руху.

Поки справджується нерівність, до тих пір частинка матеріалу не дотикається до поверхні шнека, знаходячись у вільному русі. Величини z і ψ знаходяться із розв'язку системи рівнянь (2.100), (2.101) з відповідними початковими умовами (2.99).

З нерівності (2.102) під час розв'язку системи рівнянь руху матеріалу на кожному кроці визначається виконання вказаної умови, та часу припинення вільного руху частинки потоку t_2 у момент переходу умови до хибного значення, а також величину осьового переміщення частинки потоку z_2 .

При цьому, важливо визначити величину кута відносного повороту шнека та частинки потоку φ_2 до моменту їх наступного контакту в момент часу t_2 . Його значення визначається за формулою:

$$\varphi_2 = \frac{z_2}{R_K \operatorname{tg} \xi} \quad (2.103)$$

Для аналізу отриманої розрахункової моделі було розроблено програму на мові Delphi, за допомогою якої визначено числові характеристики та побудовано графічні залежності параметрів вільного руху потоку матеріалу від зміни основних коефіцієнтів математичної моделі.

Метою даного аналізу було виявлення якісного впливу параметрів математичної моделі на вільний рух потоку сипкого матеріалу. Під час розрахунку прийняті наступні числові характеристики коефіцієнтів математичної моделі, що відображено у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4

Назва параметру	Позначення у формулі	Числове значення
Радіус кожуха	R_K	50 мм
Коефіцієнт тертя сипкого матеріалу по поверхні шнека	μ_1	0,5
Коефіцієнт тертя сипкого матеріалу по поверхні кожуха	μ_2	0,5
Кут підйому гвинтової поверхні шнека	ξ	20 град
Кут нахилу краю зовнішньої еластичної секції	ξ_1	30 град
Висота розташування вільного кінця зовнішньої лопаті над нижньою	h	2 мм

При варіації певного параметра решта залишаються незмінними, які вказано у таблиці 2.3.

Результати моделювання зображені на рис. 2.30 – рис. 2.35. На кожному з графіків на осі абсцис позначено вплив, якого з параметрів було промодельовано. На осях ординат вказано час t_n та шлях l_n вільного переміщення частинки матеріалу до її контакту з наступною секцією.

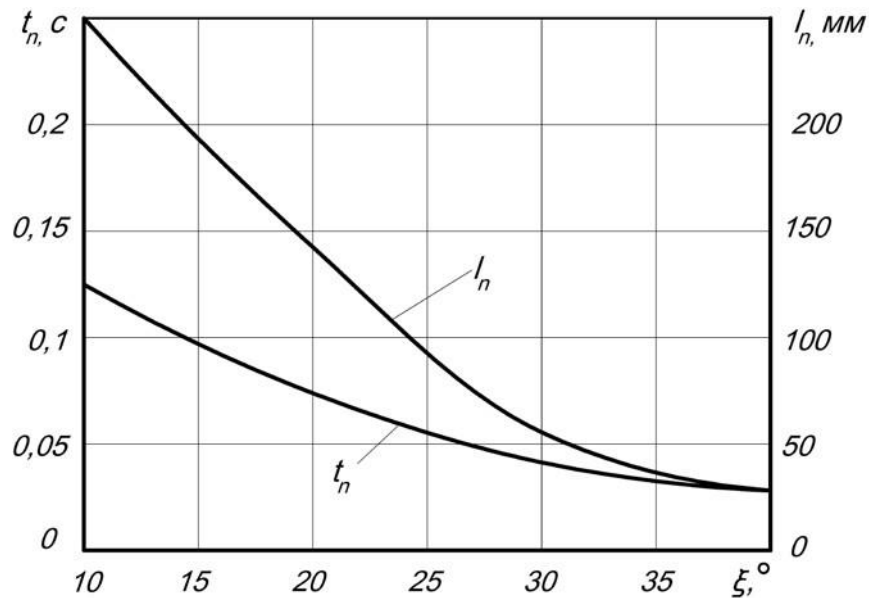


Рис. 2.30. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до контакту з наступною секцією в залежності від кута підйому шнека ξ

З аналізу рис. 2.30 видно, що збільшення кута підйому шнека ξ призводить до зменшення пройденого шляху l_n та, відповідно, часу t_n вільного переміщення частинок матеріалу до контакту з наступною секцією внаслідок зменшення швидкості потоку сипкого матеріалу відносно поверхні шнека, що впливає із аналізу залежності (2.86).

При збільшенні кута підйому шнека ξ , цілком логічним є те, що відірваний від краю зовнішньої еластичної секції потік сипкого матеріалу швидше контактуватиме з наступною секцією, що призводитиме до зменшення часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок сипкого матеріалу. Так,

збільшення величини кута підйому шнека ξ з 10° до 30° призводить до зменшення шляху l_n у 4,2 рази, а часу t_n у 3,1 рази.

На рис. 2.31 представлені графічні залежності часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок сипкого матеріалу до їх контакту з наступною секцією в залежності від коефіцієнту тертя сипкого матеріалу по еластичних секціях шнека μ_1 .

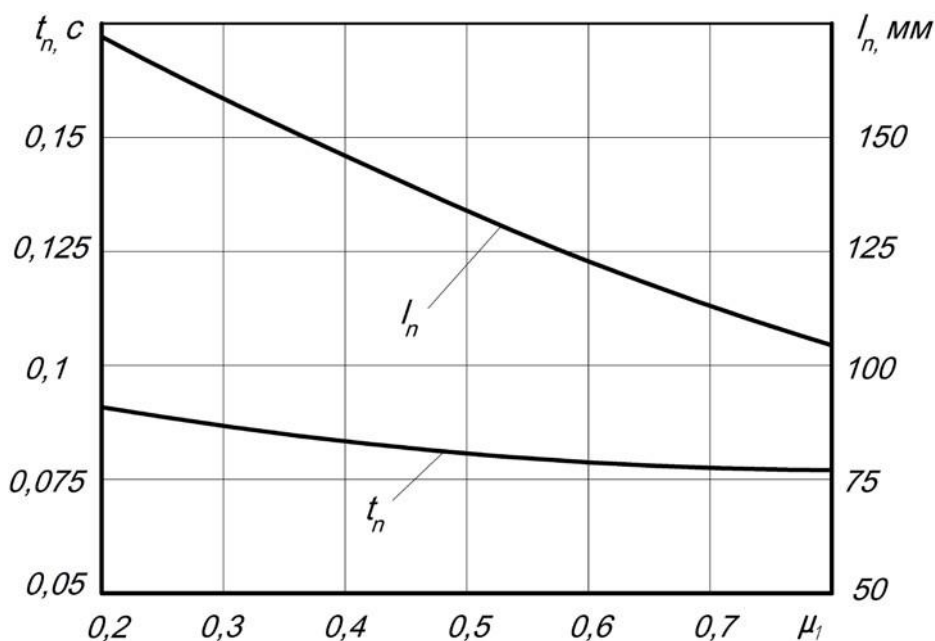


Рис. 2.31. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до їх контакту з наступною секцією в залежності від коефіцієнту тертя сипкого матеріалу по еластичних секціях шнека μ_1

Так, збільшення величини коефіцієнту тертя μ_1 від 0,2 до 0,8 спричиняє зменшення шляху l_n у 1,6 рази, а часу t_n в 1,09 рази.

На рис. 2.32 представлені графічні залежності часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до їх контакту з наступною секцією в залежності від коефіцієнту тертя сипкого матеріалу по внутрішній поверхні кожуха μ_2 .

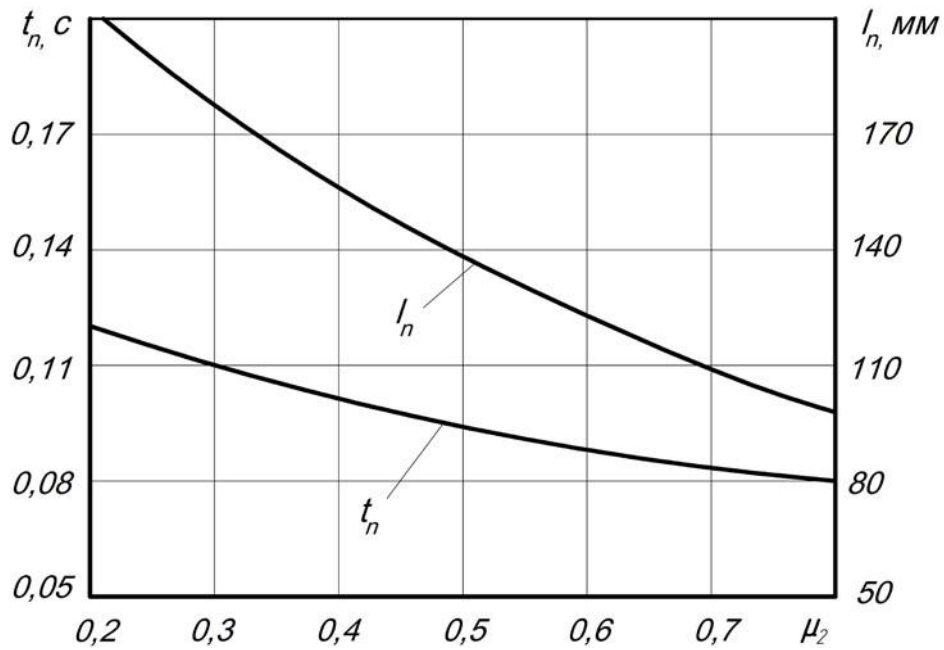


Рис. 2.32. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до їх контакту з наступною секцією в залежності від коефіцієнту тертя сипкого матеріалу по внутрішній поверхні кожуха μ_2

Аналіз даних графічних залежностей показує, що тенденція зменшення величин t_n і l_n при зростанні коефіцієнта тертя μ_2 зберігається аналогічно до попереднього випадку, однак інтенсивність його впливу є значно вищою. Так, збільшення величини коефіцієнта тертя μ_2 від 0,2 до 0,8 призводить до зменшення шляху l_n у 2,1 рази, а часу t_n в 1,5 рази. Наступні параметри мають зворотній вплив на характер зміни значень часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок матеріалу до їх контакту з наступною секцією еластичного шнека.

На рис. 2.33 представлені графічні залежності часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок матеріалу до їх контакту з наступною секцією в залежності від частоти обертання гвинтового робочого органу n .

Зростання частоти обертання гвинтового робочого органу n призводить до суттєвого збільшення шляху l_n вільного переміщення частинки потоку

матеріалу за рахунок зростання початкової швидкості її відриву від краю зовнішньої секції.

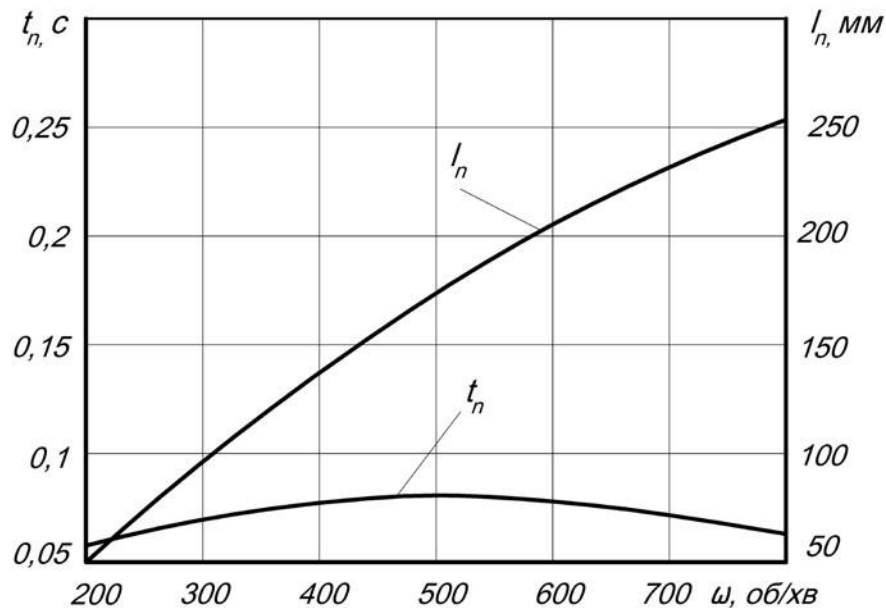


Рис. 2.33. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до їх контакту з наступною секцією в залежності від частоти обертання гвинтового робочого органу n

Так, зростання частоти обертання гвинтового робочого органу n від 200 до 800 об/хв. призводить до збільшення шляху l_n вільного переміщення частинки потоку приблизно у 5 разів. При цьому, час вільного польоту частинки матеріалу t_n суттєво не змінюється, що пояснюється збільшенням кутової швидкості обертання шнека, а тому наступна секція встигає приблизно за той самий час наздогнати частинки потоку.

На рис. 2.34 представлені графічні залежності часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок сипкого матеріалу до їх контакту з наступною секцією в залежності від висоти h розташування вільного кінця зовнішньої секції над нижньою.

З аналізу залежності параметрів руху потоку сипкого матеріалу від висоти h , випливає, що даний параметр несуттєво впливає на переліт потоку,

однак збільшення величини h спричиняє зростання значень часу t_n та шляху l_n . Це пояснюється малим впливом осьового зміщення поверхні виступу краю зовнішньої секції на час польоту матеріалу до повторної взаємодії з наступною секцією. Фактично різниця в часі пропорційна часу обертання шнека на величину підйому краю зовнішньої секції h . Так, зростання величини підйому h від 0,5 до 0,35 мм призводить до збільшення шляху l_n в 1,24 рази, а часу t_n в 1,14 рази.

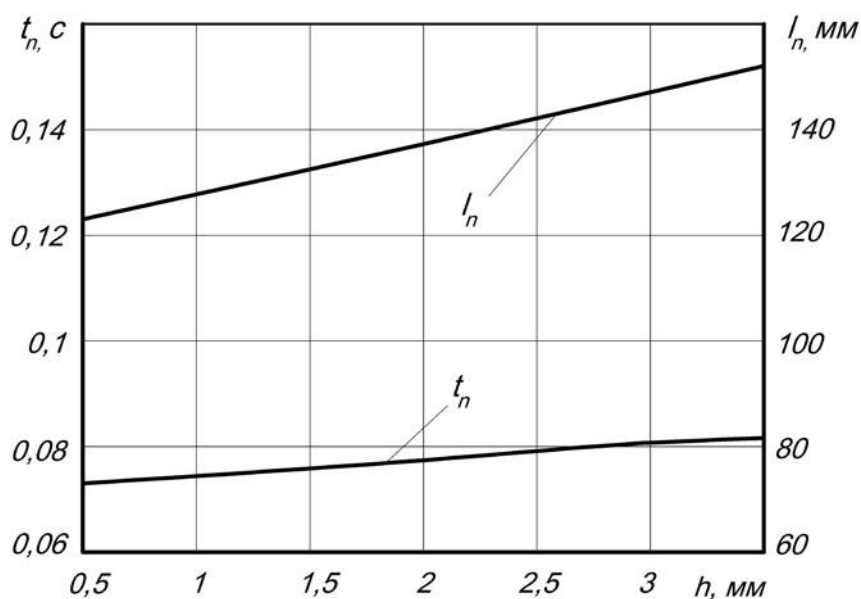


Рис. 2.34. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до їх контакту з наступною секцією в залежності від висоти h розташування вільного кінця зовнішньої лопаті над нижньою

На рис. 2.35 представлені графічні залежності часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок матеріалу до їх контакту з наступною секцією в залежності від кута вильоту матеріалу, який визначається кутом нахилу краю зовнішньої еластичної секції ξ_1 . На противагу до попереднього випадку, зміна кута вильоту частинок потоку ξ_1 суттєво впливає на час t_n та шлях l_n вільного переміщення частинок. Так, зростання величини кута нахилу краю зовнішньої секції ξ_1 від 25° до 45° призводить до збільшення шляху l_n у 3,53 рази, а часу t_n у 3,16 рази.

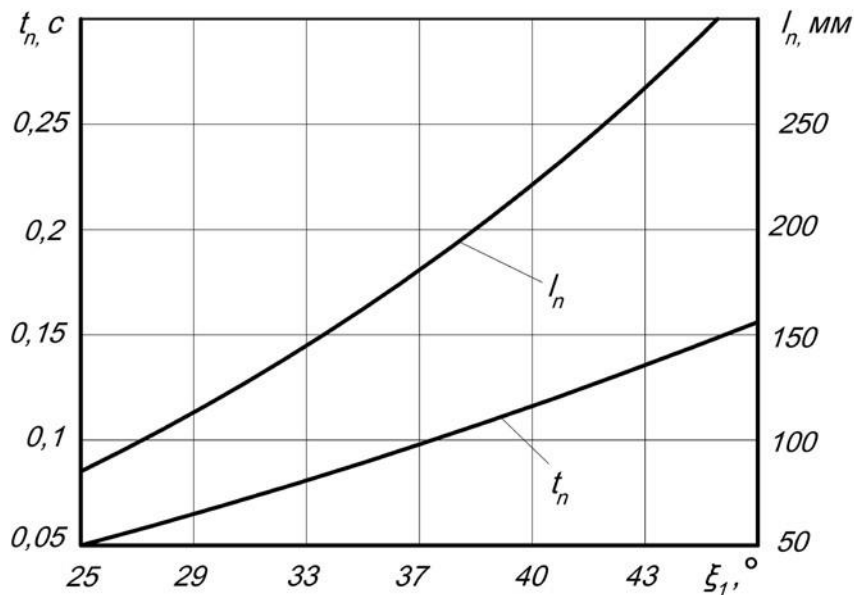


Рис. 2.35. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до їх контакту з наступною секцією в залежності від кута вильоту матеріалу, який визначається кутом нахилу краю зовнішньої секції ξ_1

Зміна напрямку руху потоку відносно поверхні секцій шнека відкидає потік від них і є джерелом тривалого перельоту частинок. Тобто краї зовнішніх секцій виконують функцію так званого трампліну. Тобто краї зовнішніх еластичних секцій виконують функцію так званого трампліну.

Даний спосіб переміщення сипких матеріалів зі значними кутами вильоту ξ_1 між сусідніми секціями, одночасно призводить до розпорошування потоку та може бути застосований для ефективного змішування різних складників сумішей при їх транспортуванні.

Проведений аналіз графіків, які зображених на рис. 2.30 – 2.35 дає можливість оцінити вплив кожного із зазначених параметрів системи на поведінку потоку сипкого матеріалу при його проходженні через зону перекриття країв сусідніх секцій.

Рух потоку сипкого матеріалу у відривному режимі (вільний рух по внутрішній поверхні кожуха шнека) показує можливість ефективного транспортування частинок потоку окремими еластичними секціями шнека без втрат продуктивності процесу.

РОЗДІЛ 3

КОНСТРУКЦІЇ ШНЕКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ЕЛАСТИЧНИМИ ПОВЕРХНЯМИ І МЕТОДИКА ЇХ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Дослідний зразок гвинтового конвеєра із змінними гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями

На основі проведеного патентного пошуку, аналізу наукових літературних джерел та проведеного структурного синтезу розроблено та отримано патенти України на корисні моделі [7-11, 136-142], що включають конструкції гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями, для дослідження яких спроектовано і виготовлено експериментальну установку та відповідні гвинтові робочі органи з еластичними поверхнями.

Дослідний зразок гвинтового конвеєра із можливістю використання різних діаметрів кожуха та змінних гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями зображено на рисунках 3.1 та 3.2. Основним конструктивними елементами установки є базова рама 1, на котрій на пальці 2, з можливістю кутового зміщення відносно горизонту, розміщено зварну рухому раму 3. Фіксація рухомої рами 3 під визначеним програмою експериментальних досліджень кутом здійснюється за допомогою кронштейна 4 та пальців 5, що встановлюються у отвори кронштейна 4 та рухомої рами 3. На рухомій рамі 3 закріплено електродвигун 6 із шківом 7 та пасовою передачею 8. Також на рухомій рамі 3 за допомогою болтів 9 прикріплено циліндричний кожух 10. Таке виконання дозволяє швидко замінювати кожухи 10 різних діаметрів під час проведення експериментальних досліджень. У кожусі 10 з двох торцевих сторін закріплено корпуси 11 та 12, в яких на підшипниках кочення 13 та 14, розміщено ліву 15 і праву 16 піввісі. На лівій та правій півосях 15 та 16 за допомогою пальців 17 розміщено пустотілий вал 18. На валі 18 закріплено еластичні щіткоподібні гвинтові робочі поверхні 19 за допомогою трубок 20, що разом формує конструкцію гвинтового робочого органу 26 (на рис. 3.3

представлено різні конструкції гвинтового робочого органу 26 із еластичними поверхнями). На лівій півосі 15 розміщено шків 21, що приєднано до пасової передачі 8. На кожусі 10 розміщено завантажувальний бункер 22 та вивантажувальний патрубок 23. Електродвигун 6 за допомогою кабелів приєднано до перетворювача частоти змінного струму (Altivar 71), що розміщено у пункті 24 керування приводом і конвеєром загалом. Перетворювач частоти струму під'єднано до ПК 25 з програмним забезпеченням PowerSuite версії 2.3.0 [79, 130].

Під час проведення експериментальних досліджень зерновий матеріал подавали через бункер 22 у кожух 10, де за допомогою гвинтового робочого органу 26 з еластичними поверхнями відбувалось його транспортування вздовж кожуха 10 до вивантажувального парубка 23, звідки матеріал переміщувався у мірну тару. Обертний рух гвинтовому робочому органу 26 передавався від електродвигуна 6 через пасову передачу 8. Керування режимами роботи двигуна 6 та конвеєра здійснювалось за допомогою ПК 25 через перетворювач 24 частоти струму Altivar 71 за допомогою програмного забезпечення PowerSuite. Вказане програмне забезпечення дозволяє одержувати дані у вигляді числових таблиць та графіків в реальному часі про потужність, що витрачається для транспортування зернового матеріалу, та крутний момент на валі електродвигуна. Перетворювач частоти, також, дозволяє забезпечувати плавний режим пуску електродвигуна 6 та гвинтового робочого органу 26.

Продуктивність конвеєра визначалась зважуванням електронними вагами зернового матеріалу, що піддавався транспортуванню за визначений проміжок часу.

Під час досліджень використовувались кожухи трьох різних діаметрів та з трьома змінними гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями: суцільною камероподібною, з периферійною еластичною щіткоподібною частиною, з щіткоподібною гвинтовою частиною.

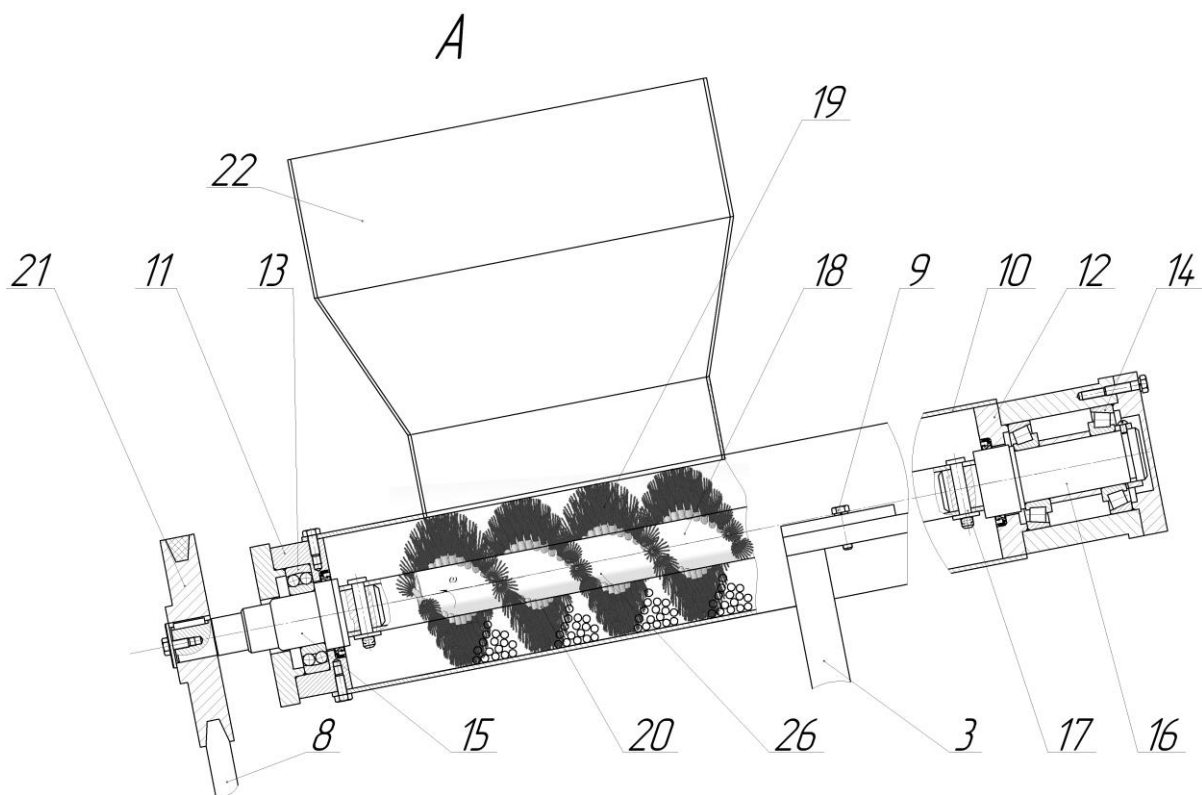
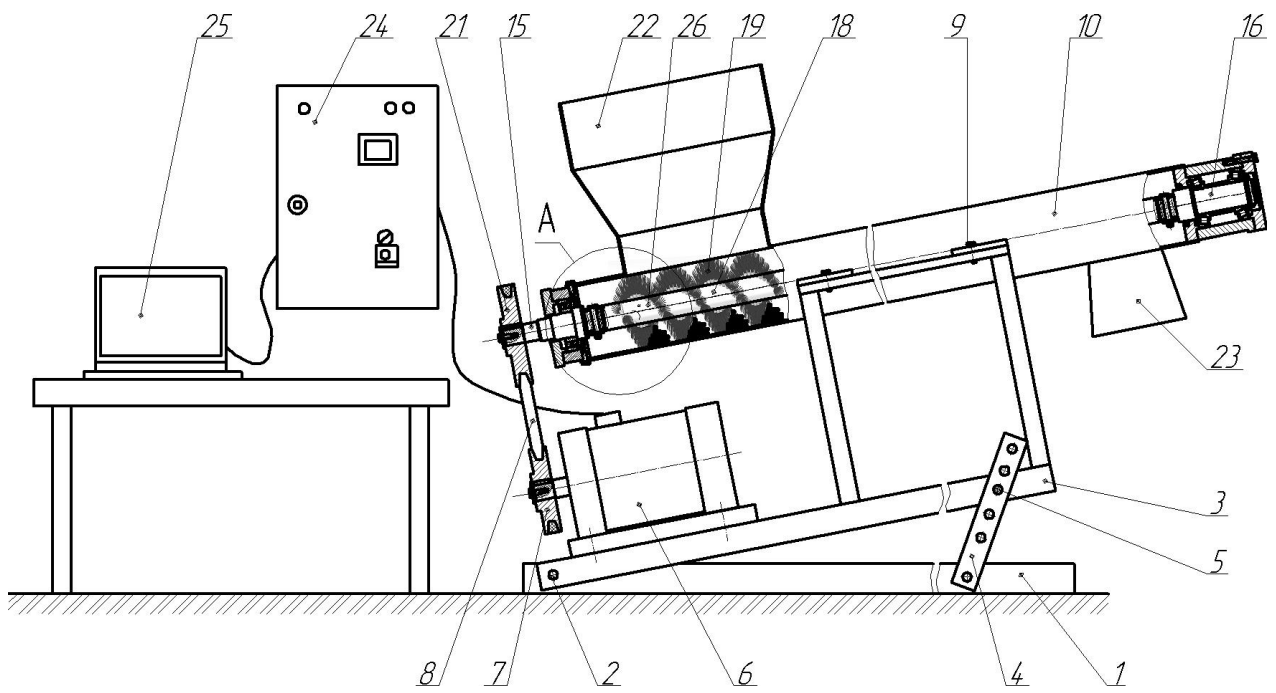


Рис. 3.1. Конструктивна схема дослідного зразка гвинтового конвеєра із змінними гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями

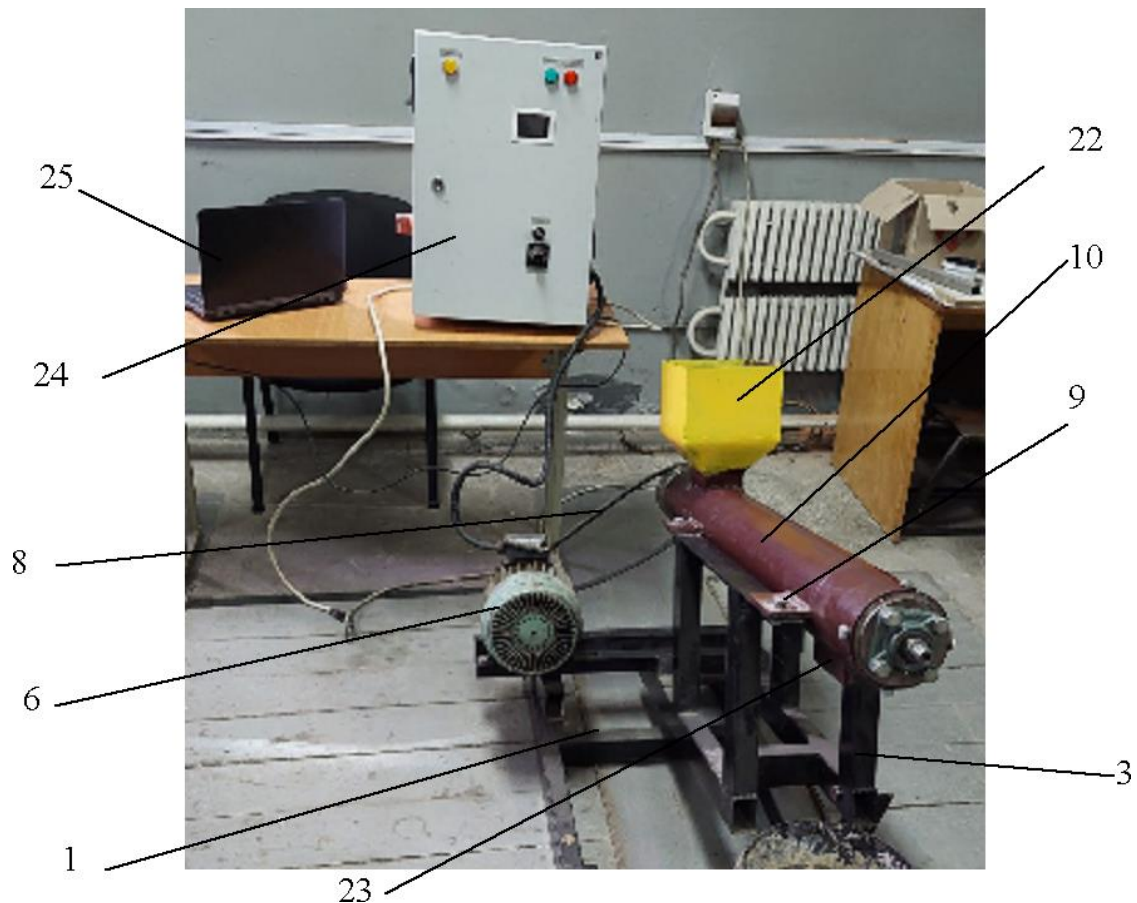


Рис. 3.2. Загальний вигляд дослідного зразка гвинтового конвеєра із змінними гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями

Методика проведення експериментальних досліджень полягає в наступному. Спочатку сипкий матеріал завантажують у бункер, і з певною частотою обертання гвинтового робочого органу, а також його заданими конструктивними параметрами, з різною жорсткістю еластичної спіралі та кутом нахилу до горизонту, транспортують матеріал в зону вивантаження у місткість для відбору матеріалу.

Для визначення впливу тих чи інших параметрів гвинтового робочого органу проводять аналогічні дослідження при зміні частоти його обертання, конструктивних параметрів, жорсткості еластичної секційної спіралі та кута нахилу корпусу направляючого кожуха до горизонту.

Дана установка дозволяє досліджувати гвинтові робочі органи з секційною еластичною гвинтовою поверхнею та встановлювати їх оптимальні

конструктивно-кінематичні параметри для визначення продуктивності, енерговитрат і мінімальних пошкоджень сипких матеріалів.

За необхідності визначити ступінь травмування зернового матеріалу в залежності від довжини його транспортування матеріал з місткості повторно завантажують у бункер і переміщують його в зону вивантаження.

Даний процес повторюють стільки разів, скільки необхідно для досягнення встановленої довжини транспортування. Далі з місткості відбирали проби зернового матеріалу в мірну тару та за допомогою лупи визначають його ступінь (відсоток) травмування, згідно методики, яка наведена в роботі [40]. До уваги бралося лише дроблене зерно та з вибитим зародком, оскільки інші легкі пошкодження фіксувати та відповідно класифікувати є досить складно.

При визначенні продуктивності гвинтового робочого органу методика є наступною. Змінними факторами були: частота обертання робочого органу (n , об/хв), кут його нахилу до горизонту, а також (α , град) а також величина зазору між шнеком і кожухом (Δ мм).

Оскільки загальна довжина транспортування зернового матеріалу в експериментальній установці є незначною (1 м), то відбір зернового матеріалу здійснювали на протязі 5 сек при сталому режимі транспортування по середині технологічного процесу (виключали початковий процес входження матеріалу з бункера в направляючий кожух та час остаточного вивантаження).

Далі для різних параметрів і отриманих значень здійснювали перерахунок для встановлення секундної продуктивності гвинтового конвеєра.

Для визначення енерговитрат на привод гвинтового робочого органу при транспортуванні зернових матеріалів методика проведення експериментів була наступною. Попередньо у бункер засипали зерно і транспортували його до зони вивантаження. Для пуску двигуна та регулювання його частоти обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення Power Suite v.2.5.0. [18]. Вікно програми Power Suite v.2.5.0 зображено на рис. 3.3. Значення крутного моменту та потужності на привод електродвигуна фіксувалося у відсотках.

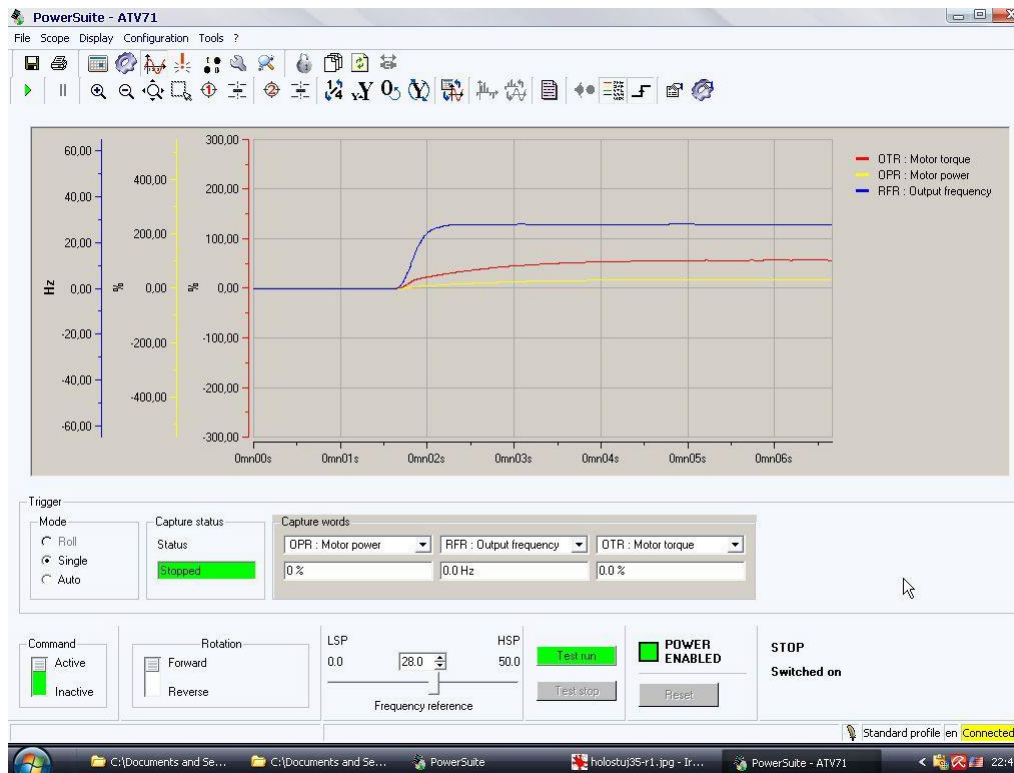
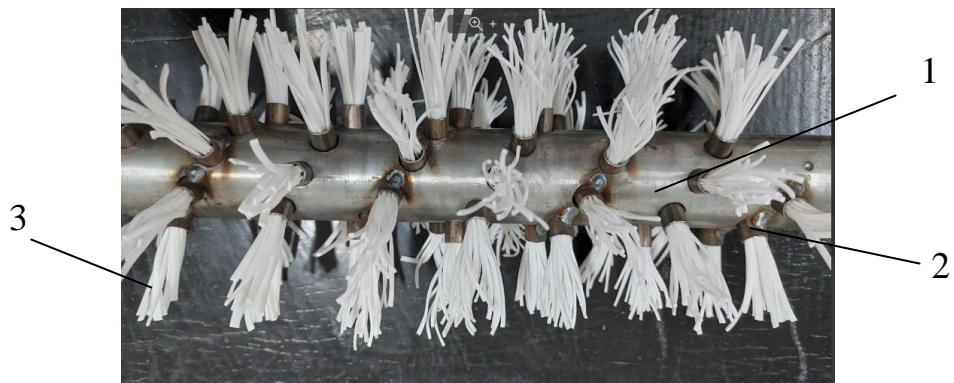


Рис. 3.3. Вікно програми Power Suite з отриманими результатами досліджень

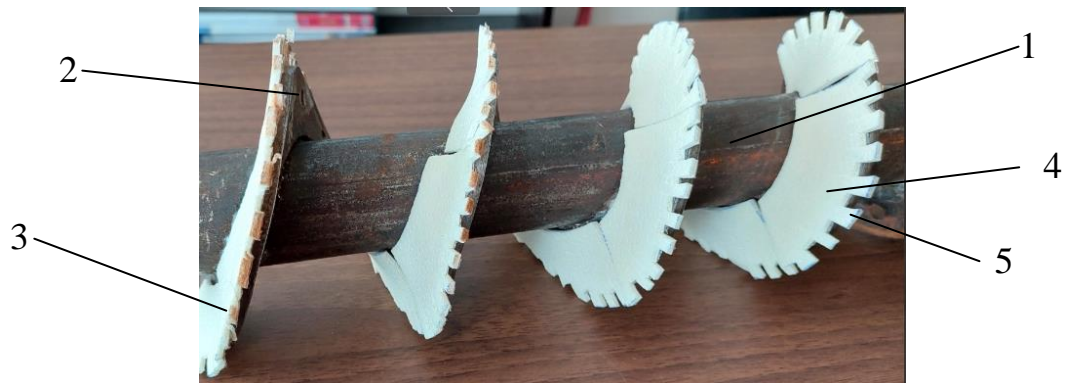
На рис. 3.4 представлено загальні вигляди досліджуваних гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями. Представимо їх коротку характеристику [79, 130].

Гвинтовий робочий орган, зображений на рис. 3.4 а, складається з пустотілого вала 1, в котрому, перпендикулярно до його центральної осі, по гвинтовій лінії виконані отвори, в яких закріплені пустотілі циліндричні трубки 2, що виступають над зовнішньою поверхнею пустотілого вала із закріпленими в них пучками 3 еластичних щіткоподібних елементів (еластичних щіток).

На рис. 3.4 б зображено гвинтовий робочий орган, який складається з пустотілого вала 1, на якому жорстко закріплено гвинтову спіраль 2 з отворами для кріплення еластичних щіткоподібних елементів 3 кріпильними елементами. Еластичний щіткоподібний елемент 3 виконано із пружної основи 4 і периферійної еластичної щіткоподібної частини 5.



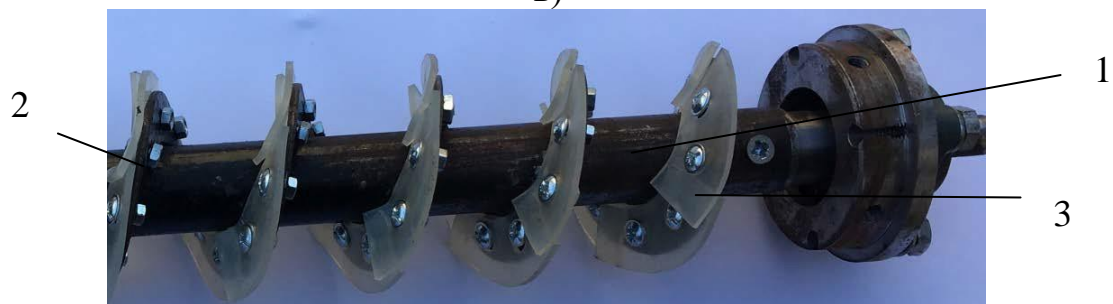
а)



б)



в)



г)

Рис. 3.4. Загальні вигляди гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями: а) з щіткоподібною гвинтовою частиною; б) з периферійною еластичною щіткоподібною частиною; в) із суцільною камероподібною частиною; г) з торцевим кріпленням еластичних елементів

Гвинтовий робочий орган, зображений на рис. 3.4 в, складається з пустотілого вала 1, на якому жорстко закріплено гвинтову спіраль з отворами для кріплення суцільного еластичного камероподібного елемента 2 кріпильними елементами 3.

Гвинтовий робочий орган, зображений на рис. 3.4 г, складається з пустотілого вала 1, на якому жорстко закріплено гвинтову спіраль з отворами 2 для торцевим кріпленням еластичних елементів 3. Робоча еластична спіраль шнека може бути виконана як суцільною (рис. 3.5 а, б), так із окремих секцій (рис. 3.5 в, г, д). Ширина та жорсткість секцій (пелюстків) робочої поверхні вибираються в залежності від фізико-механічних властивостей транспортованого матеріалу.

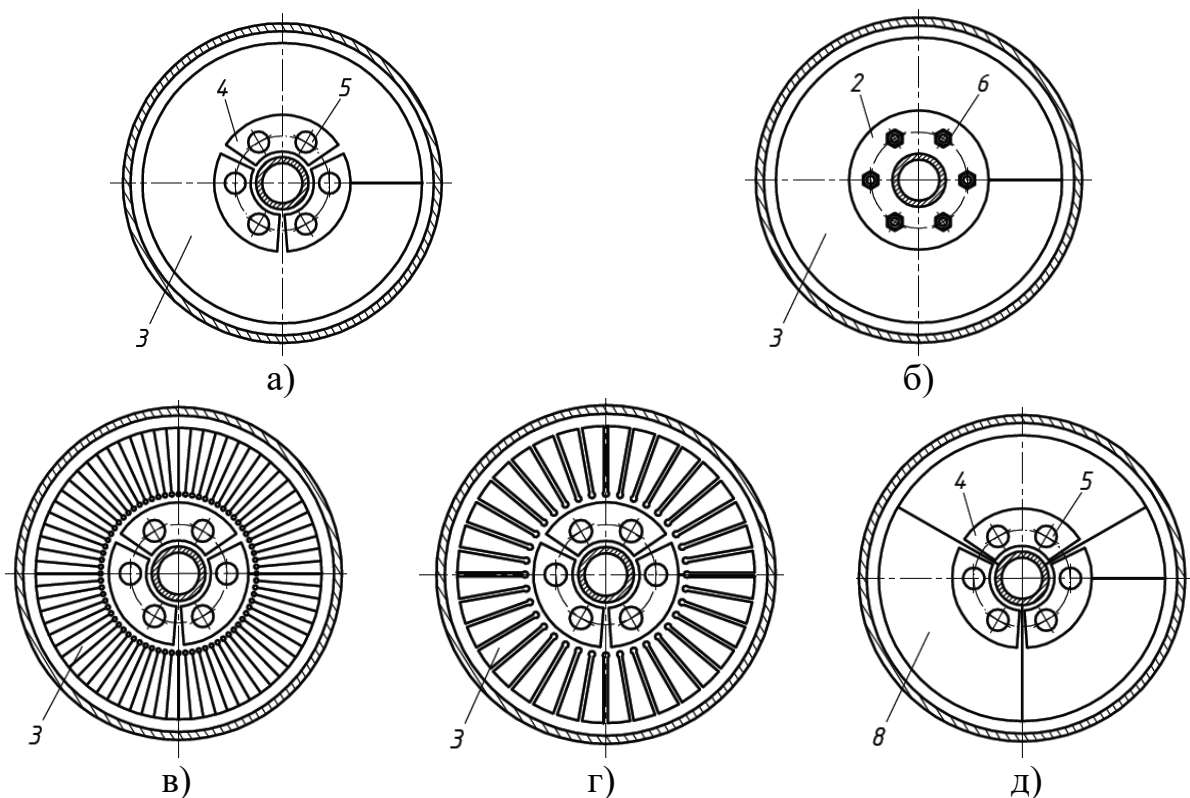


Рис. 3.5. Елементи еластичних гвинтових робочих органів із торцевим кріпленням еластичних елементів: а), б) суцільні спіралі; в), г), д) спіралі із окремих секцій

Окремі елементи технологічних операцій виготовлення еластичного гвинтового робочого органу з щіткоподібним елементом представлені на рисунку 3.6. Зокрема на рис. 3.6 а представлено пустотілий вал із привареними

циліндричними трубками, а на рис. 3.6 б пучки еластичних щіткоподібних елементів перед з'єднанням із валом.

При використанні даної технології можна одержати лише двозахідні еластичні гвинтові робочі органи (з подвійною спіраллю).



а)



б)

Рис. 3.6. Елементи технологічних операцій виготовлення еластичного гвинтового робочого органу з щіткоподібним елементом: а) пустотілий вал із привареними циліндричними трубками по гвинтовій лінії б) пучки еластичних щіткоподібних елементів перед з'єднанням із валом

На рис. 3.7 представлено загальні вигляди розташування у бункері досліджуваних гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями.



а)



б)



в)



г)

Рис. 3.7. Загальний вигляд у бункері гвинтового робочого органу із еластичними поверхнями: а) з щіткоподібною гвинтовою частиною; б) з периферійною еластичною щіткоподібною частиною; в) із суцільною камероподібною частиною; г) з торцевим кріпленням еластичних елементів

На рисунку 3.8 представлено загальний вигляд заміни кожухів різних діаметрів та гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями на одній установці відповідно до програми експериментальних досліджень. Усі решта елементи установки (рама з двигуном, підшипникові вузли, півосі, пасова передача) залишались незмінними, що знижувало вартість проведення експериментальних досліджень. Для різних розмірів кожухів та валів гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями використовувались перехідні втулки.



Рис. 3.8. Загальний вигляд заміни кожухів різних діаметрів та гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями на одній установці відповідно до програми експериментальних досліджень: 1 – кожухи; 2 – гвинтові робочі органи; 3 – елементи еластичних поверхонь

3.2. Методика проведення експериментів з визначення продуктивності та ступеня пошкодження зернового матеріалу при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами з суцільною камероподібною, з периферійною еластичною щіткоподібною та з щіткоподібною гвинтовою еластичними поверхнями

Для забезпечення достатньої точності одержаних даних для виробничого використання розробок перед початком проведення основних досліджень проведено аналіз і вибір змінних конструктивних та технологічних факторів

процесу транспортування зернових матеріалів гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями на основі теоретичних даних та попередніх експериментальних досліджень.

В процесі практичних досліджень використано математичний метод планування експерименту із використанням відповідних формул та програмного забезпечення. Це дозволило проводити дослідження із одночасною зміною трьох основних конструктивних та технологічних факторів на трьох рівнях, при цьому визначено оптимальну кількість дослідів з найменшими витратами часу на експерименти.

Основні етапи трьохфакторного експерименту базувались [68, 115] на кодуванні основних змінних факторів, складання плану експерименту, випадковий вибір послідовності виконання досліджень, виконання рандомізованого плану експерименту, статистична обробка результатів експерименту, визначення рівнянь регресії з відкиданням незначущих коефіцієнтів, перевірка адекватності моделі.

Експериментальні дослідження проведено із використанням спроектованих та виготовлених елементів установки гвинтового конвеєра із різними діаметрами кожухів та трьома змінними гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями: суцільною камероподібною, з периферійною еластичною щіткоподібною та з щіткоподібною гвинтовою частиною, що представлено у підрозділі 3.1.

Для визначення впливу параметрів (незалежних факторів x_i) процесу транспортування зернового матеріалу гвинтовими конвеєрами оснащеними трьома різними типами гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями на продуктивність транспортування та ступінь пошкодження насінневих зернових матеріалів під час транспортування кукурудзи та ячменю (параметри оптимізації Q , T) проведено повнофакторні експерименти від зміни трьох основних факторів: частоти обертання гвинтового робочого органу n , внутрішнього діаметра кожуха D , та кута нахилу конвеєра α , тобто $Q=f(n,D,\alpha_1)$, $T=f(n,D,\alpha_1)$.

Визначено межі варіювання основних змінних факторів, що впливають на досліджувані параметри роботи гвинтових конвеєрів із гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями:

- частота обертання гвинтового робочого органу $n = 284 - 511,2$ об/хв, що відповідало встановленій частоті струму на частотному перетворювачі 10 - 18 Гц;
- внутрішнього діаметра кожуха $D = 96 - 108$ мм;
- кута нахилу конвеєра $\alpha_1 = 0 - 30$ град.

Здійснили перехід від дійсних значень незалежних факторів експерименту до кодованих для усунення впливу їх неоднорідності з різними одиницями вимірювання та порядками для переходу до єдиної системи обрахунків.

Під час транспортування зернового матеріалу відбувалось вимірювання продуктивності при використанні трьох різних типів гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями. Для визначення ступеня пошкодження насінневого зернового матеріалу до і після транспортування гвинтовими конвеєрами з різними типами гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями відбирались проби матеріалу для подальших досліджень. Одержані результати заносились у таблиці план-матриць експерименту.

Результати експериментів у вигляді матриць піддавались статистичній обробці із застосуванням методик кореляційного й регресійного аналізу одержаних даних [68, 115] та відповідного програмного забезпечення. Після цього визначались коефіцієнти рівнянь регресії та емпіричні рівняння, що піддавались перевірці на адекватність.

Змінні незалежні фактори n , D та α є неоднорідними та мають різний вплив на продуктивність транспортування Q та ступінь пошкодження T насінневих зернових матеріалів під час транспортування кукурудзи та ячменю при використанні трьох різних типів гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями, тому їх приведено до єдиної системи розрахунків шляхом кодування.

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i величинами факторів експерименту [68, 115]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{0i}}{\Delta X_i}, \quad (3.1)$$

де X_{0i} - натуральна величина i -го фактору нульового рівня; ΔX_i - інтервал варіювання.

Натуральну величину i -го фактору нульового рівня визначено за формулою [68, 115]:

$$X_{0i} = \frac{X_{i\max} + X_{i\min}}{2}, \quad (3.2)$$

де $X_{i\max}$ - значення фактору верхнього рівня; $X_{i\min}$ - значення фактору нижнього рівня.

Інтервал варіювання фактора [68, 115]:

$$\Delta X_i = \frac{X_{i\max} - X_{i\min}}{2}. \quad (3.3)$$

Верхній, нижній та нульовий рівні зміни факторів позначались як +1, -1, 0 відповідно у план-матриці експерименту.

За формулою (3.2) визначено нульові рівні кожного із факторів:

- для частоти обертання гвинтового робочого органу n :

$$X_{01} = \frac{284 + 511,2}{2} = 397,6 \text{ (об/хв)}; \quad (3.4)$$

- для внутрішнього діаметра кожуха D :

$$X_{02} = \frac{96 + 108}{2} = 102 \text{ (мм)}; \quad (3.5)$$

- для кута нахилу конвеєра α :

$$X_{03} = \frac{0 + 30}{2} = 15 \text{ (град)}. \quad (3.6)$$

Інтервали варіювання факторів та їх кодовані значення (3.3):

$$\Delta X_1 = \frac{511,2 - 284}{2} = 113,6(\text{Н}); \quad x_1 = \frac{n - 397,6}{113,6}; \quad (3.7)$$

$$\Delta X_2 = \frac{108 - 96}{2} = 6 \text{ (мм)}; \quad x_2 = \frac{D - 102}{6}; \quad (3.8)$$

$$\Delta X_3 = \frac{30 - 0}{2} = 15 \text{ (град)}; \quad x_3 = \frac{\alpha_1 - 15}{15}. \quad (3.9)$$

Аналіз точкових діаграм, одержаних в результаті попередніх експериментальних досліджень, показав, що залежність досліджуваних параметрів транспортування зернового матеріалу гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями не можливо описати лінійними моделями із достатньою точністю, тому доцільно використовувати рівняння регресії другого порядку, що враховують ефекти взаємодії із варіюванням кожного параметру мінімум на трьох рівнях. Для виведення рівнянь регресії використано загально відому модель другого порядку [68, 115]:

$$\hat{y} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 \cdot x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2, \quad (3.10)$$

де \hat{y} - досліджуваний параметр транспортування насінневого зернового матеріалу гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями; $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти рівняння регресії; x_1, x_2, x_3 - незалежні фактори у кодованих величинах.

На основі проведеного кодування факторів та встановлених рівнів їх варіювання сформовано таблицю 3.1.

Коефіцієнти рівняння регресії другого порядку визначались за відомими методиками на основі заповненої матриці проведення експериментів. При цьому використано центральні ротатабельні плани із зміною трьох факторів

($k=3$) повного факторного експерименту 3^3 для визначення можливої екстремальної точки у факторному просторі з виведенням моделі, що описується рівнянням (3.10). Для усунення впливу випадкових неконтрольованих факторів (проковзування пасової передачі, зміна напруги та частоти живлення), проведено рандомізацію послідовності виконання дослідів за допомогою використання підпрограми генерування випадкових чисел.

Таблиця 3.1

Результати проведеного кодування факторів та встановлених рівнів їх варіювання при дослідженні параметрів транспортування насінневого зернового матеріалу гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур.(кодовані)		
	натур.	код.				
Частота обертання гвинтового робочого органу	n , об/хв	x_1	113,6	511,2 (+1)	397,6 (0)	284 (-1)
Внутрішній діаметр кожуха	D , мм	x_2	6	108 (+1)	102 (0)	96 (-1)
Кут нахилу конвеєра	α_1 ,град	x_3	15	30 (+1)	15 (0)	0 (-1)

План-матрицю проведення експериментів представлено у додатку А у вигляді таблиці [68, 115].

Коефіцієнти рівняння регресії (3.10) встановлено, використовуючи формули [68, 115]:

$$b_0 = a_1 \cdot \sum_{u=1}^N \bar{y}_u - a_2 \cdot \sum_{i=1}^k \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 \cdot \bar{y}_u ; \quad (3.11)$$

$$b_i = a_3 \cdot \sum_{u=1}^N x_{iu} \cdot \bar{y}_u ; \quad i = 1, 2, 3; \quad (3.12)$$

$$b_{ij} = a_4 \cdot \sum_{u=1}^N x_{iu} \cdot x_{ju} \cdot \bar{y}_u ; \quad 1 \leq i < j \leq k; \quad (3.13)$$

$$b_{ii} = a_5 \cdot \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 \cdot \bar{y}_u - a_6 \cdot \sum_{i=1}^k \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 \cdot \bar{y}_u - a_7 \cdot \sum_{u=1}^N \bar{y}_u . \quad (3.14)$$

де x_{iu} - значення змінної після кодування у стовпці план-матриці; \bar{y}_u - середній показник u -го дослід; u - номер проведеного експерименту; i - порядковий номер першого фактору; j, k - номери інших факторів; N - кількість проведених експериментів; $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7$ - допоміжні константи [68, 115].

Дисперсія похибки експерименту у рядку план-матриці [68, 115]:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.15)$$

де n – кількість повторень у рядку експерименту.

Дисперсія відтворення експериментів [68, 115]:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (3.16)$$

Дисперсії коефіцієнтів рівняння регресії [68, 115]:

$$S_{b_0}^2 = a_8 \cdot S_y^2; \quad S_{b_i}^2 = a_9 \cdot S_y^2; \quad (3.17)$$

$$S_{b_{ij}}^2 = a_{10} \cdot S_y^2; \quad S_{b_{ii}}^2 = a_{11} \cdot S_y^2, \quad (3.18)$$

де a_8, a_9, a_{10}, a_{11} – допоміжні константи [68, 115].

Надійні інтервали коефіцієнтів рівняння регресії [68, 115]:

$$\Delta b_0 = t_T \cdot S_{b_0}; \quad \Delta b_i = t_T \cdot S_{b_i}; \quad (3.19)$$

$$\Delta b_{ij} = t_T \cdot S_{b_{ij}}; \quad \Delta b_{ii} = t_T \cdot S_{b_{ii}}, \quad (3.20)$$

де t_T - величина t - критерію Стюдента.

Якщо $|b_i| \geq \Delta b_i$, то коефіцієнт рівняння регресії є значущим і величина, що його визначає має більший вплив на вигляд функції відгуку ніж похибки експерименту.

Адекватність визначеного рівняння регресії перевіряли за F- критерієм Фішера [68, 115]:

$$F = \frac{S_H^2}{S_y^2}, \quad (3.21)$$

де S_H^2 - дисперсія неадекватності.

Для визначення дисперсії неадекватності використали формулу [68, 115]:

$$S_H^2 = \frac{\sum_{u=1}^N n \cdot (\bar{y}_u - \hat{y}_u)^2}{N - k'}, \quad (3.22)$$

де \hat{y}_u - величина результату функції в u - му рядку, розрахована на основі одержаного рівняння регресії; k' - кількість коефіцієнтів математичної моделі.

Розрахований F- критерій Фішера порівнювали із табличним значенням критерію Фішера F_T , при цьому якщо виконувалась умова $F \leq F_T$ при встановленому 5 % - му рівні значимості, то виведене рівняння регресії адекватно описує залежність досліджуваного параметра від змінних факторів експерименту.

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та виведених рівнянь регресії за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності продуктивності транспортування та ступеня пошкодження насінневого зернового матеріалу (кукурудзи та ячменю) при їх транспортуванні трьома різними типами гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями. Відповідні графіки представлено у розділі 4.

Ступінь пошкодження насінневого зернового матеріалу при його транспортуванні гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями визначали за показником макротравмування зернин. Перед проведення

експериментів із переміщенням насіннєвого зернового матеріалу здійснювали трьохкратну вибірку зерна у мірний посуд, розмір яких відповідав об'єму приблизно 100 зернин. Після цього відібрані проби піддавались візуальному обстеженню щодо наявності пошкоджених зернин із розрахунком відсотку з них травмованих. Після транспортування насіннєвого зернового матеріалу знову відбирали проби зерна та аналогічно визначали відсоток травмованих зернин. При цьому травмування зернин визначалось візуально, що відповідало їх макротравмуванню. До травмованих віднесено зерна із такими пошкодженнями [135]: пошкоджена оболонка зерна, пошкоджений ендосперм, подрібнене зерно, механічно стиснуте зерно.

Показник травмування зернового матеріалу визначався у відсотках за формулою [102]:

$$T_{зм} = \frac{m_1 - m_2}{m_n} \cdot 100, \quad (3.23)$$

де m_1 - маса пошкодженого насіннєвого зернового матеріалу після транспортування конвеєром із гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями; m_2 - маса пошкодженого насіннєвого зернового матеріалу до транспортування конвеєром із гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями; m_n - маса проби.

Частоту обертання гвинтового робочого органу визначали за формулою:

$$n = \frac{n_d f_c i_1}{50}, \quad (3.24)$$

де n_d – номінальна частота обертання ротора електродвигуна; f_c - частота струму, що подається на двигун від перетворювача частоти; i_1 - передаточне відношення пасової передачі.

3.3. Методика проведення досліджень з визначення ступеня пошкодження зернового матеріалу та енерговитрат при його транспортуванні гвинтовим робочим органом з секційною еластичною робочою поверхнею

При встановленні ступеня пошкодження зернового матеріалу в процесі його транспортування гвинтовими робочими органами попередньо брали три проби зерна. Тоді, за допомогою лупи, визначали кількість пошкоджених зернин і визначали їх відсоток пошкодження перед транспортуванням.

Після транспортування зернового матеріалу в технологічному руслі експериментальної установки гвинтового конвеєра проби відбирали 10 разів, що відповідало загальній відстані транспортування 10 м [40].

За різницею кількості пошкодження зернового матеріалу до та після його транспортування встановлювали ступінь їх пошкодження в залежності від зміни конструктивно-кінематичних параметрів гвинтового робочого органу.

Згідно попередніх досліджень [40] встановлено, що домінуючими факторами, які впливають на енерговитрати на привод робочого органу та ступінь пошкодження зернового матеріалу, є його частота обертання, кут нахилу до горизонту, а також величина зазору між поверхнею обертання робочого органу та внутрішньою поверхнею направляючого кожуха.

З метою визначення інтенсивності впливу даних факторів на ступінь пошкодження зернового матеріалу проведено багатофакторний експеримент, методику проведення якого узагальнено представлено у попередньому підрозділі.

Результати експериментів у вигляді матриць піддавались статистичній обробці із застосуванням методик кореляційного й регресійного аналізу одержаних даних [68, 115] та відповідного програмного забезпечення. Після цього визначались коефіцієнти рівнянь регресії та емпіричні рівняння, що піддавались перевірці на адекватність, за методикою, поданою у підрозділі 3.3, використовуючи рівняння (3.1) – (3.3), (3.11) – (3.22). Для виведення рівнянь регресії використано загально відому модель другого порядку (3.10).

План-матрицю проведення експериментів представлено у додатку А у вигляді таблиці [68, 115].

В процесі визначення енерговитрат на транспортування зернового матеріалу змінними факторами були: частота обертання робочого органу, n , об/хв; кут нахилу гвинтового робочого органу до горизонту α , град; величина зазору між еластичними шнеком і кожухом, Δ , мм.

Факторне поле визначалось діапазоном зміни параметрів та рівні їх варіювання при визначенні потужності на приводі секційного еластичного гвинтового робочого органу ПФЕ 3³ представлено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при визначенні потужності на привод гвинтового еластичного робочого органу

Фактори	Позначення		Інтервал варіювання	Рівні варіювання, натуральні/кодовані		
	Код	Натурал.				
Частота обертання робочого органу, n , об/хв	X_1	x_1	150	200/-1	350/0	500/+1
Кут нахилу робочого органу до горизонту α , град	X_2	x_2	20	0/-1	20/0	40/+1
Величина зазору між секційним еластичним робочим органом і кожухом, Δ , мм	X_3	x_3	2	0/-1	2/0	4/+1

Для отримання регресійної моделі, як параметра оптимізації, що приймали у вигляді функціонала $T_n = f(x_1; x_2...x_i)$, де T_n – ступінь травмування зернового матеріалу від 1 до i -го випадку; $x_1; x_2...x_i$ – натуральні змінні фактори, які вибирали згідно умовного плану багатфакторного експерименту, реалізацію котрого проводили у наступній послідовності.

При визначенні потужності на привод експериментальної установки гвинтового робочого органу його частоту обертання змінювали за допомогою перетворювача частоти Altivar 71 [18].

Кут нахилу робочого органу до горизонту забезпечувався шляхом переставляння та фіксації механізмів кріплення за допомогою отворів в тягах, а також застосуванням різних за довжиною тяг, що зображено на рис. 3.9.

Величину зазору Δ між гвинтовим робочим органом і кожухом забезпечувалась радіальним зміщенням секцій відносно жорсткої основи шнека за рахунок того, що діаметри отворів в еластичних секціях виконані значно більшими ніж діаметри з'єднань.

При визначенні ступеня пошкодження зернового матеріалу T незалежними змінними факторами приймали: кут нахилу гвинтового робочого органу до горизонту α , який кодували індексом X_1 , його частоту обертання n , яку кодували індексом X_2 , а також величину зазору між поверхнею обертання шнека та внутрішньою поверхнею кожуха, який кодували індексом X_3 .

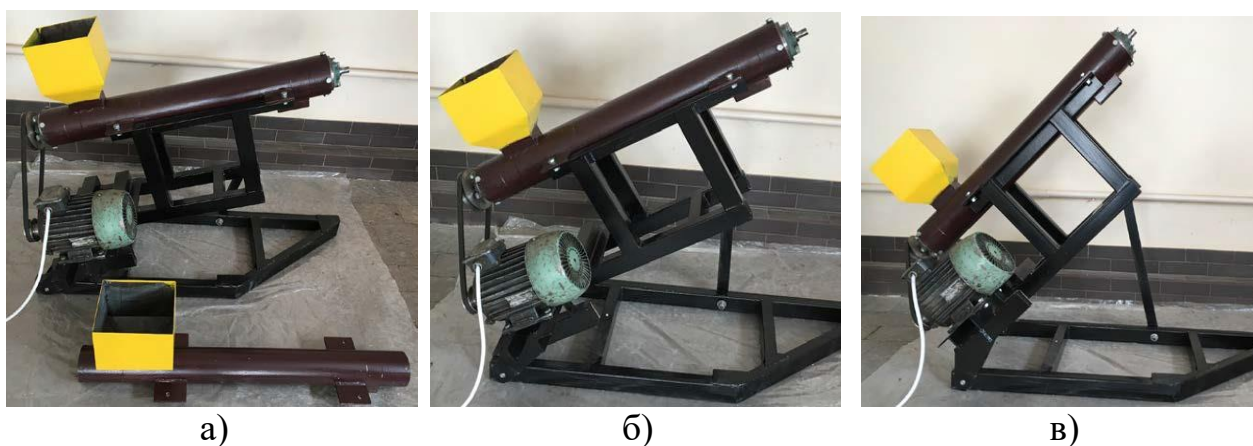


Рис. 3.9. Загальний вигляд розташування гвинтового робочого органу до горизонту: а) 15°; б) 30°; в) 60°

Результати кодування змінних факторів і рівні їх варіювання для жорсткого шнека наведено у таблиці 3.3, а для еластичного відповідно у таблиці 3.4.

Таблиця 3.3

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для жорсткого шнека

Фактори	Позначення		Інтервал варіювання	Рівні варіювання, натуральні/кодовані		
	Код	Натурал.				
Кут нахилу робочого органу до горизонту α , град	X_1	x_1	20	0/-1	20/0	40/+1
Частота обертання робочого органу, n , об/хв.	X_2	x_2	150	200/-1	350/0	500/+1
Величина зазору між жорстким шнеком і кожухом, Δ , мм	X_3	x_3	2,5	2/-1	4,5/0	7/+1

Таблиця 3.4

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для еластичного шнека

Фактори	Позначення		Інтервал варіювання	Рівні варіювання, натуральні/кодовані		
	Код	Натурал.				
Кут нахилу робочого органу до горизонту α , град	X_1	x_1	20	0/-1	20/0	40/+1
Частота обертання робочого органу, n , об/хв.	X_2	x_2	150	200/-1	350/0	500/+1
Величина зазору між жорстким шнеком і кожухом, Δ , мм	X_3	x_3	3	2/-1	4,5/0	7/+1

Для достовірної оцінки результатів досліджень при визначенні потужності на привод експериментальної установки гвинтового робочого органу потрібну кількість вимірів заданих показників, які контролювались (повторність дослідів) визначали за методикою, яка викладена в роботі [68].

За отриманими результатами розрахунків, які здійснювали за допомогою пакету прикладних статистичних програм обробки, а також аналізу результатів експериментальних досліджень для персонального комп'ютера, будували просторові залежності поверхонь відгуку шуканих величин, при роботі гвинтового робочого органу, яку визначали із отриманих значень величини крутного моменту та частоти обертання шнека при транспортуванні зерна та їх двомірний переріз для наочного зображення результатів проведених лабораторних досліджень.

Для побудови та аналізу одержаних залежностей використовували пакет статистичної програми для ПК „Statistica 6.0”.

3.4. Методика визначення впливу на величину деформації еластичної секції її параметрів і зовнішнього навантаження

Для встановлення впливу на величину деформації “ Δ ” еластичної секції її ширини “ B ” та консольного виступу “ h ” розроблено та виготовлено експериментальний пристрій, який зображено на рис. 3.10. Він містить дві жорстких планки 1, які по боках стиснуті між собою болтовими з'єднаннями 2, а між ними розташована еластична секція 3. На вільному кінці еластичної секції

закріплено стержень 4, на якому з іншої сторони розташована чашка 5, для мірних вантажів 6. Оскільки величина навантаження еластичної секції має бути незначною, а переміщення стержня з вантажами повинно відбуватись у вертикальному напрямку, то в якості мірних вантажів застосовувались кульки, які рівномірно розподілялись на дні чашки [79].

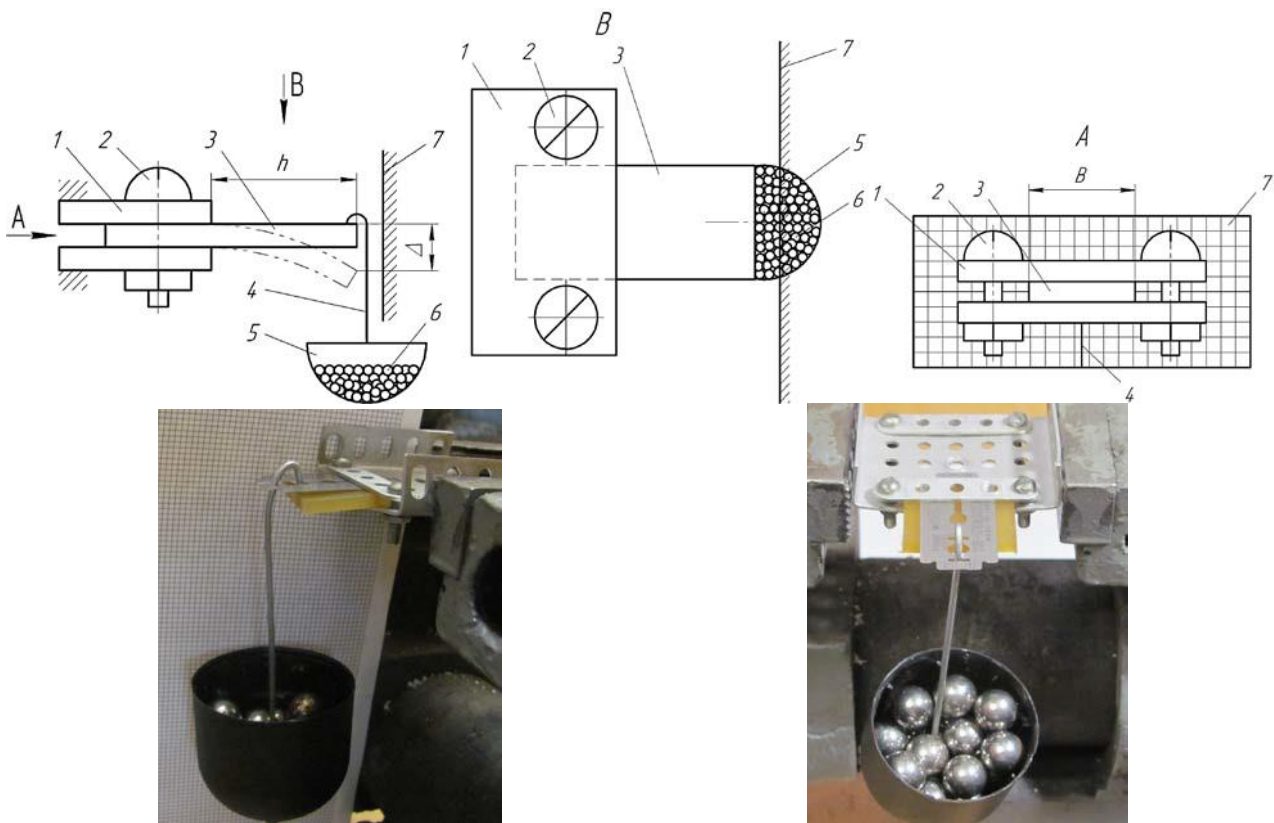


Рис. 3.10. Пристрій для визначення впливу на величину деформації “ Δ ” секції еластичної секції від її ширини “ B ” та консольного виступу “ h ”

В процесі навантаження еластичної секції гвинтового робочого органу її вільний кінець прогинається, а величина секції деформування фіксується за допомогою вертикальної стінки 7, на якій закріплено паперову сітку з відстанню між горизонтальними лініями 1 мм.

Застосування кульок (попередньо кулька зважувалась), у якості мірних вантажів, забезпечує дискретне, з малим кроком, навантаження еластичної секції, що дозволяє більш точно побудувати відповідні функціональні залежності при проведенні досліджень.

Експериментальні дослідження проводились для матеріалу еластичної секції: “поліуретан PU-60” з товщиною 2,5 мм.

Величину консольного виступу еластичної секції дискретно встановлювали з відстанню: $h = 25; 20; 15; 10$ мм, при її наступних значеннях ширини: $B = 25; 20; 15; 10; 5$ мм.

3.5. Методика проведення експериментів з визначення величини максимальної деформації волокон еластичного гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною

Для перевірки адекватності диференціального рівняння (2.16) та його розв’язку чисельним методом проведено експериментальні дослідження величини максимальної деформації Δu нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною за методикою, що описана у статті [160]. Навантаження на волокна гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною зі сторони, що дотикається до кожуха, здійснювалось за допомогою мірних вантажів у вигляді кульок, при цьому кут нахилу кожуха становив 90 градусів. Вимірювання деформації Δu здійснювалось за допомогою штангенциркуля. Під час проведення експериментів здійснювалось варіювання трьох основних факторів: діаметра поперечного перерізу волокна d_1 , довжини робочої частини волокон еластичного щіткоподібного шнека l та навантаження P від мірних вантажів.

Щоб знайти залежність $\Delta u = f(d_1, l, P)$ використовували повний факторний експеримент. Враховуючи те, що дисперсії в кожній точці факторного простору однорідні, було вирішено скористатись схемою реалізації експерименту з дублюванням в одній точці (у центрі плану) чотири рази. Після оброблення результатів експериментальних досліджень вивели рівняння регресії для прогнозування величини деформації Δu .

Визначено межі варіювання основних змінних факторів, що впливають на величину максимальної деформації нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною:

- діаметра поперечного перерізу волокна $d_1 = 1,8 - 2,6$ мм;
- довжини робочої частини волокон еластичного щіткоподібного шнека $l = 28 - 36$ мм;
- навантаження від мірних вантажів $P = 1,4 - 2,6$ Н.

Результати експериментів у вигляді матриць піддавались статистичній обробці із застосуванням методик кореляційного й регресійного аналізу одержаних даних [68, 115] та відповідного програмного забезпечення. Після цього визначались коефіцієнти рівнянь регресії та емпіричні рівняння, що піддавались перевірці на адекватність, за методикою, поданою у підрозділі 3.3, використовуючи рівняння (3.1) – (3.3), (3.11) – (3.22). Для виведення рівнянь регресії використано загально відому модель другого порядку (3.10).

На основі проведеного кодування факторів та встановлених рівнів їх варіювання сформовано таблицю 3.5.

Таблиця 3.5

Результати проведеного кодування факторів та встановлених рівнів їх варіювання при дослідженні величини максимальної деформації нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур.(кодовані)		
	натур.	код.				
Діаметр поперечного перерізу волокна	d_1 , мм	x_1	0,4	2,6 (+1)	2,2 (0)	1,8 (-1)
Довжина робочої частини волокон	l , мм	x_2	4	36 (+1)	32 (0)	28 (-1)
Навантаження від мірних вантажів	P , Н	x_3	0,6	2,6 (+1)	2 (0)	1,4 (-1)

План-матрицю проведення експериментів представлено у додатку А у вигляді таблиці [68, 115]. На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та виведеного рівняння регресії за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності величини максимальної деформації нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною від досліджуваних незалежних факторів. Відповідні графіки представлено у розділі 4.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТУВАННЯ ЕЛАСТИЧНИМИ ГВИНТОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

4.1. Результати експериментальних досліджень продуктивності шнекових механізмів гвинтовими робочими органами з суцільною камероподібною, з периферійною еластичною щіткоподібною та з щіткоподібною гвинтовою еластичними поверхнями

Використовуючи методику проведення експериментів, представлену в підрозділі 3.3, здійснено експериментальні дослідження із використанням спроектованої та виготовленої установки гвинтового конвеєра із різними діаметрами кожухів та трьома змінними гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями: суцільною камероподібною частиною, з периферійною еластичною щіткоподібною частиною, з щіткоподібною гвинтовою частиною, під час яких визначали залежність продуктивності гвинтових конвеєрів із гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями залежно від частоти обертання гвинтового робочого органу n , внутрішнього діаметра кожуха D , та кута нахилу конвеєра α_1 для транспортування ячменю та кукурудзи.

Результати експериментів з визначення продуктивності записувались у план-матрицю із зміною трьох факторів ($k=3$) повного факторного експерименту для статистичної обробки та визначення можливої екстремальної точки у факторному просторі з виведенням моделі, які описуються рівнянням (3.10) регресії другого порядку, що враховують ефекти взаємодії із варіюванням кожного параметру мінімум на трьох рівнях.

Визначено коефіцієнти рівняння регресії (3.10), використовуючи формули (3.11) – (3.14), які представлено у таблицях 4.1 - 4.3.

Загальний вигляд рівнянь регресії продуктивності переміщення насінневого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим

органом з еластичною суцільною камероподібною частиною, залежно від зміни частоти обертання гвинтового робочого органу n , внутрішнього діаметра кожуха D , та кута нахилу конвеєра α_1 , тобто $Q_{1(x_1, x_2, x_3)} = f(n, D, \alpha_1)$, за результатами проведених повних факторних експериментів 3^3 у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування ячменю:

$$Q_{1\text{я}(x_1, x_2, x_3)} = 5,132 + 0,529x_1 + 0,341x_2 - 0,329x_3 + 0,097x_1x_2 - 0,094x_1x_3 - 1,19 \cdot 10^{-4} x_2x_3 - 0,146x_1^2 + 7,49 \cdot 10^{-4} x_2^2 + 7,49 \cdot 10^{-4} x_3^2; \quad (4.1)$$

- для транспортування кукурудзи:

$$Q_{1\text{к}(x_1, x_2, x_3)} = 5,39 + 0,555x_1 + 0,358x_2 - 0,346x_3 + 0,102x_1x_2 - 0,099x_1x_3 - 1,25 \cdot 10^{-5} x_2x_3 - 0,154x_1^2 + 7,87 \cdot 10^{-4} x_2^2 + 7,87 \cdot 10^{-4} x_3^2, \quad (4.2)$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання гвинтового робочого органу; x_2 - кодоване значення діаметра кожуха; x_3 - кодоване значення кута нахилу конвеєра.

Таблиця 4.1

Коефіцієнти рівнянь регресії при дослідженні продуктивності переміщення насіннєвого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з еластичною суцільною камероподібною частиною

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
ячмінь	5,132	0,529	0,341	-0,329	0,097	-0,094	$-1,19 \cdot 10^{-4}$	-0,146	$-7,49 \cdot 10^{-4}$	$-7,49 \cdot 10^{-4}$
кукурудза	5,39	0,555	0,358	-0,346	0,102	-0,099	$-1,25 \cdot 10^{-5}$	-0,154	$-7,87 \cdot 10^{-4}$	$-7,87 \cdot 10^{-4}$

Коефіцієнти b_{23} , b_{22} , b_{33} рівнянь регресій (4.1) та (4.2) є незначущими відповідно до формул (3.19) та (3.20).

Рівняння регресії (4.1) та (4.2) у натуральних величинах мають такі вигляди:

- для транспортування ячменю:

$$Q_{1я(n,D,\alpha)} = 1,466 - 3,52 \cdot 10^{-5} n + 2,5 \cdot 10^{-4} D + 1,42 \cdot 10^{-4} nD - 5,516 \cdot 10^{-5} n\alpha_1 - 1,129 \cdot 10^{-5} n^2; \quad (4.3)$$

- для транспортування кукурудзи:

$$Q_{1к(n,D,\alpha)} = 1,54 - 1,76 \cdot 10^{-5} n + 1,66 \cdot 10^{-4} D + 3,33 \cdot 10^{-5} \alpha_1 + 1,49 \cdot 10^{-4} nD - 5,8 \cdot 10^{-5} n\alpha_1 - 1,19 \cdot 10^{-5} n^2. \quad (4.4)$$

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та виведених рівнянь регресії (4.3) і (4.4) за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності продуктивності переміщення насінневого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з еластичною суцільною камероподібною частиною, що представлено на рис. 4.1 – рис. 4.4.

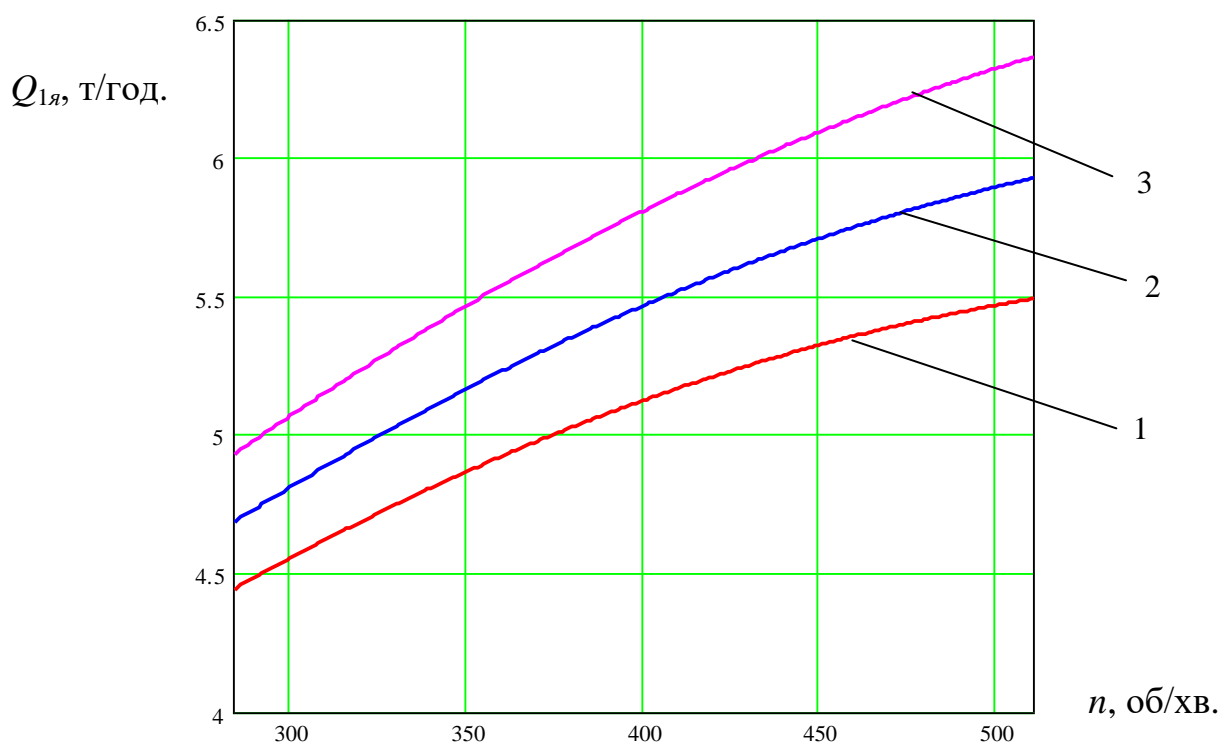
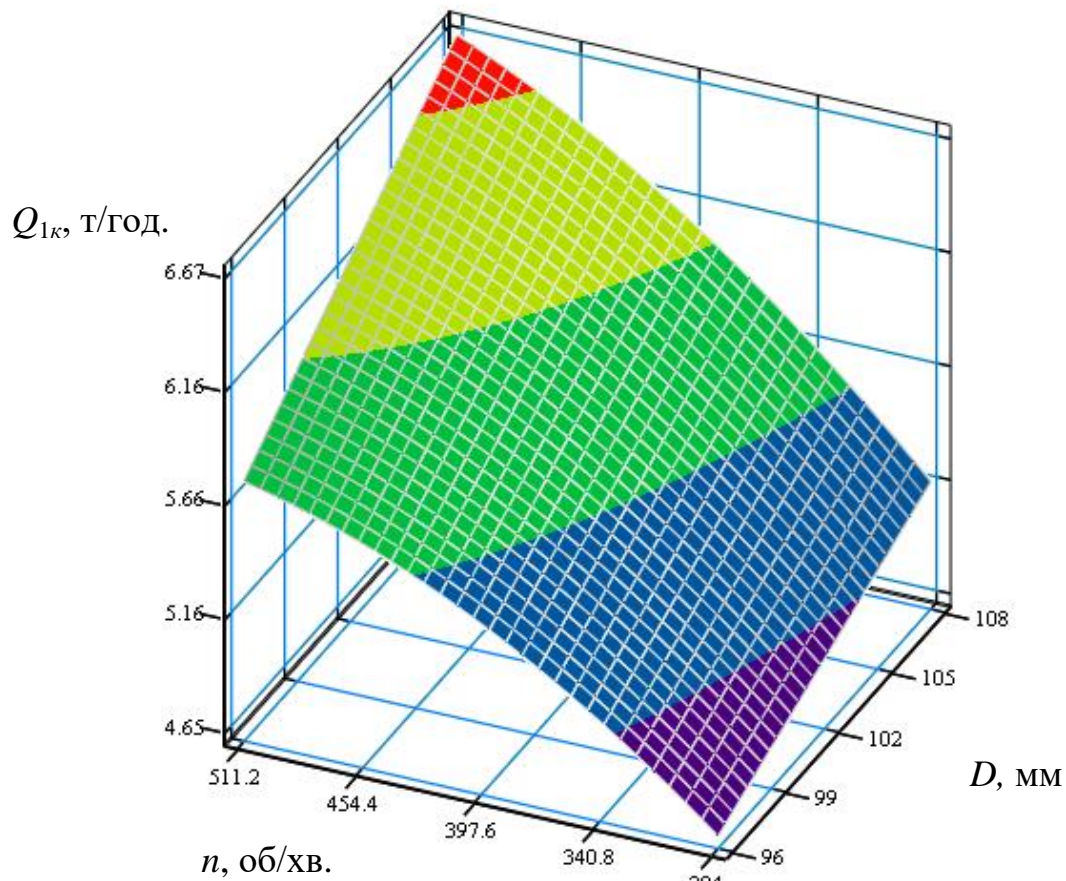
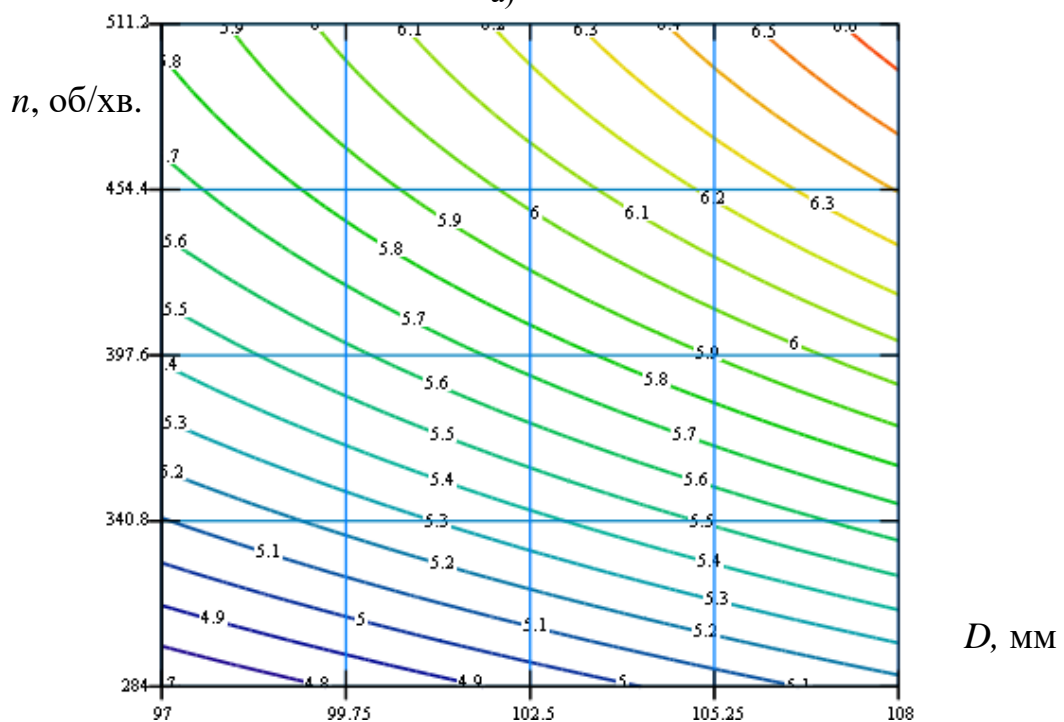


Рис. 4.1. Залежність продуктивності переміщення зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з еластичною суцільною камероподібною частиною від частоти обертання робочого органу n при транспортуванні ячменю при $\alpha_1=0$ град.: 1) $D=96$ мм; 2) $D=102$ мм; 3) $D=108$ мм

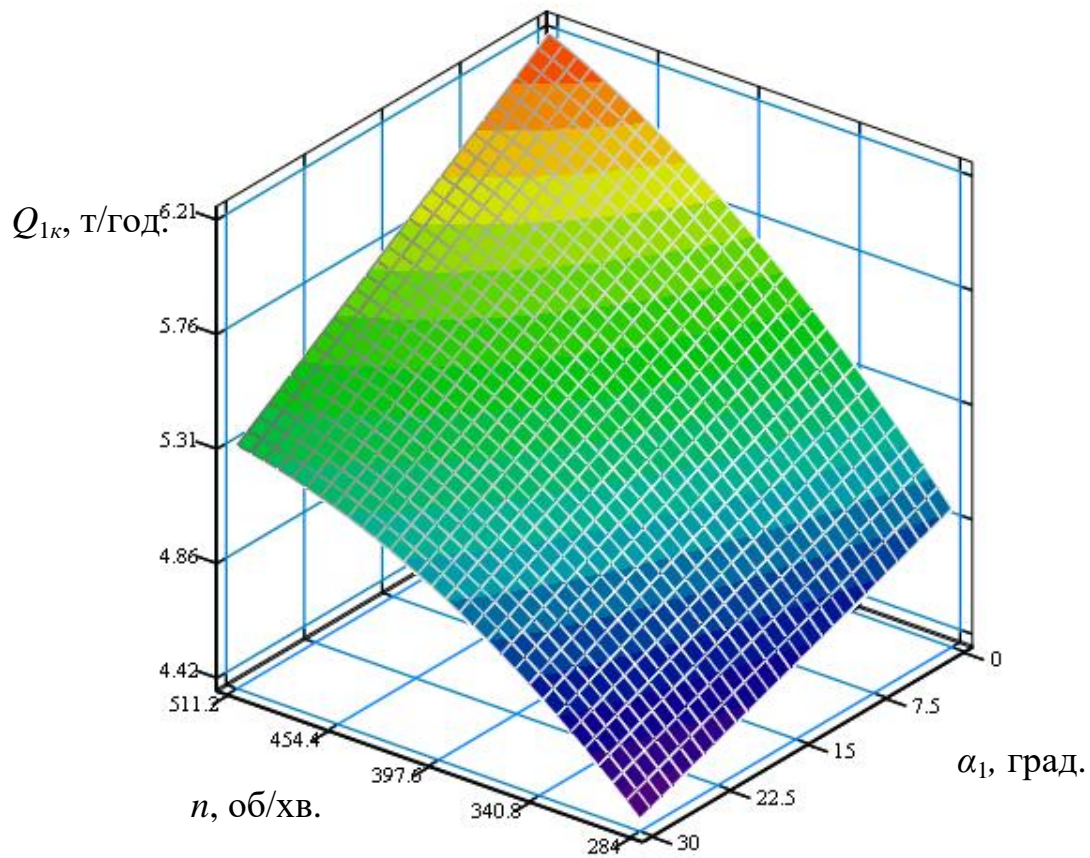


а)

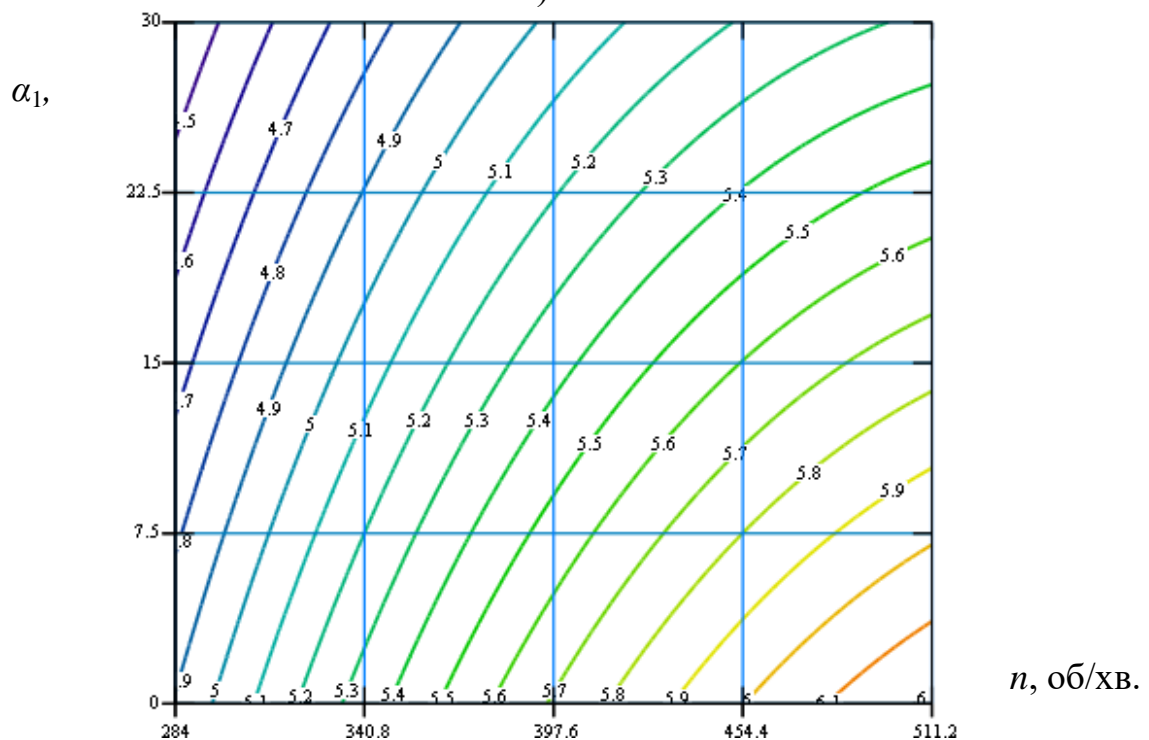


б)

Рис. 4.2. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення насінневого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з еластичною суцільною камероподібною частиною при транспортуванні кукурудзи від частоти обертання гвинтового робочого органу n та діаметра кожуха D ($\alpha_1=0$ град.)

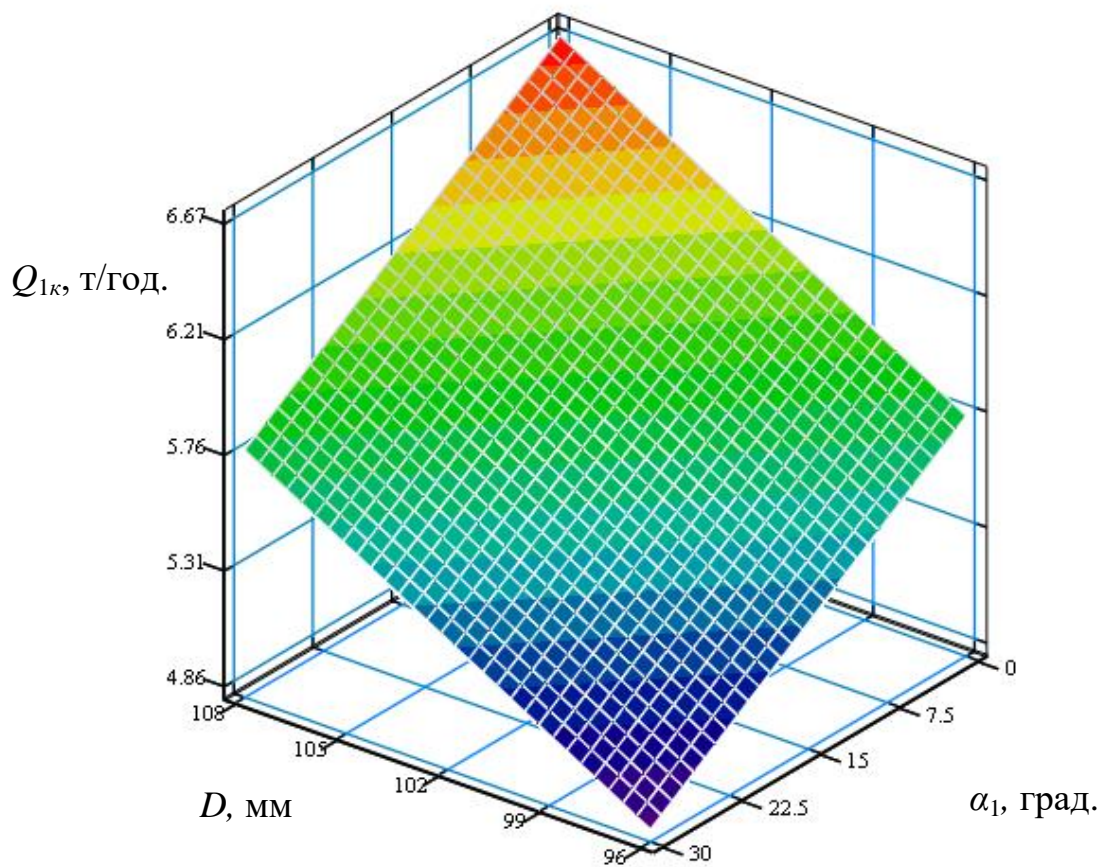


а)

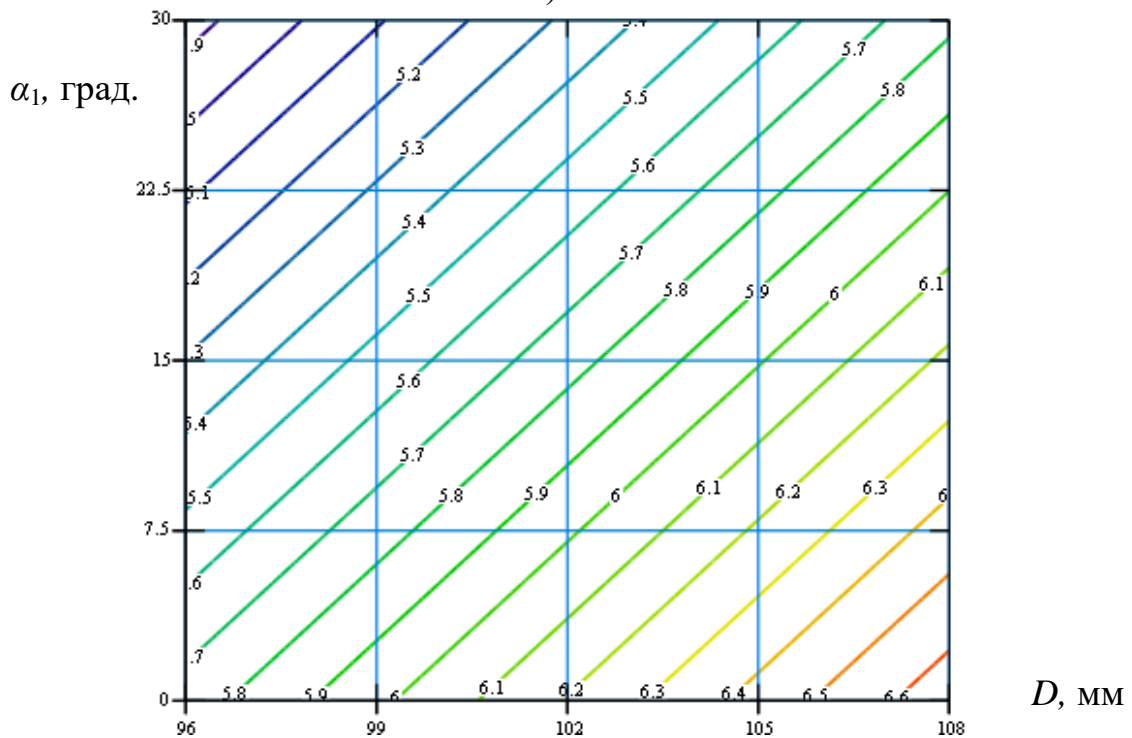


б)

Рис. 4.3. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення насінневого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з еластичною суцільною камероподібною частиною при транспортуванні кукурудзи від частоти обертання гвинтового робочого органу n та кута нахилу конвеєра α_1 ($D=102\text{мм}$)



а)



б)

Рис. 4.4. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення насіннєвого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з еластичною суцільною камероподібною частиною при транспортуванні кукурудзи від діаметра кожуха D та кута нахилу конвеєра α_1 ($n=511,2$ об/хв.)

Аналіз рівнянь регресії (4.1), (4.2) вказує на те, що основним фактором, який впливає на зміну продуктивності переміщення насінневого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з еластичною суцільною камероподібною частиною, є фактор $x_1(n)$. При цьому фактори x_2 та x_3 (D та α_1) мають приблизно однаковий вплив, зростання першого із них призводить до підвищення продуктивності, а зростання другого – до зменшення продуктивності.

З рисунків 4.1 - 4.4 та рівнянь регресії (4.3), (4.4) можна зробити висновки, що при збільшенні діаметра кожуха, частоти обертання гвинтового робочого органа з еластичною суцільною камероподібною частиною та зменшенні кута нахилу гвинтового конвеєра продуктивність транспортування насінневого зернового матеріалу зростає. Максимальна досягнена продуктивність під час транспортування ячменю складала 6,37 т/год., а мінімальна – 3,98 т/год. Максимальна досягнена продуктивність під час транспортування кукурудзи складала 6,67 т/год., а мінімальна – 4,18 т/год. Збільшення частоти обертання гвинтового робочого органа n від 284 об/хв. до 511,2 об/хв. призводить до зростання продуктивності в 1,29 рази. При цьому збільшення діаметра кожуха від 96 мм до 108 мм забезпечує зростання продуктивності в 1,11 рази, а зміна кута нахилу конвеєра від 0 град. до 30 град. призводить до спадання продуктивності в 1,12 рази.

Загальний вигляд рівнянь регресії продуктивності переміщення насінневого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з периферійною еластичною щіткоподібною частиною, залежно від зміни частоти обертання гвинтового робочого органу n , внутрішнього діаметра кожуха D , та кута нахилу конвеєра α_1 , тобто $Q_{2(x_1, x_2, x_3)} = f(n, D, \alpha_1)$, за результатами проведених повних факторних експериментів 3^3 у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування ячменю:

$$Q_{2я(x_1, x_2, x_3)} = 6,097 + 0,557x_1 + 0,502x_2 - 0,495x_3 - \\ -0,812x_1^2 + 0,015x_2^2 - 0,247x_3^2; \quad (4.5)$$

- для транспортування кукурудзи:

$$Q_{2к(x_1, x_2, x_3)} = 5,959 + 0,649x_1 + 0,501x_2 - 0,391x_3 + 0,143x_1x_2 - \\ -0,529x_1^2 + 7,62 \cdot 10^{-4}x_2^2 - 0,195x_3^2. \quad (4.6)$$

Коефіцієнти b_{12} , b_{13} , b_{23} рівняння регресії (4.5) та коефіцієнти b_{13} , b_{23} , b_{22} рівняння регресії (4.6) є незначущими відповідно до формул (3.19) та (3.20).

Таблиця 4.2

Коефіцієнти рівнянь регресії при дослідженні продуктивності переміщення насінневого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з периферійною еластичною щіткоподібною частиною

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
ячмінь	6,097	0,557	0,502	-0,495	0	0	0	-0,812	0,015	-0,247
кукурудза	5,959	0,649	0,501	-0,391	0,143	0	0	-0,529	$7,62 \cdot 10^{-4}$	-0,195

Рівняння регресії (4.5) та (4.6) у натуральних величинах мають такі вигляди:

- для транспортування ячменю:

$$Q_{2я(n, D, \alpha)} = -9,75 + 0,0549n - 1,33 \cdot 10^{-3}D - 6,66 \cdot 10^{-5}\alpha_1 - 6,29 \cdot 10^{-5}n^2 + \\ + 4,17 \cdot 10^{-4}D^2 - 1,097 \cdot 10^{-3}\alpha_1^2; \quad (4.7)$$

- для транспортування кукурудзи:

$$Q_{2к(n, D, \alpha)} = -2,6 + 0,0169n + 8,33 \cdot 10^{-5}D - 6,66 \cdot 10^{-5}\alpha_1 + 2,098 \cdot 10^{-4}nD - \\ - 4,099 \cdot 10^{-5}n^2 - 8,66 \cdot 10^{-4}\alpha_1^2. \quad (4.8)$$

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та

виведених рівнянь регресії (4.7) та (4.8) за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності продуктивності переміщення насіннєвого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з периферійною еластичною щіткоподібною частиною, що представлено на рис. 4.5 - 4.8.

Аналіз рівнянь регресії (4.5) і (4.6) вказує на те, що основним фактором, який впливає на зміну продуктивності транспортування гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з периферійною еластичною щіткоподібною частиною, є фактор $x_1(n)$. Менший вплив має фактор $x_2(D)$ і найменший - фактор $x_3(\alpha_1)$, зростання перших двох факторів призводить до підвищення продуктивності, а зростання третього – до зменшення продуктивності.

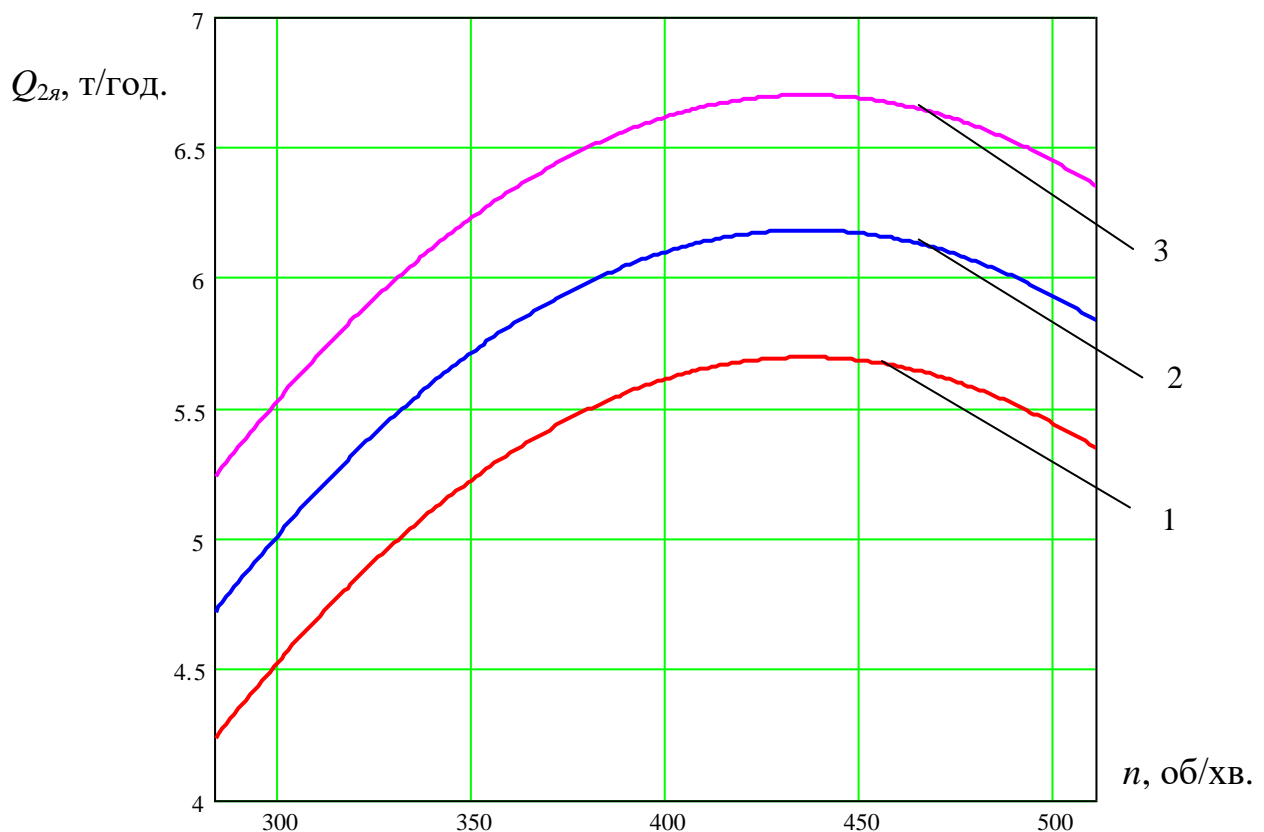
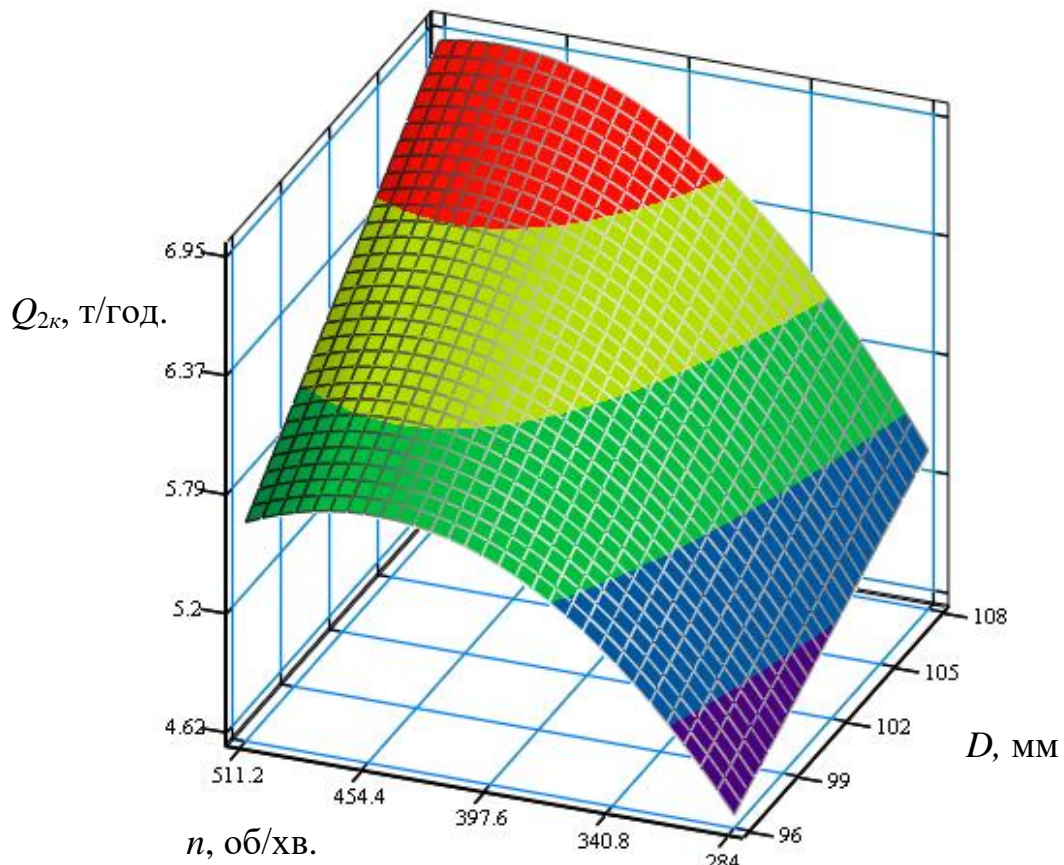
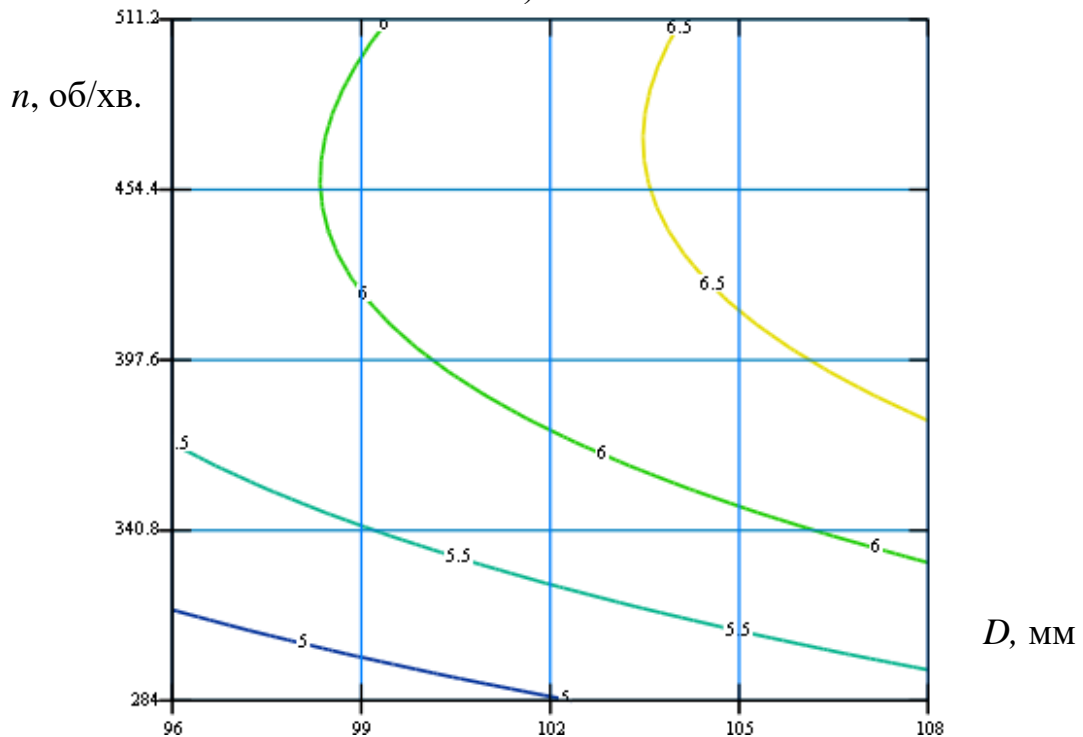


Рис. 4.5. Залежність продуктивності переміщення зернового матеріалу гвинтовим робочим органом з периферійною еластичною щіткоподібною частиною від частоти обертання робочого органу n при транспортуванні ячменю, $\alpha_1=0$ град: 1) $D=96$ мм; 2) $D=102$ мм; 3) $D=108$ мм

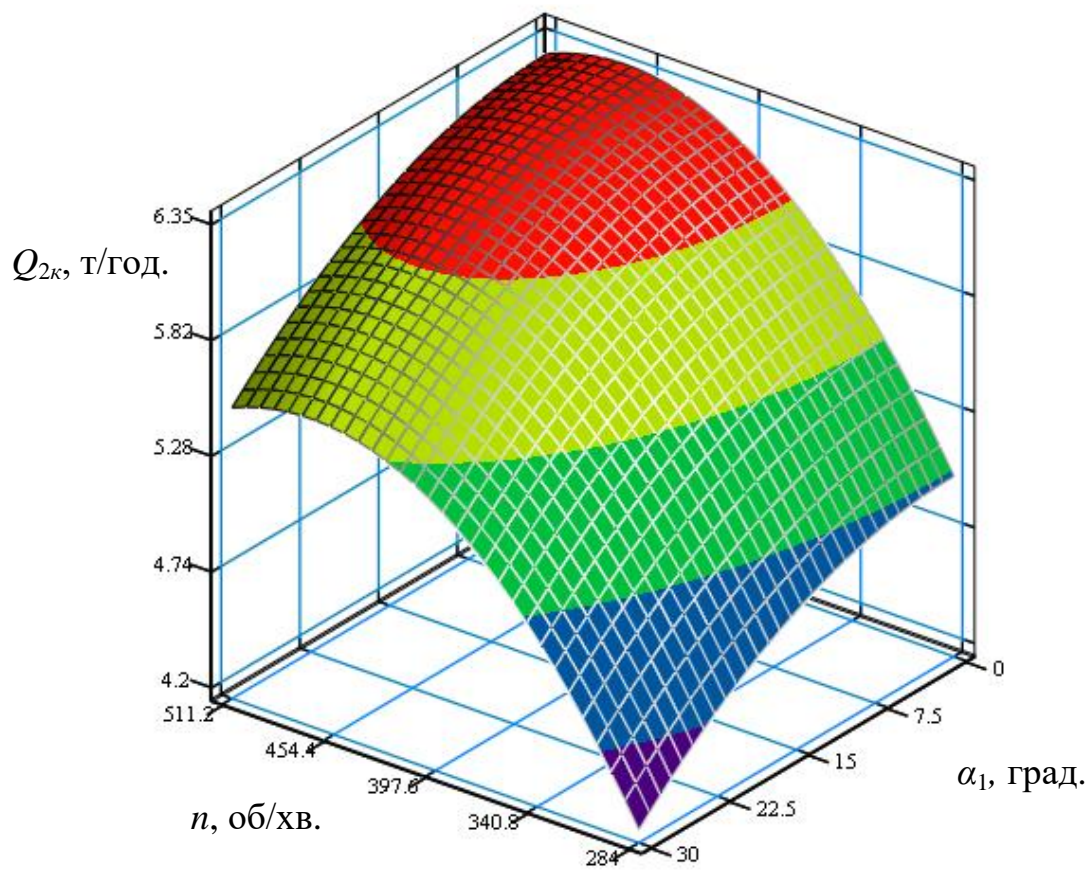


а)

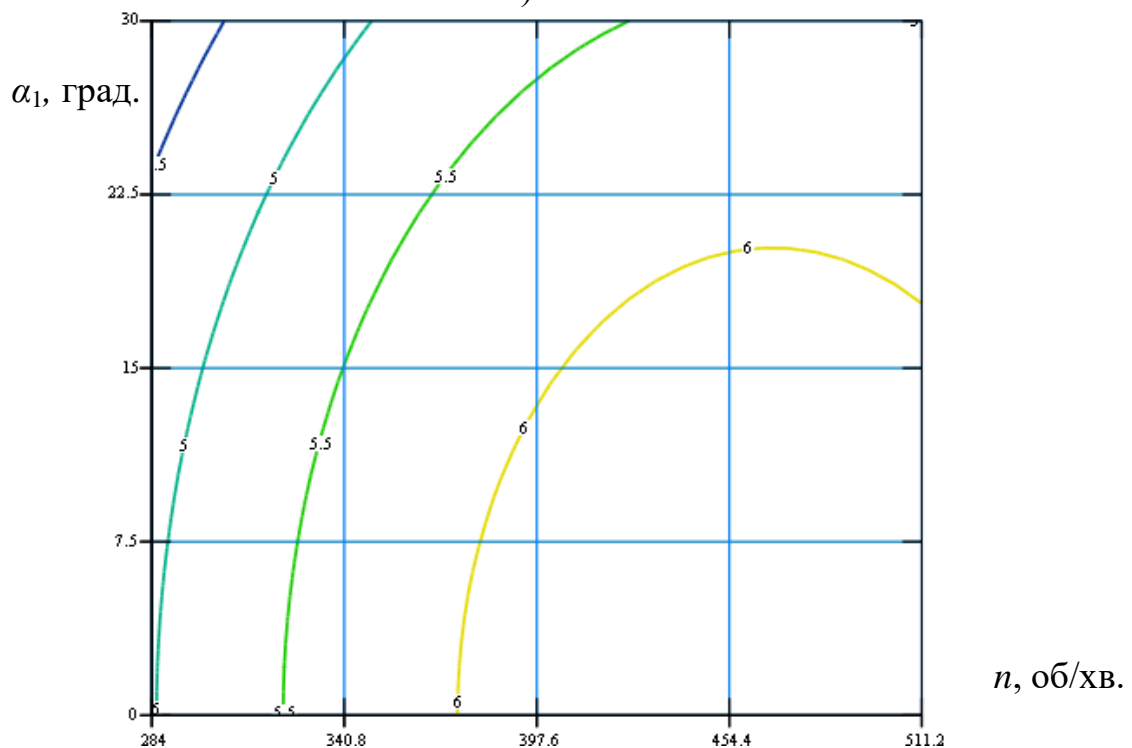


б)

Рис. 4.6. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення насіннєвого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з периферійною еластичною щіткоподібною частиною при транспортуванні кукурудзи від частоти обертання гвинтового робочого органу n та діаметра кожуха D ($\alpha_1=0$ град.)

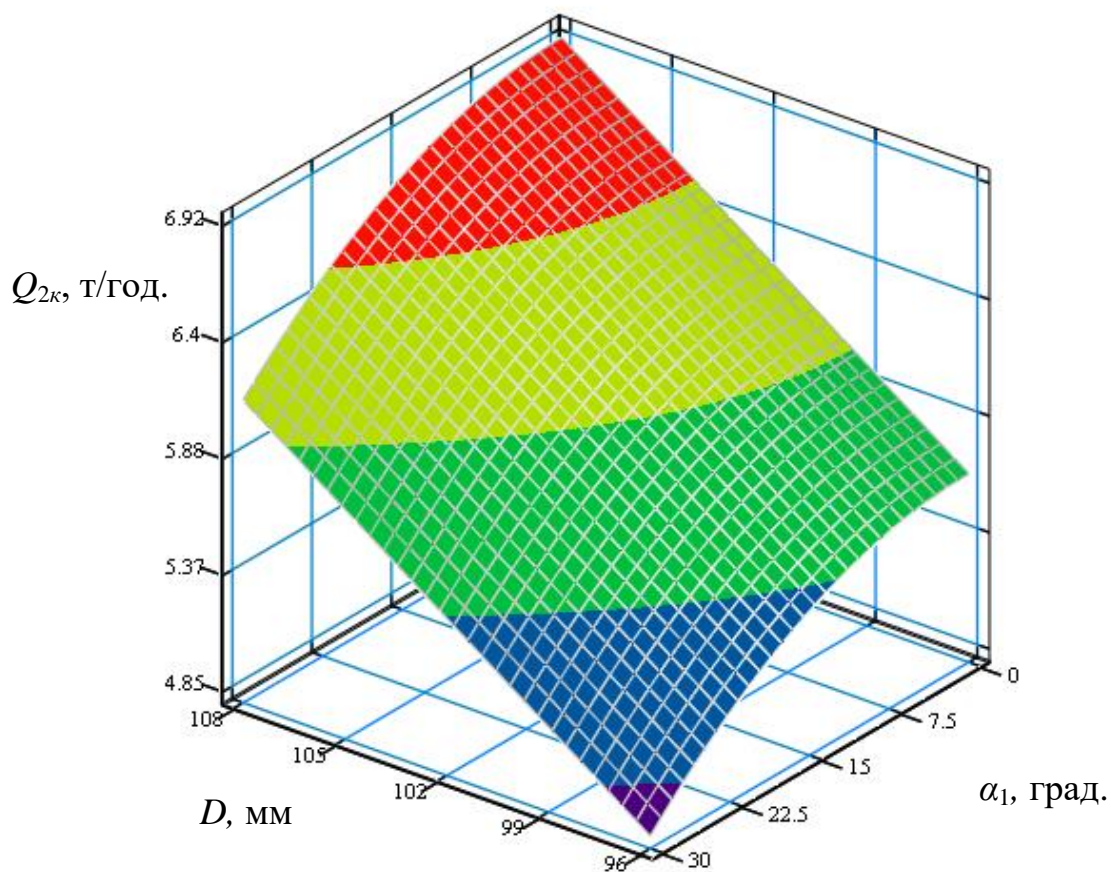


а)

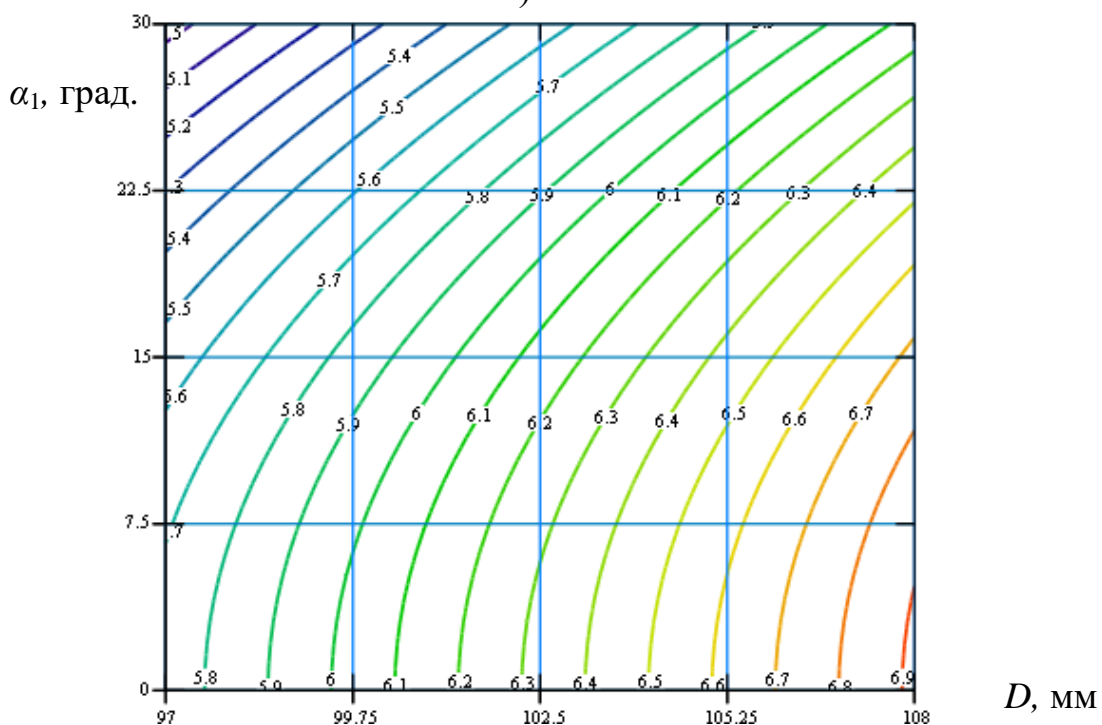


б)

Рис. 4.7. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення насіннєвого зернового матеріалу гвинтовим робочим органом з периферійною еластичною щіткоподібною частиною при транспортуванні кукурудзи від частоти обертання гвинтового робочого органу n та кута нахилу конвеєра α_1 ($D=102\text{мм}$)



а)



б)

Рис. 4.8. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення насіннєвого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з периферійною еластичною щіткоподібною частиною при транспортуванні кукурудзи від діаметра кожуха D та кута нахилу конвеєра α_1 ($n=511,2$ об/хв.)

З рисунків 4.5 - 4.8 та рівнянь регресії (4.7) і (4.8) можна зробити висновки, що при збільшенні діаметра кожуха, частоти обертання гвинтового робочого органа з периферійною еластичною щіткоподібною частиною та зменшенні кута нахилу гвинтового конвеєра продуктивність транспортування зернового матеріалу зростає. Максимальна досягнена продуктивність під час транспортування ячменю складала 6,61 т/год., а мінімальна – 3,49 т/год. Максимальна досягнена продуктивність під час транспортування кукурудзи складала 6,92 т/год., а мінімальна – 3,84 т/год. Збільшення частоти обертання гвинтового робочого органа n від 284 об/хв. до оптимальної частоти обертання призводить до зростання продуктивності в 1,25 рази для ячменю та в 1,22 рази для кукурудзи. Оптимальною частою обертання гвинтового робочого органу при транспортуванні ячменю є величина від 430 до 440 об/хв., а для транспортування кукурудзи – від 450 до 480 об/хв. Вказані проміжки оптимальних частот обертання залежать від діаметра кожуха та кута нахилу конвеєра. Підвищення частоти обертання гвинтового робочого органу понад вказані межі призводить до зменшення продуктивності транспортування, що можна пояснити зменшенням коефіцієнта завантаження гвинтового конвеєра під дією відцентрових сил при подачі матеріалу із бункера на гвинтовий робочий орган. При цьому збільшення діаметра кожуха від 96 мм до 108 мм забезпечує зростання продуктивності в 1,22 рази для ячменю та в 1,16 рази для кукурудзи, а зміна кута нахилу конвеєра від 0 град. до 30 град. призводить до спадання продуктивності в 1,28 рази для ячменю та в 1,2 рази для кукурудзи.

Загальний вигляд рівнянь регресії продуктивності переміщення зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з щіткоподібною гвинтовою частиною залежно від зміни частоти обертання гвинтового робочого органу n , внутрішнього діаметра кожуха D та кута нахилу конвеєра α_1 , тобто $Q_{3(x_1, x_2, x_3)} = f(n, D, \alpha_1)$, за результатами проведених повних факторних експериментів 3^3 у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування ячменю:

$$Q_{3я(x_1, x_2, x_3)} = 3,455 + 0,328x_1 + 0,498x_2 - 0,474x_3 - \\ -0,245x_1^2 + 6,36 \cdot 10^{-4} x_2^2 - 0,139x_3^2; \quad (4.9)$$

- для транспортування кукурудзи:

$$Q_{3к(x_1, x_2, x_3)} = 4,464 + 0,394x_1 + 0,498x_2 - 0,455x_3 - 0,027x_1x_3 - \\ -0,296x_1^2 + 6,61 \cdot 10^{-4} x_2^2 - 0,292x_3^2. \quad (4.10)$$

Коефіцієнти b_{12} , b_{13} , b_{23} , b_{22} рівняння регресії (4.9) та коефіцієнти b_{12} , b_{23} , b_{22} рівняння регресії (4.10) є незначущими відповідно до формул (3.19) та (3.20). Рівняння регресії (4.9) та (4.10) у натуральних величинах мають такі вигляди:

- для транспортування ячменю:

$$Q_{3я(n, D, \alpha)} = -8,825 + 0,018n + 0,083D - 0,013\alpha - 1,9 \cdot 10^{-5} n^2 - 6,2 \cdot 10^{-4} \alpha^2; \quad (4.11)$$

- для транспортування кукурудзи:

$$Q_{3к(n, D, \alpha)} = -8,938 + 0,0219n + 0,083D + 0,0149\alpha - 1,58 \cdot 10^{-5} n\alpha - \\ -2,29 \cdot 10^{-5} n^2 - 1,297 \cdot 10^{-3} \alpha^2. \quad (4.12)$$

Таблиця 4.3

Коефіцієнти рівнянь регресії при дослідженні продуктивності переміщення насінневого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з щіткоподібною гвинтовою частиною

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
ячмінь	3,455	0,328	0,498	-0,474	0	0	0	-0,245	$6,36 \cdot 10^{-4}$	-0,139
кукурудза	4,464	0,394	0,498	-0,455	0	-0,027	0	-0,296	$6,61 \cdot 10^{-4}$	-0,292

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та виведених рівнянь регресії (4.11) і (4.12) за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності продуктивності переміщення насінневого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з щіткоподібною гвинтовою частиною, що представлено на рис. 4.9 - рис. 4.12.

Аналіз рівнянь регресії (4.9), (4.10) вказує на те, що основними факторами, які впливають на зміну продуктивності транспортування даним гвинтовим конвеєром, є фактори x_2 та x_3 (D та α_1), які мають приблизно однаковий вплив. Зростання першого із них призводить до підвищення продуктивності, а зростання другого – до зменшення продуктивності, при цьому фактор $x_1(n)$ має дещо менший вплив на підвищення продуктивності. Це пояснюється збільшеною довжиною волокон гвинтового робочого органу, їх значним прогинанням і нерівномірним заповненням простору гвинтової лінії при збільшенні частоти обертання робочого органу та кута нахилу конвеєра. З рис. 4.9 – рис. 4.12 та рівнянь регресії (4.11) і (4.12) можна зробити висновки, що при збільшенні діаметра кожуха, частоти обертання робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною та зменшенні кута нахилу гвинтового конвеєра продуктивність транспортування зернового матеріалу зростає.

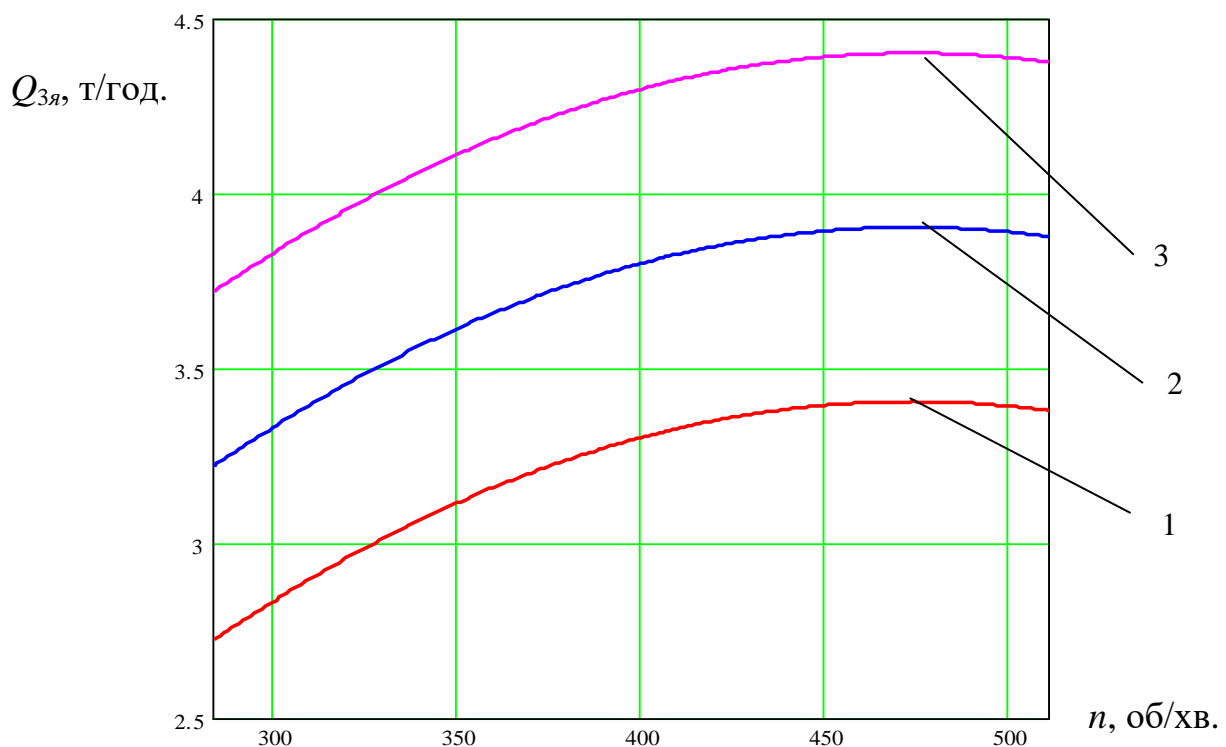
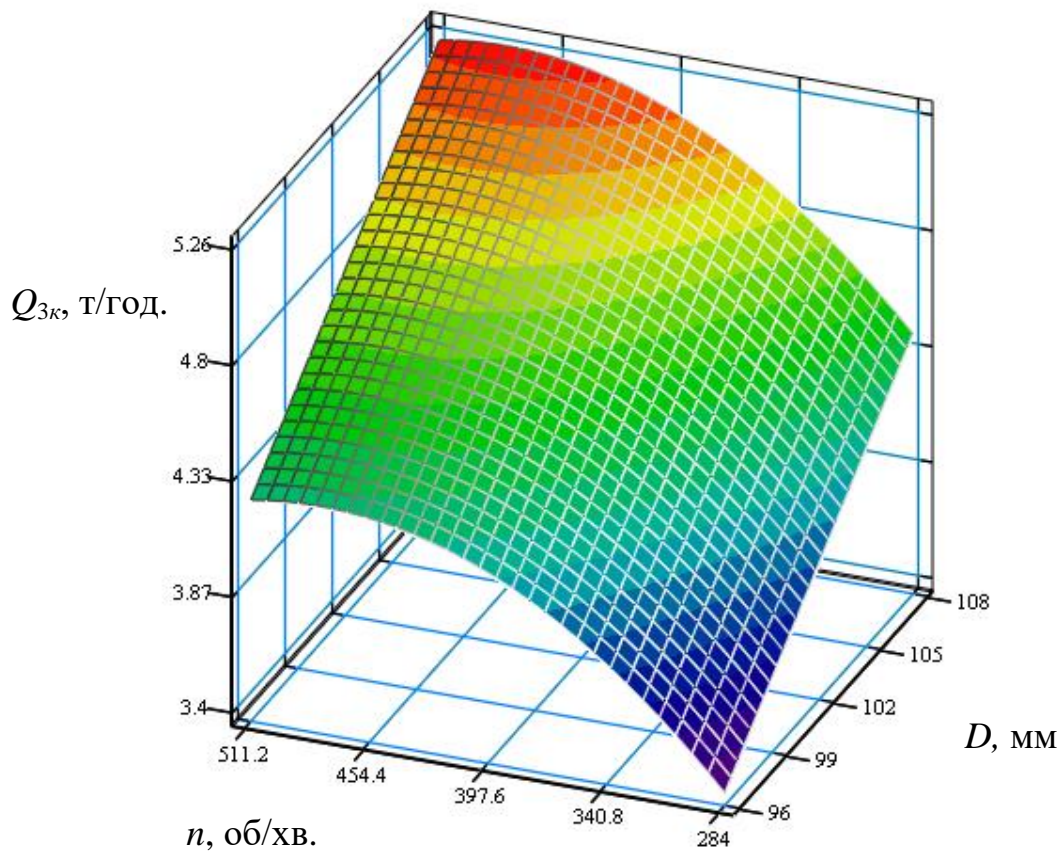
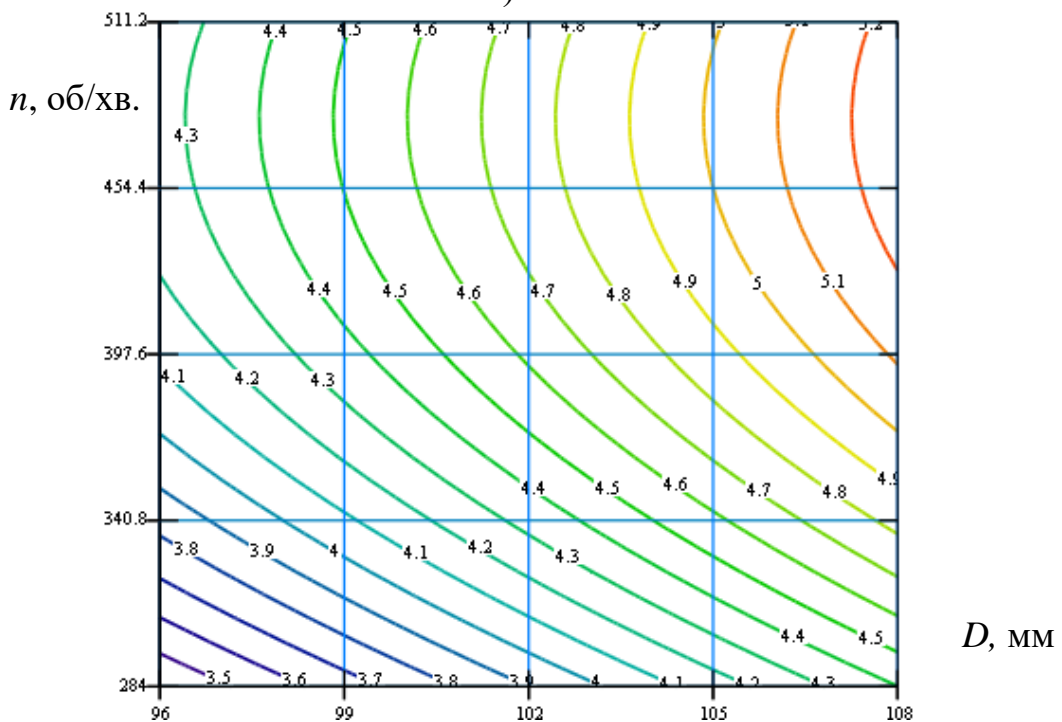


Рис. 4.9. Залежності продуктивності переміщення зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з щіткоподібною гвинтовою частиною від частоти обертання гвинтового робочого органу n при транспортуванні ячменю при $\alpha_1=0$ град: 1) $D=96$ мм; 2) $D=102$ мм; 3) $D=108$ мм

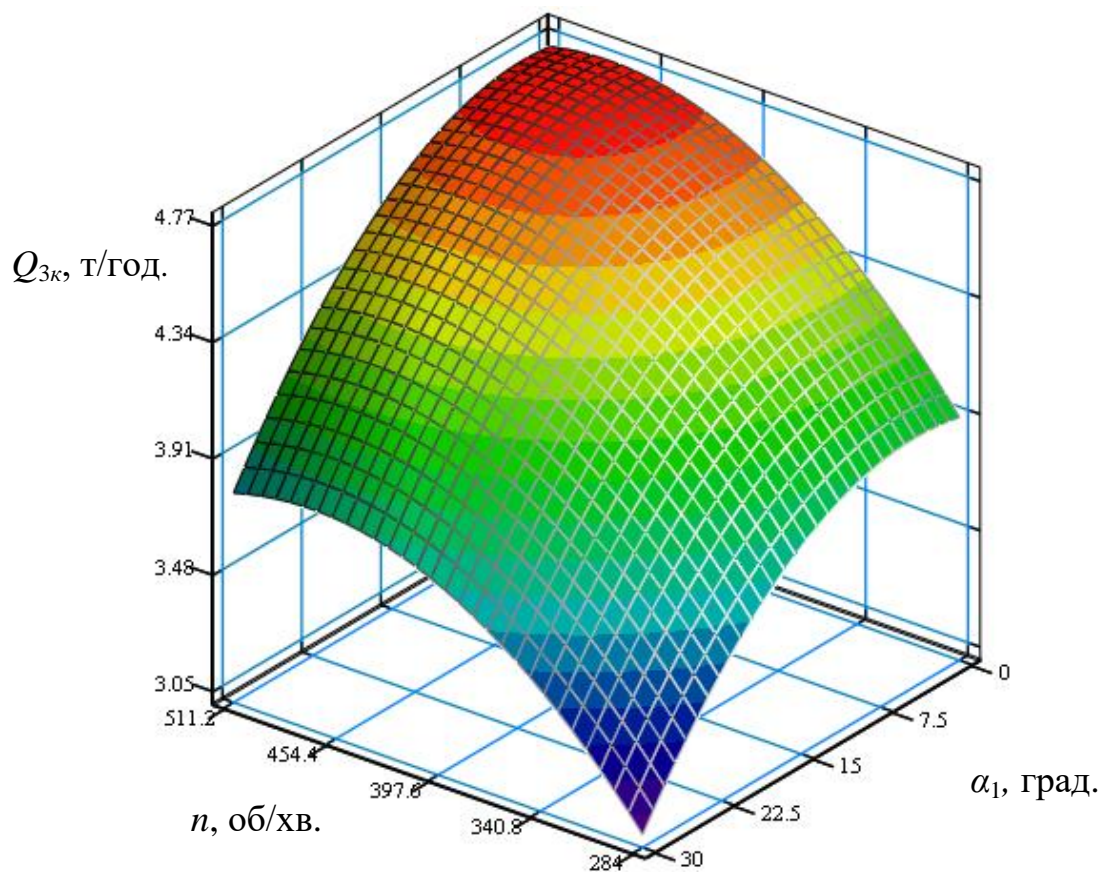


а)

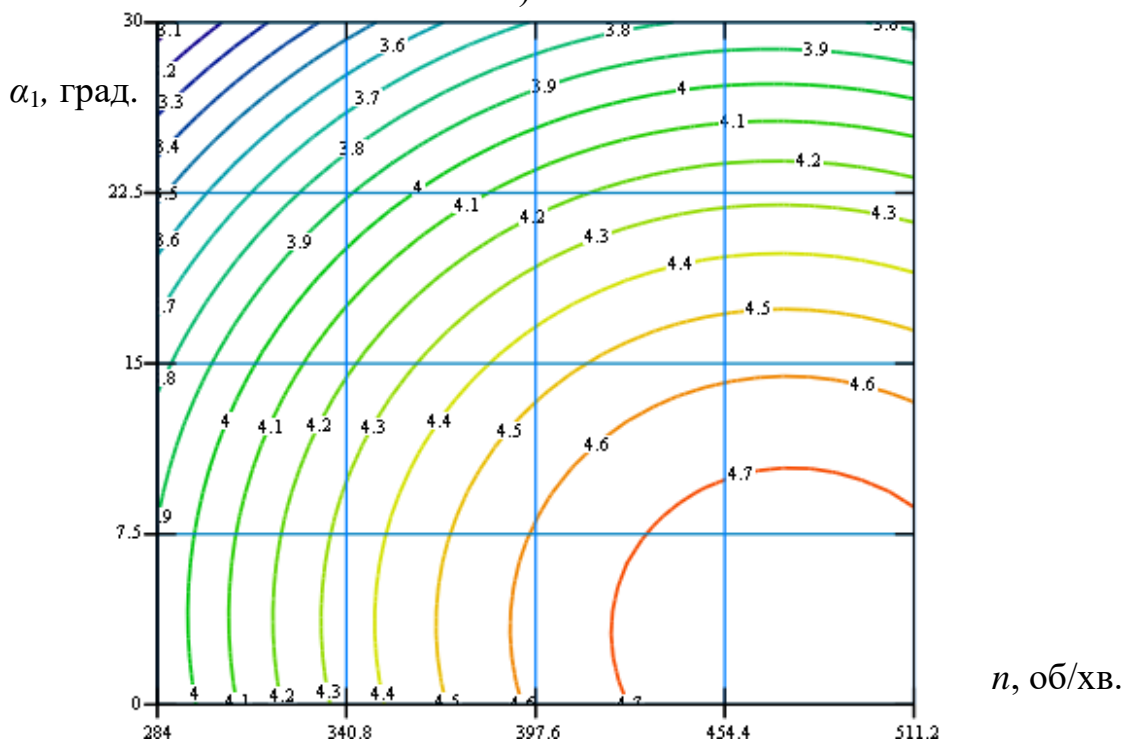


б)

Рис. 4.10. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення насінневого зернового матеріалу гвинтовим конвєсором із гвинтовим робочим органом з щіткоподібною гвинтовою частиною при транспортуванні кукурудзи від частоти обертання гвинтового робочого органу n та діаметра кожуха D ($\alpha_1=0$ град.)

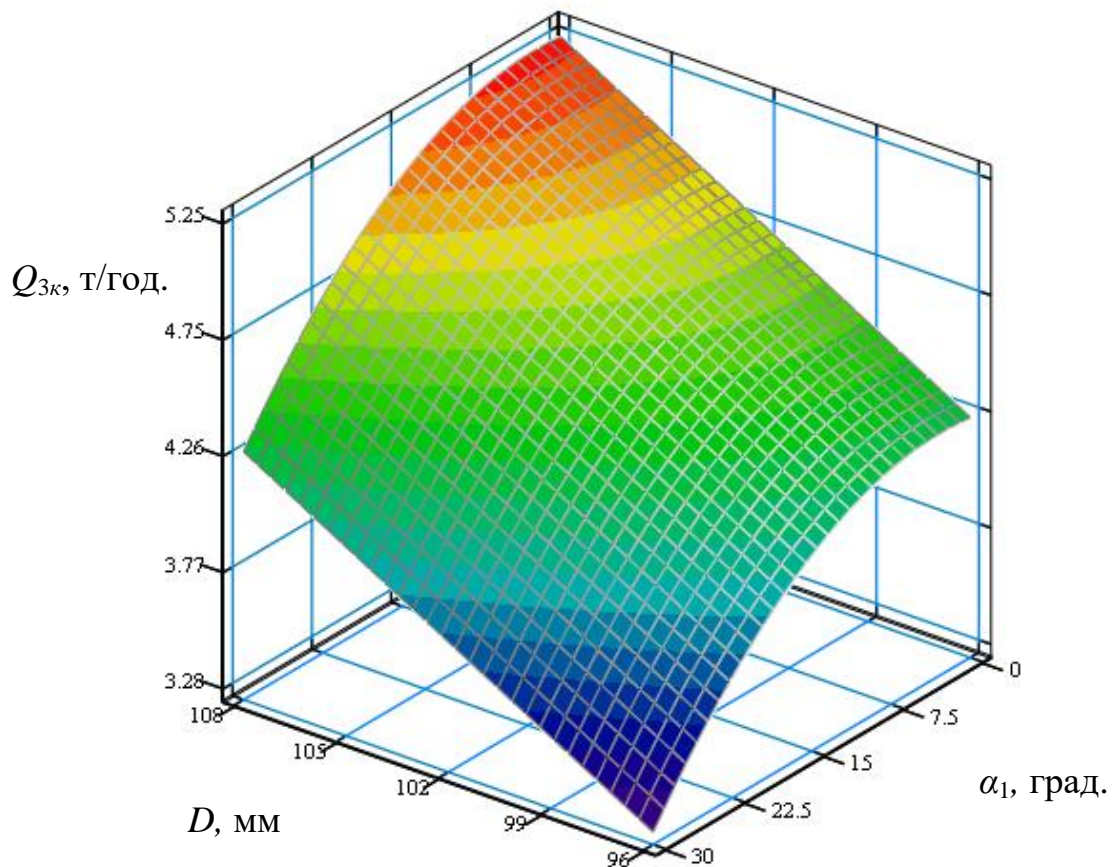


а)

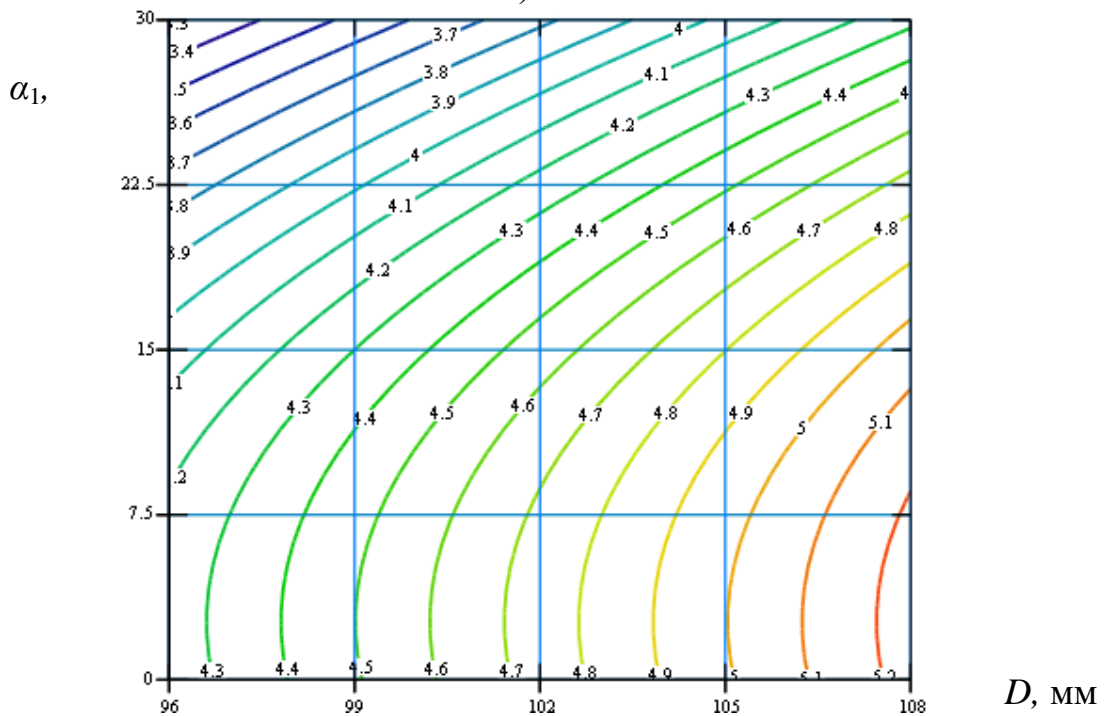


б)

Рис. 4.11. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення насіннєвого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з щіткоподібною гвинтовою частиною при транспортуванні кукурудзи від частоти обертання гвинтового робочого органу n та кута нахилу конвеєра α_1 ($D=102\text{мм}$)



а)



б)

Рис. 4.12. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності продуктивності переміщення насіннєвого зернового матеріалу гвинтовим конвеєром із гвинтовим робочим органом з щіткоподібною гвинтовою частиною при транспортуванні кукурудзи від діаметра кожуха D та кута нахилу конвеєра α_1 ($n=511,2$ об/хв.)

Максимальна досягнена продуктивність під час транспортування ячменю складала 4,37 т/год, а мінімальна – 1,77 т/год. Максимальна досягнена продуктивність під час транспортування кукурудзи складала 5,25 т/год, а мінімальна – 2,56 т/год. Збільшення частоти обертання гвинтового робочого органу n від 284 об/хв до оптимальної частоти обертання призводить до зростання продуктивності в 1,25 рази. Оптимальною частою обертання гвинтового робочого органу при транспортуванні ячменю та кукурудзи є величина від 470 до 480 об/хв. Вказані проміжки оптимальних частот обертання залежать від діаметра кожуха та кута нахилу конвеєра. Підвищення частоти обертання гвинтового робочого органу понад вказані межі призводить до зменшення продуктивності транспортування, що можна пояснити зменшенням коефіцієнта завантаження гвинтового конвеєра під дією відцентрових сил при подачі матеріалу із бункера на гвинтовий робочий орган та прогинанням волокон гвинтового робочого органу.

При цьому збільшення діаметра кожуха від 96 мм до 108 мм забезпечує зростання продуктивності в 1,36 рази для ячменю та в 1,29 рази для кукурудзи, а зміна кута нахилу конвеєра від 0 град. до 30 град. призводить до спадання продуктивності в 1,54 рази для ячменю та в 1,36 рази для кукурудзи.

Отримані рівняння регресії (4.1 - 4.12) можуть бути використані для прогнозування продуктивності Q гвинтових конвеєрів із гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями залежно від частоти обертання гвинтового робочого органу n , внутрішнього діаметра кожуха D , та кута нахилу конвеєра α для транспортування ячменю та кукурудзи у таких межах зміни факторів: $284 \leq n \leq 511,2$ (об/хв); $96 \leq D \leq 108$ (мм); $0 \leq \alpha_1 \leq 30$ (град).

Найбільша продуктивність при транспортуванні зернових матеріалів досягається при використанні гвинтових робочих органів з периферійною еластичною щіткоподібною частиною. Відтак можна констатувати, що при транспортуванні насінневого зернового матеріалу такі гвинтові робочі органи забезпечують значно вищу продуктивність порівняно з гвинтовими робочими органами з щіткоподібною гвинтовою частиною (в 1,51 рази). Також слід

відмітити, що продуктивність транспортування зернових матеріалів гвинтовими робочими органами з еластичними суцільними камероподібними частинами та з периферійною еластичною щіткоподібною частиною відрізняються тільки на 3,5%. Якщо порівнювати з відомими результатами [79] продуктивності переміщення зернового матеріалу жорстким шнеком, то продуктивність переміщення таких матеріалів гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями є нижчою.

4.2. Результати експериментальних досліджень ступеня пошкодження насінневого зернового матеріалу після транспортування гвинтовими конвеєрами із гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями

Використовуючи методику проведення експериментів, представлену в підрозділі 3.3, здійснено експериментальні дослідження із використанням спроектованої та виготовленої установки гвинтового конвеєра (рис. 3.1 і рис. 3.2) із різними діаметрами кожухів та трьома змінними гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями (рис. 3.4): суцільною камероподібною частиною, з периферійною еластичною щіткоподібною частиною, з щіткоподібною гвинтовою частиною, під час яких визначали залежність ступеня пошкодження зерна кукурудзи після транспортування залежно від частоти обертання гвинтового робочого органу n , внутрішнього діаметра кожуха D , та кута нахилу конвеєра α_1 .

Результати експериментів з визначення ступеня пошкодження насінневого зерна кукурудзи після транспортування визначались за формулою (3.23) і записувались у план-матрицю із зміною трьох факторів ($k=3$) повного факторного експерименту 3^3 для статистичної обробки з виведенням моделі, які описуються рівнянням (3.10) регресії другого порядку, що враховують ефекти взаємодії із варіюванням кожного параметру мінімум на трьох рівнях.

Використовуючи формули (3.11) – (3.14) визначено коефіцієнти рівняння регресії (3.10) і представлено в таблиці 4.4.

Загальний вигляд рівнянь регресії ступеня пошкодження зерна кукурудзи після транспортування гвинтовими конвеєрами залежно від зміни частоти обертання гвинтового робочого органу n , внутрішнього діаметра кожуха D , та кута нахилу конвеєра α_1 , тобто $T_{i(x_1, x_2, x_3)} = f(n, D, \alpha_1)$ за результатами проведених повних факторних експериментів 3^3 у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування гвинтовими робочими органами з еластичними суцільними камероподібними частинами:

$$T_{1(x_1, x_2, x_3)} = 0,195 + 0,039x_1 - 0,0025x_2 + 0,021x_3 + \\ + 0,001x_1x_3 + 1,47 \cdot 10^{-4}x_1^2 + 1,47 \cdot 10^{-4}x_2^2 + 0,0016x_3^2; \quad (4.13)$$

- для транспортування гвинтовими робочими органами з периферійною еластичною щіткоподібною частиною:

$$T_{2(x_1, x_2, x_3)} = 0,185 + 0,037x_1 - 0,0025x_2 + 0,021x_3 + \\ + 7,5 \cdot 10^{-4}x_1x_3 + 8,12 \cdot 10^{-4}x_1^2 - 1,88 \cdot 10^{-4}x_2^2 + 0,0023x_3^2; \quad (4.14)$$

- для транспортування гвинтовими робочими органами з щіткоподібною гвинтовою частиною:

$$T_{3(x_1, x_2, x_3)} = 0,179 + 0,038x_1 - 0,0024x_2 + 0,021x_3 + \\ + 7,5 \cdot 10^{-4}x_1x_3 + 9,3 \cdot 10^{-4}x_1^2 - 6,99 \cdot 10^{-5}x_2^2 + 0,0024x_3^2, \quad (4.15)$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання гвинтового робочого органу; x_2 - кодоване значення діаметра кожуха; x_3 - кодоване значення кута нахилу конвеєра.

Коефіцієнти b_{12} , b_{23} , b_{11} , b_{22} рівняння регресії (4.13) та коефіцієнти b_{12} , b_{13} , b_{23} , b_{11} , b_{22} рівнянь регресії (4.14), (4.15) є незначущими відповідно до формул (3.19) та (3.20).

Таблиця 4.4

Коефіцієнти рівнянь регресії при дослідженні ступеня пошкодження зерна кукурудзи після транспортування гвинтовими конвеєрами із гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Камероподібний	0,195	0,039	-0,0025	0,021	0	0,001	0	$1,47 \cdot 10^{-4}$	$1,47 \cdot 10^{-4}$	0,0016
Периферійний щіткоподібний	0,185	0,037	-0,0025	0,021	0	$7,5 \cdot 10^{-4}$	0	$8,12 \cdot 10^{-4}$	$-1,88 \cdot 10^{-4}$	0,0023
Гвинтовий щіткоподібний	0,179	0,038	-0,0024	0,021	0	$7,5 \cdot 10^{-4}$	0	$9,3 \cdot 10^{-4}$	$-6,99 \cdot 10^{-5}$	0,0024

Рівняння регресії (4.13), (4.14) та (4.15) у натуральних величинах мають такі вигляди:

- для транспортування гвинтовими робочими органами з еластичними суцільними камероподібними частинами:

$$T_{1(n,D,\alpha)} = 0,0851 + 3,34 \cdot 10^{-4} n - 4,166 \cdot 10^{-4} D + 9,47 \cdot 10^{-4} \alpha_1 + 5,86 \cdot 10^{-7} n \alpha_1 + 7,32 \cdot 10^{-6} \alpha_1^2; \quad (4.16)$$

- для транспортування гвинтовими робочими органами з периферійною еластичною щіткоподібною частиною:

$$T_{2(n,D,\alpha)} = 0,0793 + 3,257 \cdot 10^{-4} n - 4,16 \cdot 10^{-4} D + 1,09 \cdot 10^{-3} \alpha_1 + 1,026 \cdot 10^{-5} \alpha_1^2; \quad (4.17)$$

- для транспортування гвинтовими робочими органами з щіткоподібною гвинтовою частиною:

$$T_{3(n,D,\alpha)} = 0,0682 + 3,345 \cdot 10^{-4} n - 4 \cdot 10^{-4} D + 1,07 \cdot 10^{-3} \alpha_1 + 1,08 \cdot 10^{-5} \alpha_1^2. \quad (4.18)$$

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та виведених рівнянь регресії (4.16), (4.17) та (4.18) за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності ступеня пошкодження зерна кукурудзи після транспортування гвинтовими конвеєрами із гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями, що представлено на рис. 4.13 – рис. 4.16.

Аналіз рівнянь регресії (4.16), (4.17) та (4.18) вказує на те, що основним фактором, який впливає на зміну ступеня пошкодження зерна кукурудзи при транспортуванні гвинтовим конвеєром із гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями трьох видів, є фактор $x_1(n)$. Менший вплив має фактор $x_3(\alpha_1)$ і найменший - фактор $x_2(D)$. Зростання першого і третього факторів призводить до підвищення ступеня пошкодження зерна кукурудзи, а зростання другого – до зменшення.

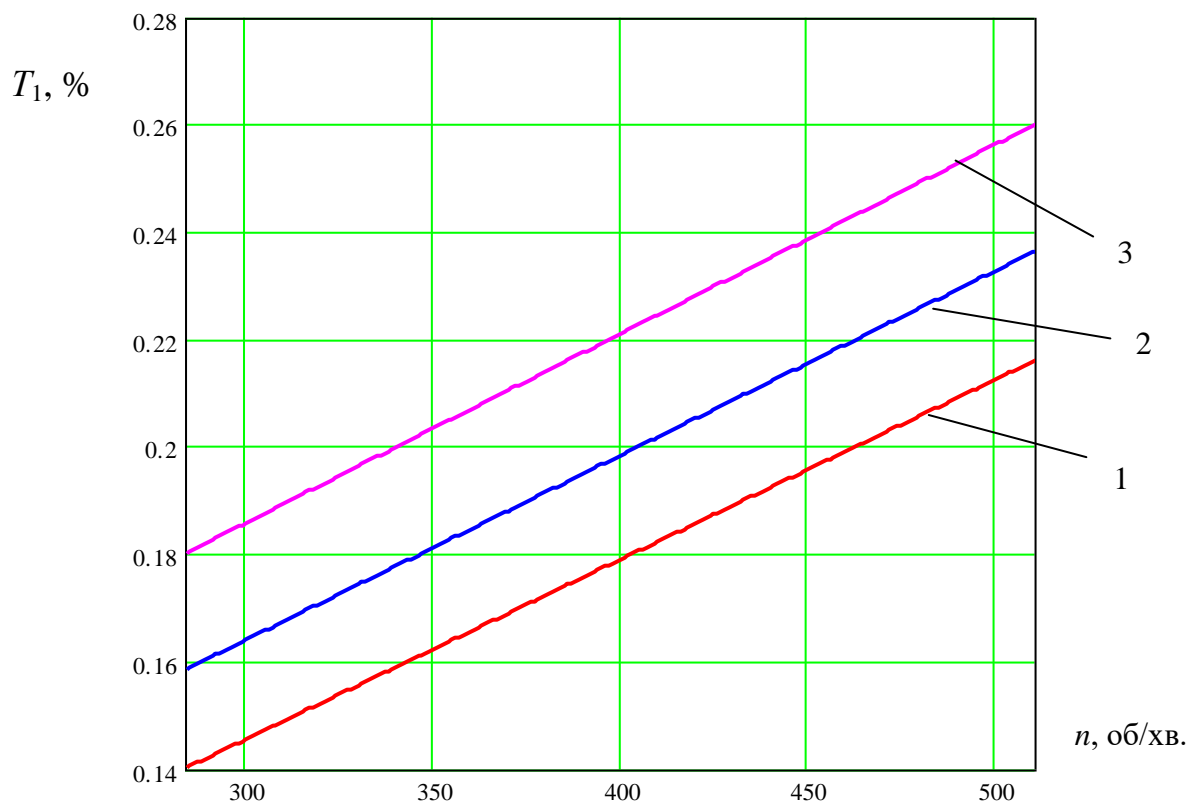
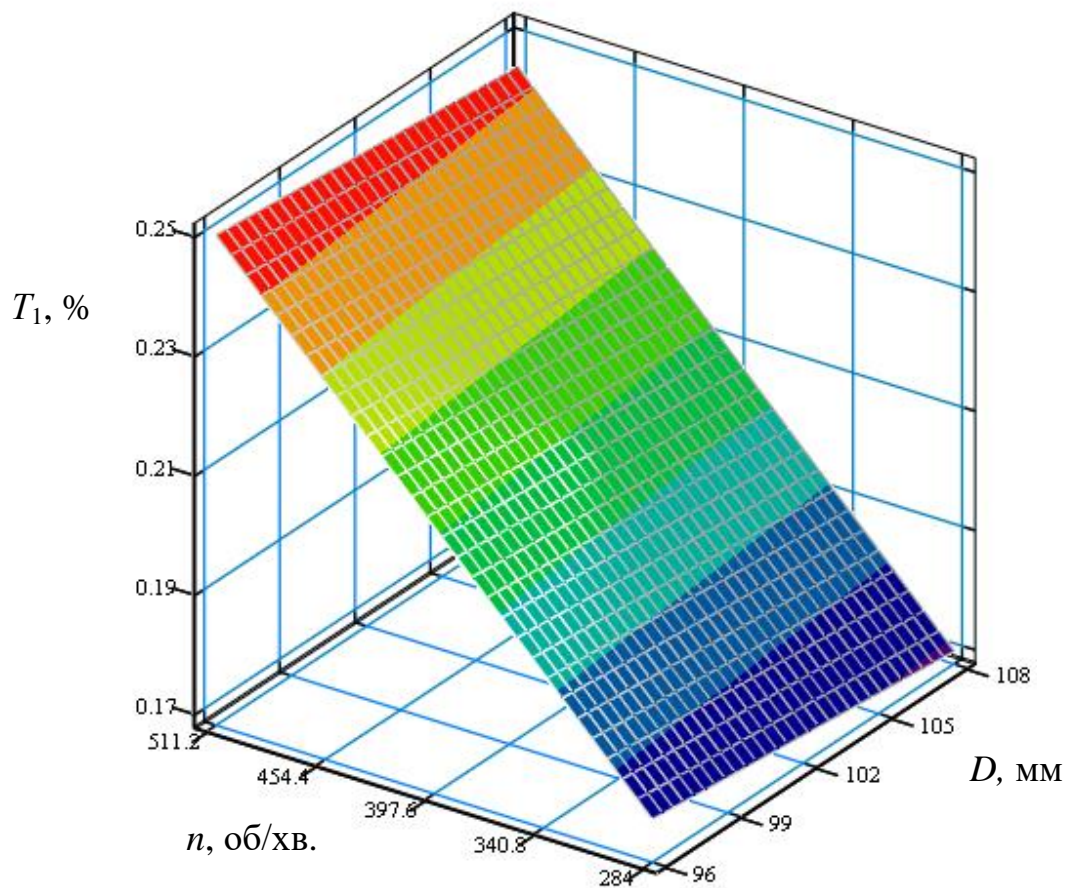
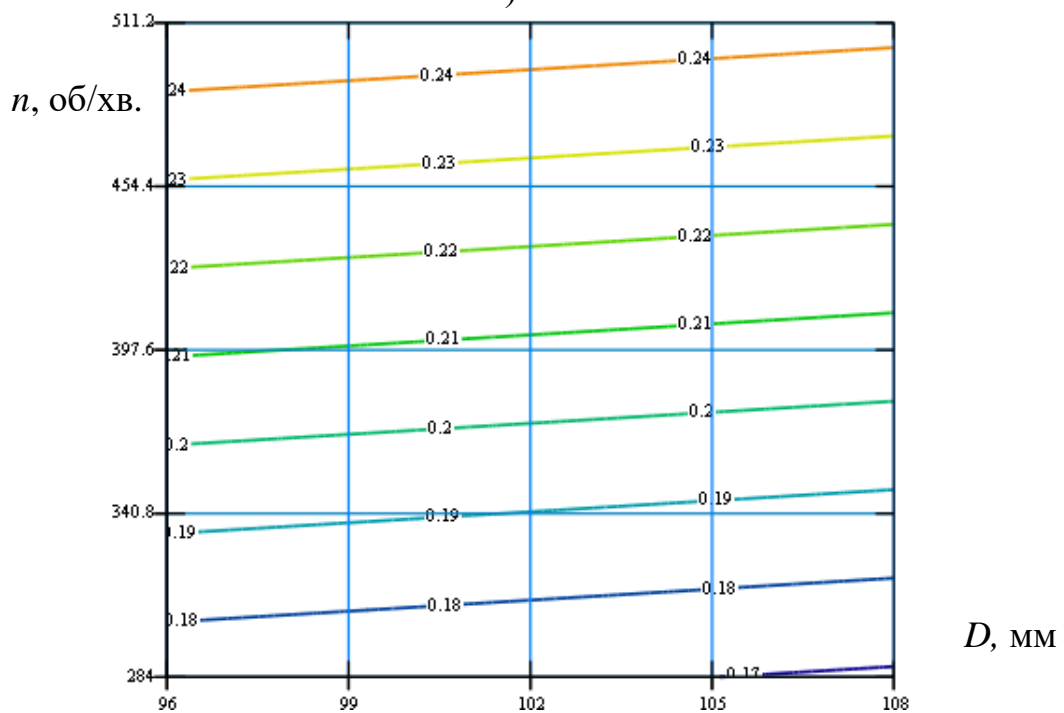


Рис. 4.13. Залежності ступеня пошкодження зерна кукурудзи при транспортуванні гвинтовим робочим органом з еластичною суцільною камероподібною частиною від частоти обертання гвинтового робочого органу n , $D=96$ мм: 1) $\alpha_1=0$ град; 2) $\alpha_1=15$ град; 3) $\alpha_1=30$ град

З рисунків 4.13 - 4.16 та рівнянь регресії (4.16), (4.17) та (4.18) можна зробити висновки, що при збільшенні частоти обертання трьох різних гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями, кута нахилу гвинтового конвеєра та зменшенні діаметра кожуха ступінь пошкодження зерна кукурудзи зростає.

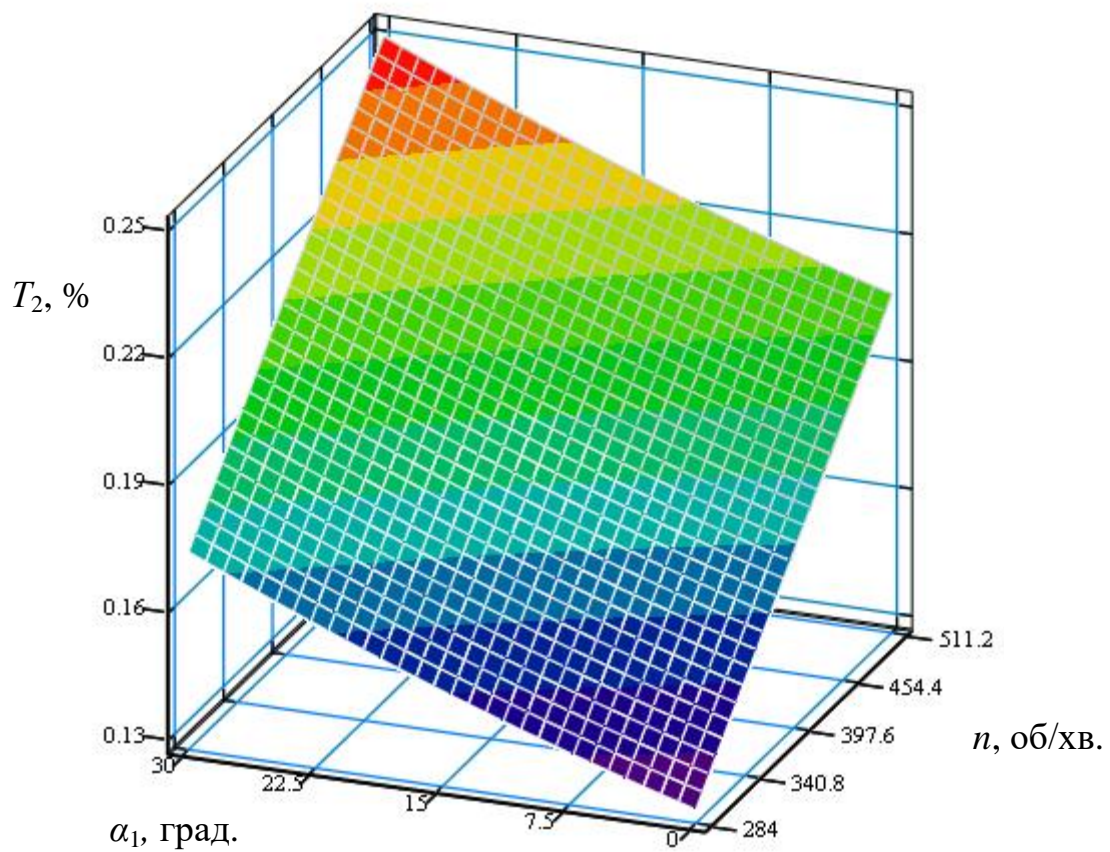


а)

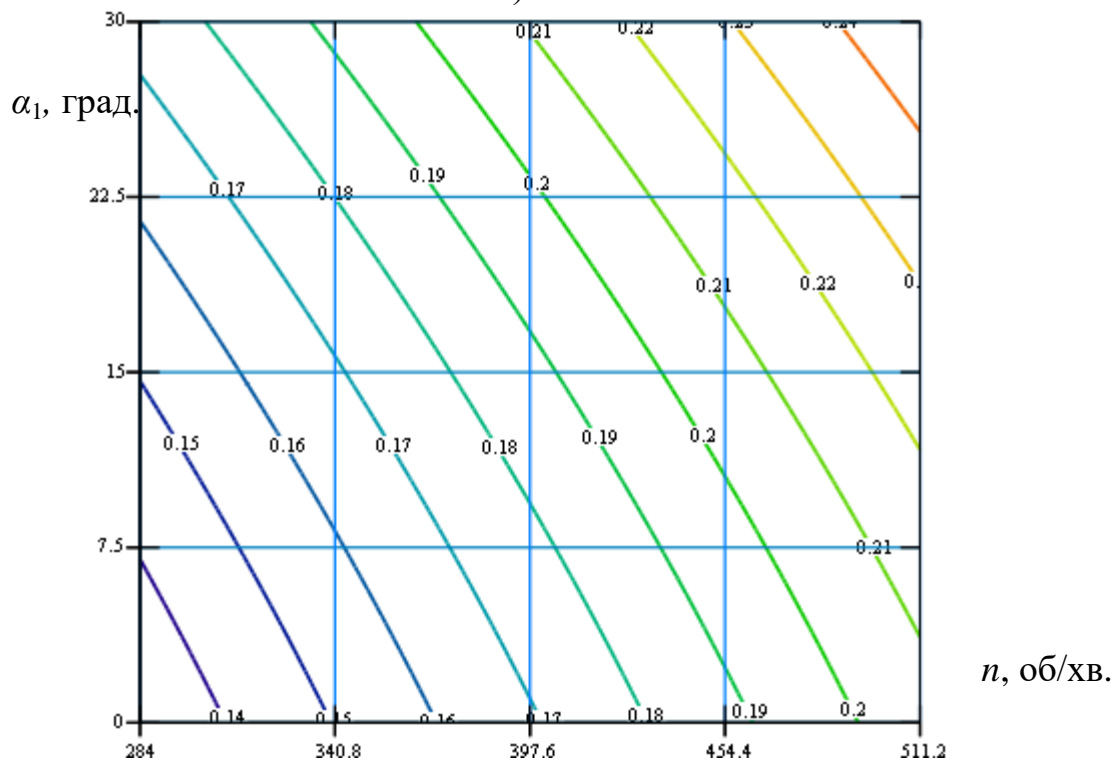


б)

Рис. 4.14. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності ступеня пошкодження зерна кукурудзи при транспортуванні гвинтовим робочим органом з еластичною суцільною камероподібною частиною від частоти обертання гвинтового робочого органу n та діаметра кожуха D ($\alpha_1=30$ град.)

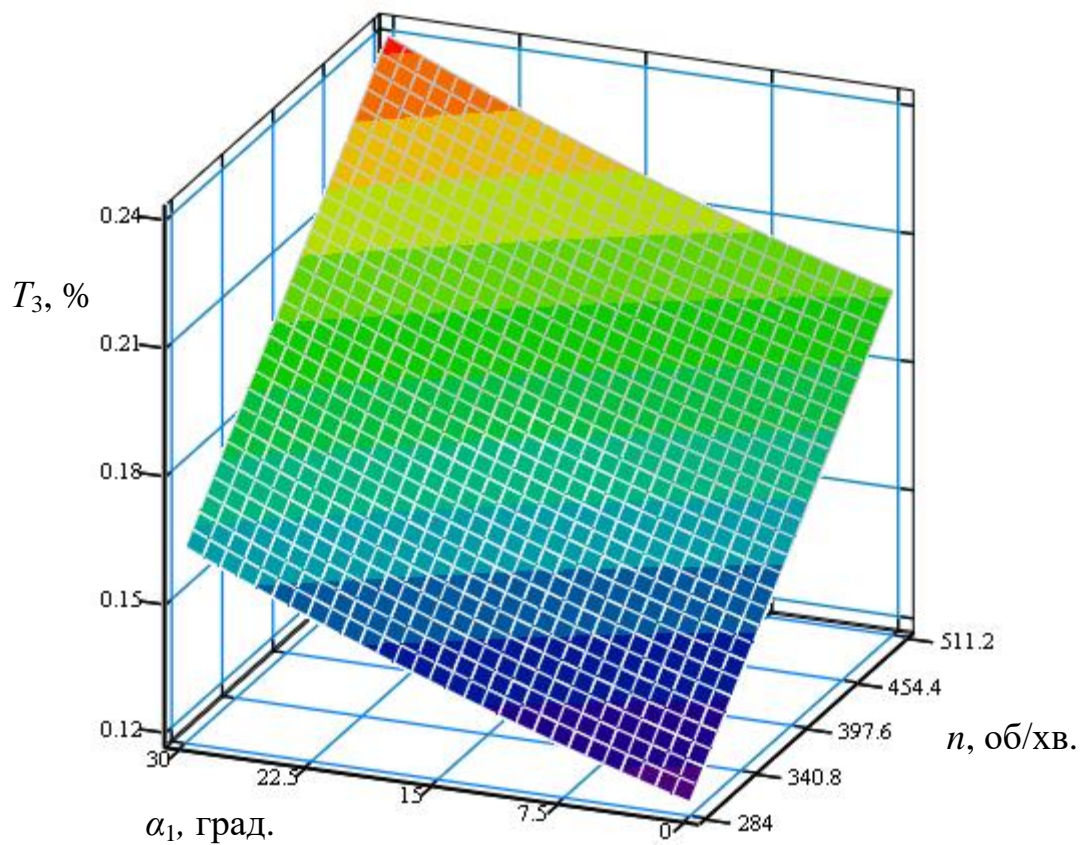


а)

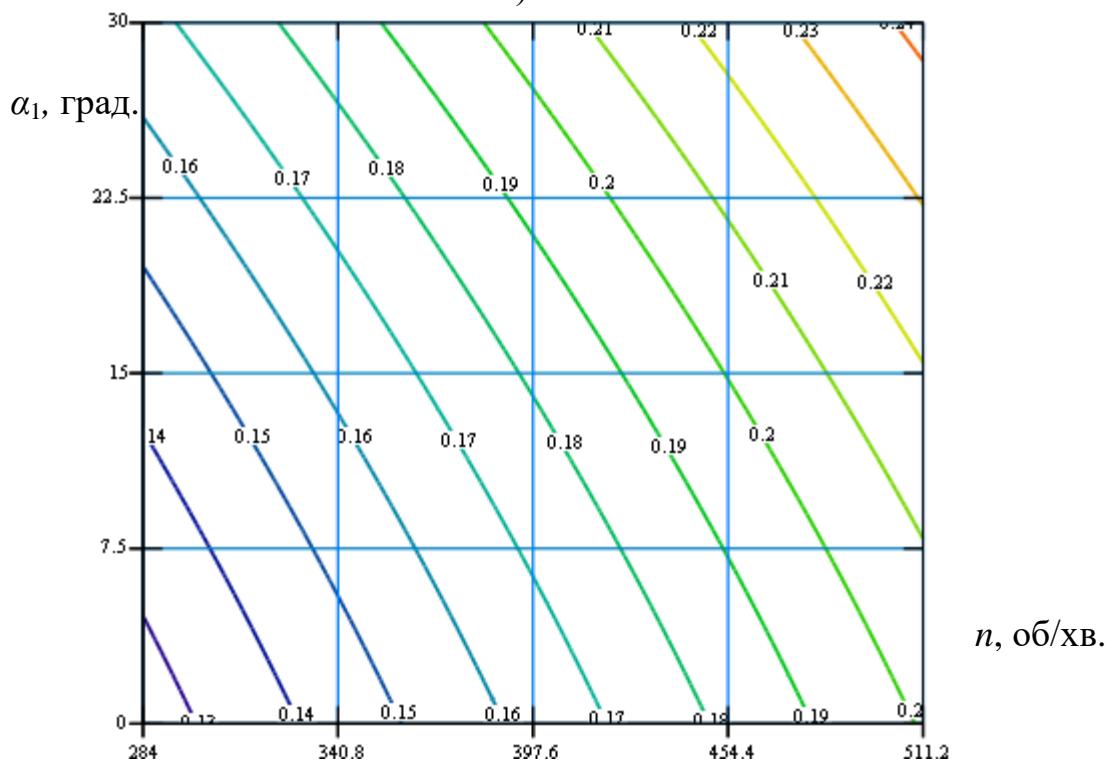


б)

Рис. 4.15. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності ступеня пошкодження зерна кукурудзи при транспортуванні гвинтовими робочими органами з периферійною еластичною щіткоподібною частиною від частоти обертання гвинтового робочого органу n та кута нахилу конвеєра α_1 ($D=96\text{мм}$)



а)



б)

Рис. 4.16. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності ступеня пошкодження зерна кукурудзи при транспортуванні гвинтовими робочими органами з щіткоподібною гвинтовою частиною від частоти обертання гвинтового робочого органу n та кута нахилу конвеєра α_1 ($D=96\text{мм}$)

Максимальна величина ступеня пошкодження зерна кукурудзи при транспортуванні гвинтовими робочими органами з еластичними суцільними камероподібними частинами складала 0,26%, а мінімальна – 0,14%; при транспортуванні гвинтовими робочими органами з периферійною еластичною щіткоподібною частиною максимальна величина ступеня пошкодження зерна кукурудзи 0,25%, а мінімальна – 0,13%; при транспортуванні гвинтовими робочими органами з гвинтовими робочими органами з щіткоподібною гвинтовою частиною максимальна величина ступеня пошкодження зерна кукурудзи 0,24%, а мінімальна – 0,12%.

Збільшення частоти обертання гвинтового робочого органа n від 284 об/хв. до 511,2 об/хв. призводить до зростання ступеня пошкодження зерна кукурудзи в 1,53 рази при транспортуванні гвинтовими робочими органами з еластичними суцільними камероподібними частинами; в 1,55 рази для транспортування гвинтовими робочими органами з периферійною еластичною щіткоподібною частиною; в 1,58 рази для транспортування гвинтовими робочими органами з щіткоподібною гвинтовою частиною.

При цьому збільшення діаметра кожуха від 96 мм до 108 мм призводить до зменшення ступеня пошкодження зерна кукурудзи в 1,04 рази для транспортування трьома розглянутими гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями.

Зміна кута нахилу конвеєра від 0 град. до 30 град. призводить до зростання ступеня пошкодження зерна кукурудзи в 1,3 рази для транспортування трьома розглянутими гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями.

Отримані рівняння регресії (4.16), (4.17) та (4.18) можуть бути використані для прогнозування ступеня пошкодження зерна кукурудзи T при транспортуванні гвинтовими конвеєрами із гвинтовими робочими органами з еластичними поверхнями залежно від частоти обертання гвинтового робочого органу n , внутрішнього діаметра кожуха D , та кута нахилу конвеєра α_1 для транспортування ячменю та кукурудзи у таких межах зміни факторів: $284 \leq n \leq$

511,2 (об/хв); $96 \leq D \leq 108$ (мм); $0 \leq \alpha_1 \leq 30$ (град).

Найбільший ступень пошкодження зерна кукурудзи визначено при транспортуванні гвинтовими робочими органами з еластичними суцільними камероподібними частинами, а найменший – при транспортуванні гвинтовими робочими органами з щіткоподібною гвинтовою частиною. Відтак можна констатувати, що при транспортуванні гвинтовими робочими органами з щіткоподібною гвинтовою частиною та з периферійною еластичною щіткоподібною частиною ступень пошкодження зерна кукурудзи на 4% та 8% нижчий, ніж при транспортуванні гвинтовими робочими органами з еластичними суцільними камероподібними частинами.

Якщо порівнювати з результатами [79] травмування переміщення зернового матеріалу жорстким шнеком, то травмування кукурудзи при її переміщенні шнеками з суцільним камероподібним елементом та периферійною еластичною щіткоподібною частиною є нижчою в 4,06... 4,32 рази, а при використанні шнека з щіткоподібним елементом є нижчою більше ніж в 4,5 рази, що пояснюється вищою еластичністю даного шнека [130]. Також травмування матеріалу є дещо нижчим, у порівнянні з використанням дослідженого шнека з секційною еластичною робочою поверхнею [79].

4.3. Результати експериментальних досліджень з визначення потужності на приводі гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею

Експериментальні дослідження з визначення затраченої потужності на привод гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею (рис. 2.2 *г* і рис. 3.7) та обробка отриманих результатів здійснювались згідно методики, які представлені в третьому розділі.

При визначенні енерговитрат на транспортування зернового матеріалу змінними факторами були: частота обертання робочого органу, n , об/хв; кут нахилу гвинтового робочого органу до горизонту α , град та величина зазору між еластичними шнеком і кожухом: Δ , мм.

Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $200 < n < 500$ (об/хв); $0 < \alpha < 0$ (град); $0 < \Delta < 4$ (мм). Частоту обертання гвинтового робочого органу змінювали за допомогою перетворювача частоти Altivar 71, який був під'єднаний до електродвигуна з потужністю 2,2 кВт. Зміна кута нахилу гвинтового робочого органу до горизонту на експериментальній установці забезпечувалась шляхом дискретного переставляння та фіксації болтових механізмів кріплення за допомогою отворів в тягах, а також застосуванням різних за довжиною тяг. Величина зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом забезпечувалась радіальним зміщенням еластичних секцій відносно жорсткої основи шнека за рахунок того, що діаметри отворів в еластичних секціях виконані значно більшими ніж діаметри болтових з'єднань з напівкруглими головками.

Результати багатфакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 наведені у таблиці 4.5.

Рівняння регресії у вигляді апроксимуючої квадратичної моделі повного квадратного полінома з визначення енерговитрат на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею має вигляд:

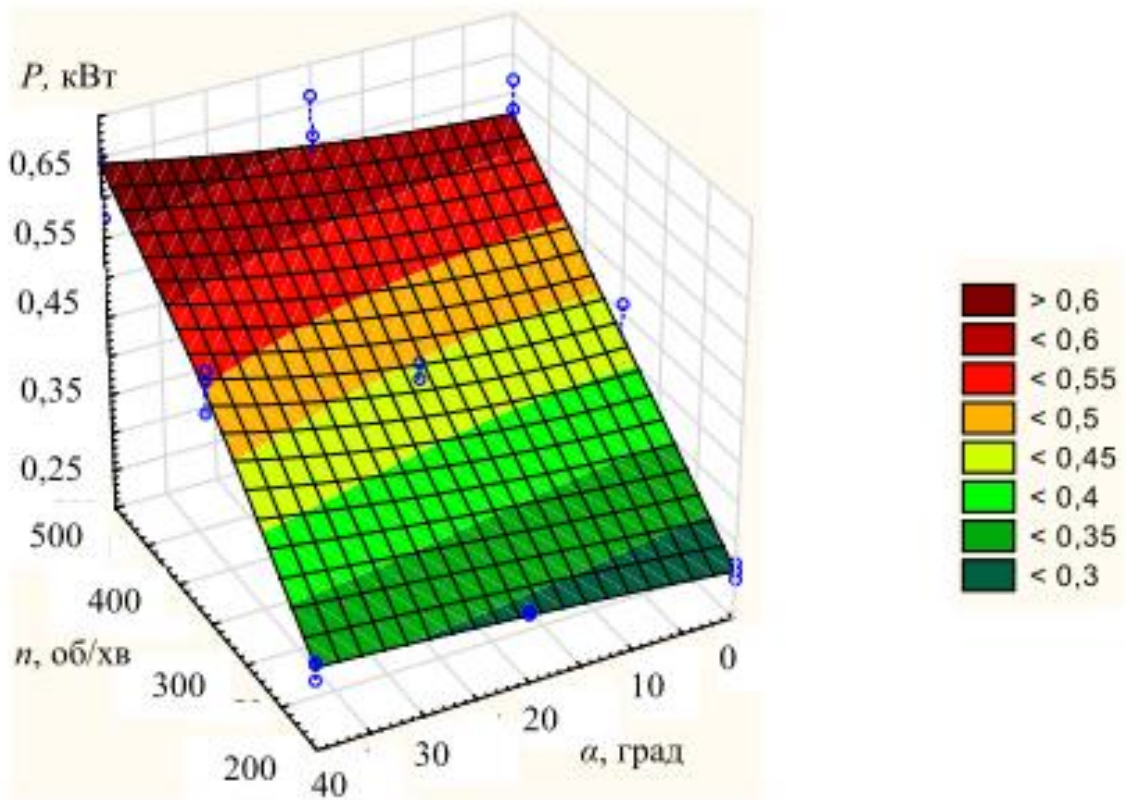
$$P = 0,055 + 0,11 \cdot 10^{-2} n - 0,06 \cdot 10^{-4} \alpha - 0,014 \Delta + 0,21 \cdot 10^{-5} n \alpha + 0,84 \cdot 10^{-4} n \Delta + 0,75 \cdot 10^{-4} \alpha \Delta - 0,33 \cdot 10^{-6} n^2 + 0,21 \cdot 10^{-4} \alpha^2 - 0,5 \cdot 10^{-4} \Delta^2 \quad (4.19)$$

На рис. 4.17 - 4.19 зображено поверхні відгуку та їх двомірний переріз залежності потужності на привод конвеєра при транспортуванні зерна.

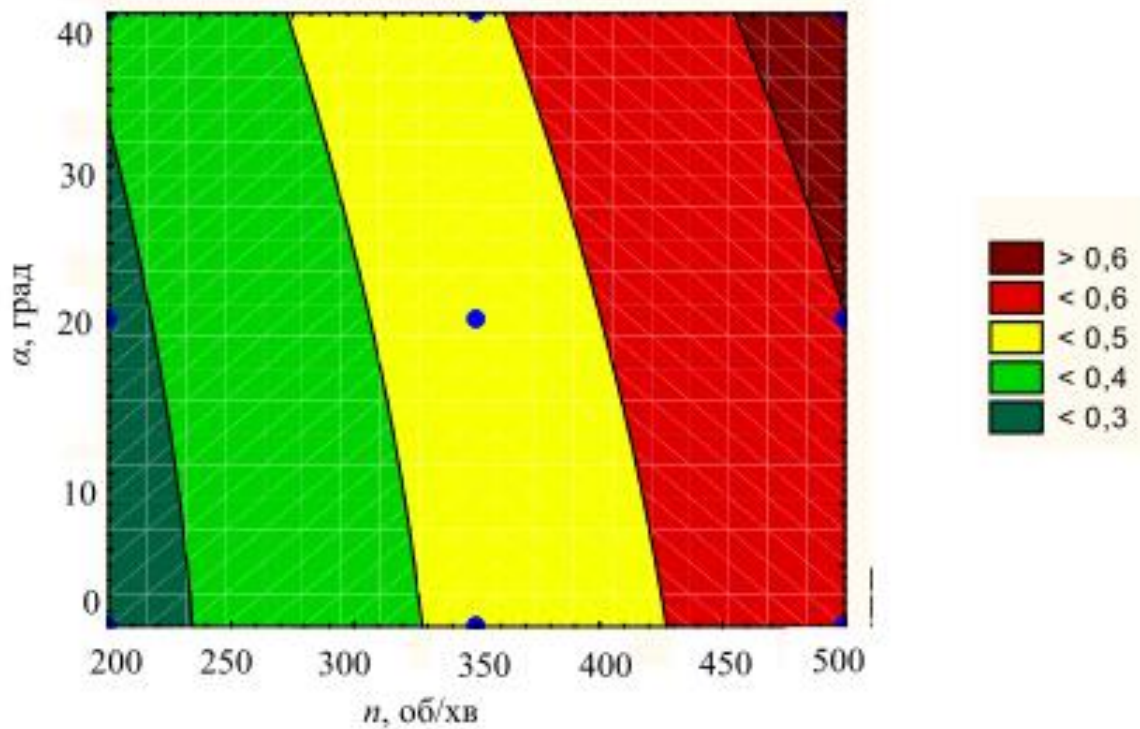
З аналізу вищенаведених поверхонь відгуку та двомірних перерізів поверхонь відгуку, побудованих на основі рівняння регресії, можна зробити висновок, що домінуючим фактором, який впливає на величину потужності на привод гвинтового конвеєра є частота обертання гвинтового робочого органу n . Далі за інтенсивністю впливу є величина кута нахилу α направляючого кожуха з робочим органом до горизонту. Найменший вплив на зміну величину потужності P на привод гвинтового конвеєра має величина зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом.

Результати експерименту

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, P_n , кВт			Середні значення P_n , кВт
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	Повторюваність			
									1	2	3	
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	0,22	0,26	0,27	0,25
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	0,54	0,53	0,49	0,52
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	0,39	0,42	0,42	0,41
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	0,29	0,30	0,28	0,29
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	0,57	0,56	0,61	0,58
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	0,50	0,46	0,45	0,47
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	0,30	0,28	0,26	0,28
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	0,50	0,54	0,55	0,53
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	0,41	0,46	0,39	0,42
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	0,24	0,28	0,29	0,27
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	0,65	0,58	0,63	0,62
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	0,45	0,47	0,46	0,46
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	0,29	0,30	0,33	0,31
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	0,69	0,73	0,68	0,70
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	0,52	0,53	0,51	0,52
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	0,28	0,32	0,33	0,31
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	0,69	0,65	0,64	0,66
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	0,45	0,46	0,50	0,47
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	0,27	0,24	0,27	0,26
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	0,55	0,60	0,59	0,58
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	0,40	0,39	0,38	0,39
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	0,30	0,30	0,33	0,31
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	0,65	0,66	0,64	0,65
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	0,48	0,53	0,52	0,51
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	0,32	0,28	0,27	0,29
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	0,64	0,60	0,59	0,61
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	0,44	0,46	0,42	0,44

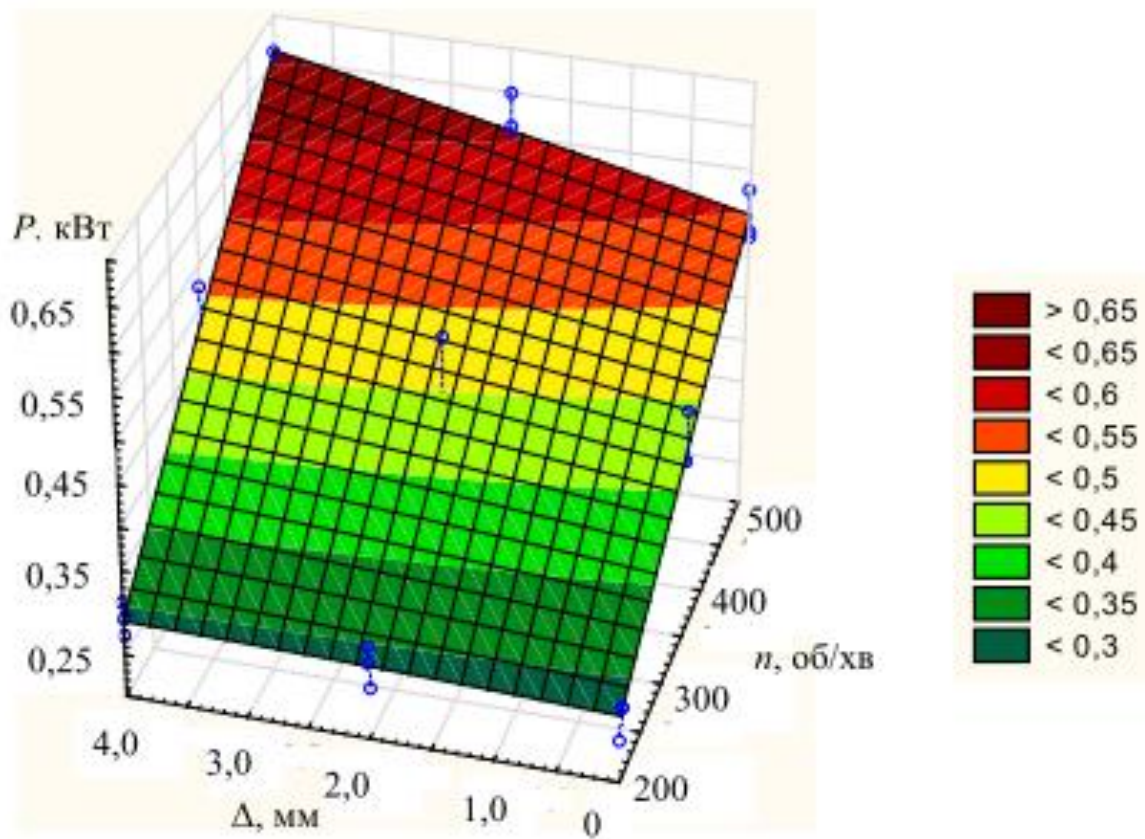


а)

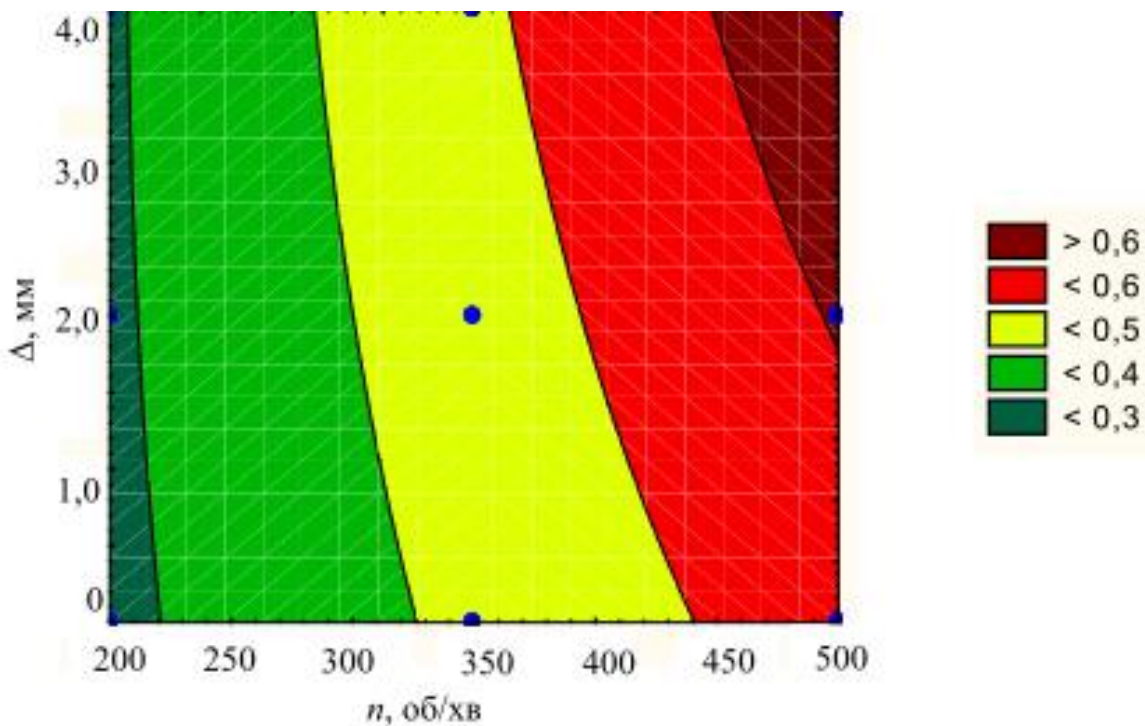


б)

Рис. 4.17. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на привод конвеєра $P(n, \alpha)$ при транспортуванні зернового матеріалу від частоти обертання гвинтового робочого органу n та кута нахилу α робочого органу до горизонту при $\Delta = 2$ мм

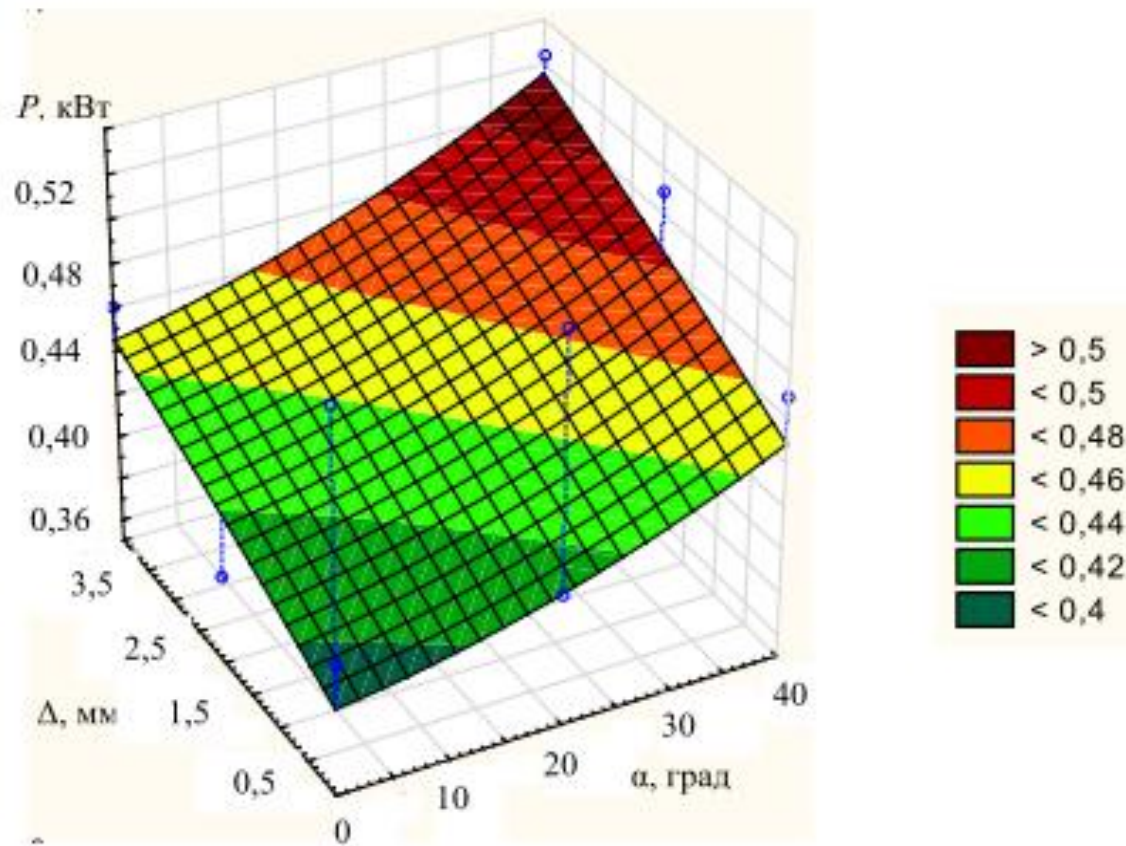


а)

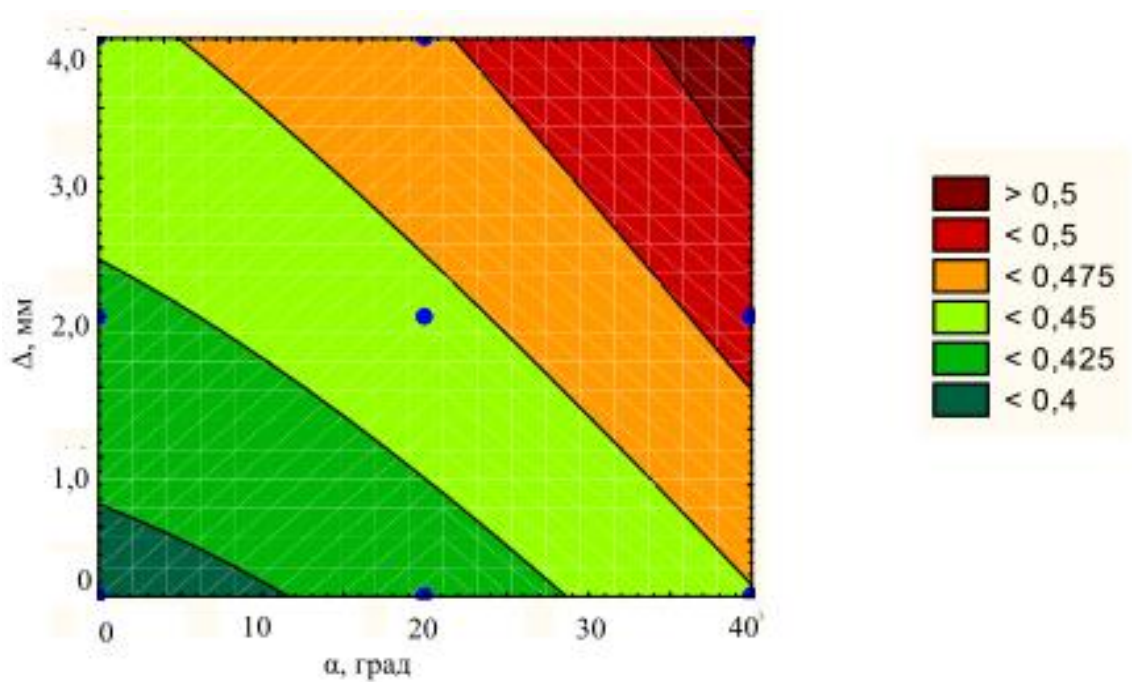


б)

Рис. 4.18. Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на привод конвеєра P (Δ , n) при транспортуванні зернового матеріалу від величини зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом та частоти обертання робочого органу n при $\alpha = 20^\circ$



а)



б)

Рис. 4.19. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності потужності на привод конвеєра P (Δ , α) при транспортуванні зернового матеріалу від величини зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом та кута нахилу α робочого органу до горизонту при $n = 350$ об/хв.

При аналізі впливу одного з факторів на зміну величини потужності інші залишались незмінними і їх середні значення становили: $n = 350$ об/хв.; $\alpha = 20^\circ$; $\Delta = 2$ мм.

Аналіз вищенаведених поверхонь відгуку та двовірних перерізів поверхонь відгуку показав, що збільшення абсолютних значень всіх параметрів призводить до зростання величини потужності P на приводі експериментальної установки гвинтового конвеєра. Так, зростання частоти обертання гвинтового робочого органу n від 200 до 500 об/хв призводить до збільшення величини потужності P на привод гвинтового конвеєра від 0,29 до 0,61 кВт (у 2,1 рази). Зміна кута нахилу α направляючого кожуха з робочим органом до горизонту від 0 до 40° спричиняє зростання величини потужності P від 0,39 до 0,51 кВт (у 1,3 рази). Збільшення величини зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом від 0 до 4 мм призводить до зростання величини потужності P лише від 0,42 до 0,47 кВт (у 1,1 рази). Незначний вплив величини зазору Δ на величину енерговитрат, у порівнянні з жорсткими шнеками, пояснюється тим, що еластичні секції при попаданні в зазор зернин, прогинаються і їх не дроблять, що відповідно зменшує енерговитрати.

Проведений аналіз експериментальних значень показав що інтенсивність впливу частоти обертання робочого органу n на величину P є у $n / \alpha = 1,61$ рази більшою ніж кут α і у 1,9 більшою ніж величини зазору Δ .

4.4. Експериментальні дослідження з визначення ступеня травмування зернового матеріалу жорстким шнеком та шнеком з секційною еластичною робочою поверхнею

Експериментальні дослідження з визначення ступеня травмування зернового матеріалу при його транспортуванні жорстким шнеком та шнеком з секційною еластичною робочою поверхнею проводились на розробленому та спеціально виготовленому експериментальному стенді.

Конструктивна схема експериментального стенду, а також методика проведення досліджень, наведені в третьому розділі.

Результати порівняльних експериментальних досліджень з визначення ступеня травмування зернового матеріалу при його транспортуванні жорстким шнеком (суцільна лінія), а також шнеком з секційною еластичною робочою поверхнею (штрихова лінія) при різних величинах зазорів між обертовою поверхнею шнека та направляючим кожухом ($\Delta = 2; 6$ мм) від частоти його обертання n і кута нахилу шнека α до горизонту відповідно представлено на рис. 4.20 і рис. 4.21.

Дані дослідження були попередніми перед проведенням багатофакторного експерименту з метою встановлення ефективності застосування еластичних секцій на гвинтовому робочому органі.

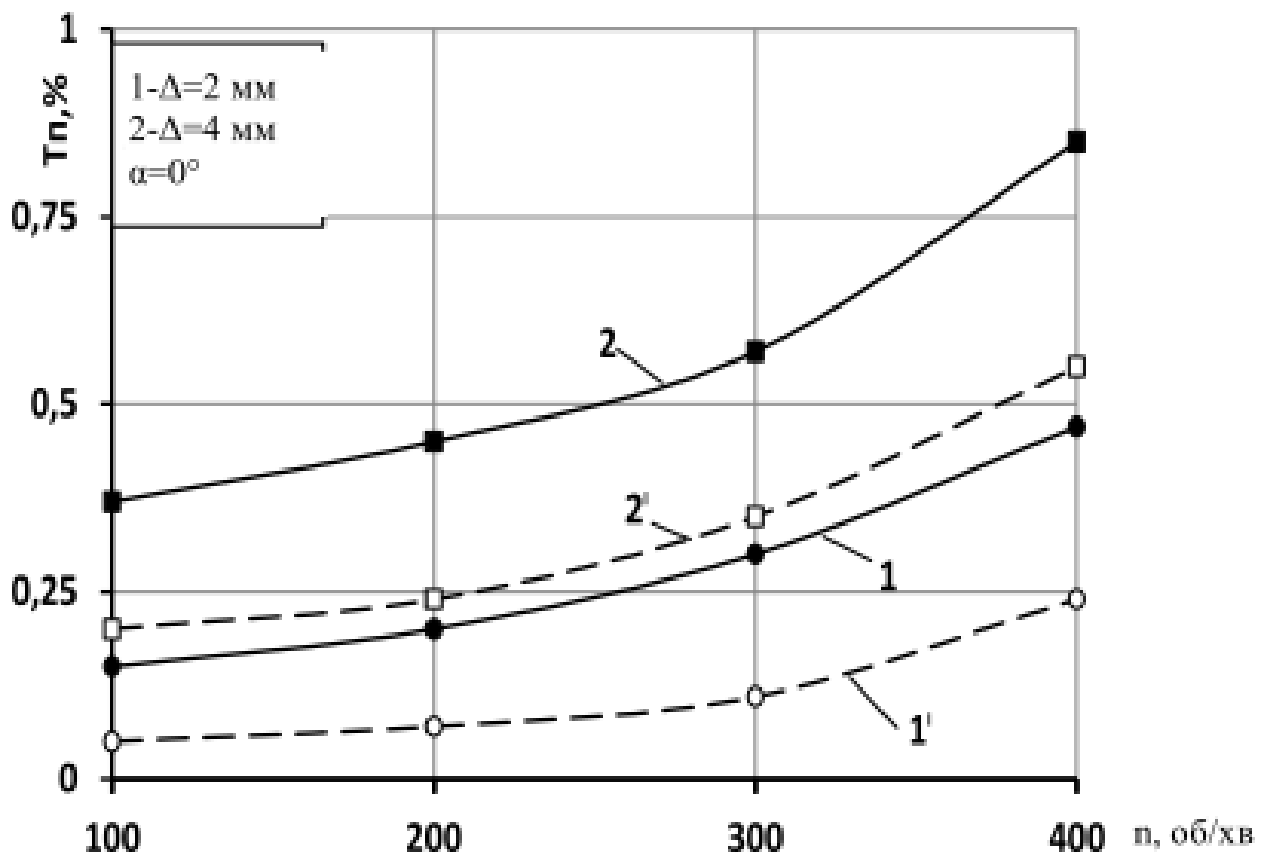


Рис. 4.20. Графічні залежності ступеня травмування зернового матеріалу T_n % жорстким шнеком (суцільна лінія) та шнеком з еластичною поверхнею (штрихова лінія) при різних зазорах Δ між шнеком і направляючою трубою від частоти його обертання n

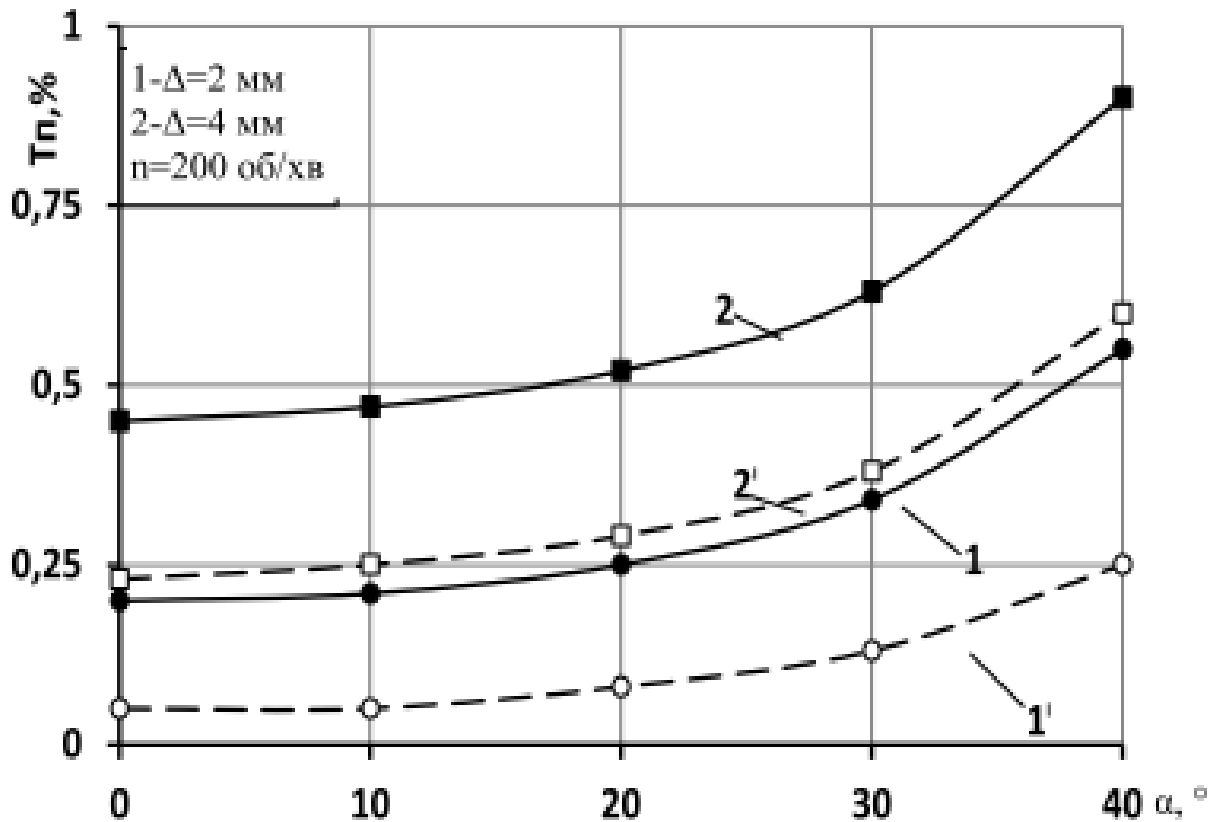


Рис. 4.21. Графічні залежності ступеня травмування зернового матеріалу T_n % жорстким шнеком (суцільна лінія) та шнеком з еластичною поверхнею (штрихова лінія) при різних зазорах Δ між шнеком і направляючою трубою, від кута нахилу шнека α до горизонту

Аналіз графічних залежностей, які зображені на рис. 4.20 і 4.21 показав, що застосування еластичних секцій на поверхні ребра шнека у порівнянні з жорстким шнеком забезпечує суттєве зменшення ступеня пошкодження зернового матеріалу. Так, для частоти обертання шнекового робочого органу, яка знаходиться в межах 100...400 об/хв ступінь пошкодження зернового матеріалу зменшується в 1,55...3,0 рази. При зміні кутів нахилу шнекового робочого органу до горизонту в межах $0...40^0$ ступінь пошкодження зернового матеріалу при застосуванні еластичних секцій зменшується в 1,63...4,0 рази.

Експериментальні дослідження з визначення ступеня травмування зернового матеріалу за багатофакторним експериментом здійснювались згідно методики, яка наведена в третьому розділі.

При проведенні багатofакторного експерименту з визначення ступеня пошкодження зернового матеріалу жорстким і еластичним шнеками, змінними факторами були: кут нахилу робочого органу до горизонту – α (град); частота обертання робочого органу – n (об/хв); величина зазору між жорстким шнеком і кожухом – Δ (мм).

Для жорсткого шнека рівняння регресії залежності ступеня травмування зернового матеріалу від α , n і Δ :

$$T_{жс} = 0,0108 + 0,0046\alpha + 0,0005n + 0,053\Delta. \quad (4.20)$$

Факторне поле при проведенні експериментальних досліджень визначалось таким діапазоном зміни відповідних параметрів: $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$; $200 \leq n \leq 500$ (об/хв); $2 \leq \Delta \leq 7$ (мм).

Для жорсткого шнека на рис. 4.22 зображено поверхні відгуку та їх двомірний переріз ступеня травмування $T_{жс}$ зернового матеріалу від одночасної зміни двох факторів: а - $T_{жс} = f(\Delta, \alpha)$; б - $T_{жс} = f(n, \alpha)$; в - $T_{жс} = f(n, \Delta)$.

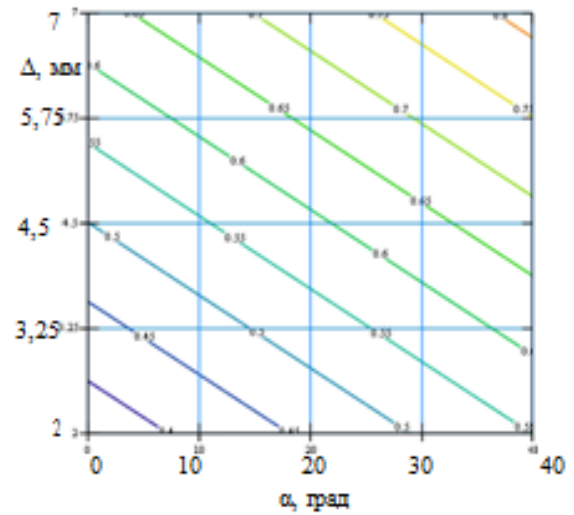
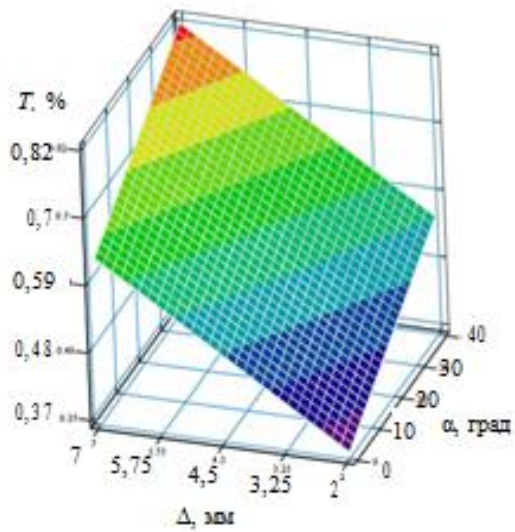
Для еластичного шнека рівняння регресії залежності ступеня травмування зернового матеріалу від α , n і Δ

$$T_e = 0,0011 + 0,0012\alpha + 0,0002n + 0,051\Delta. \quad (4.21)$$

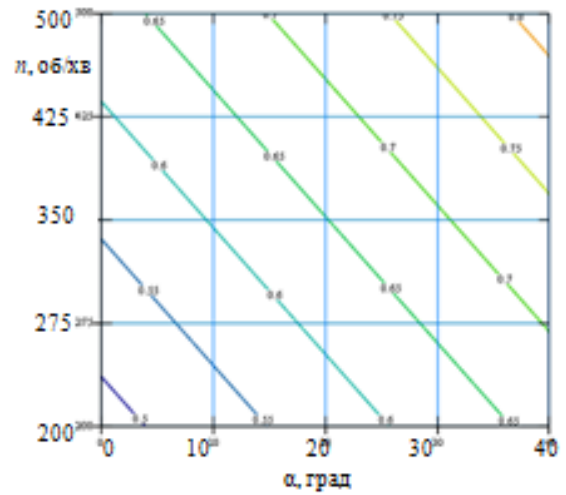
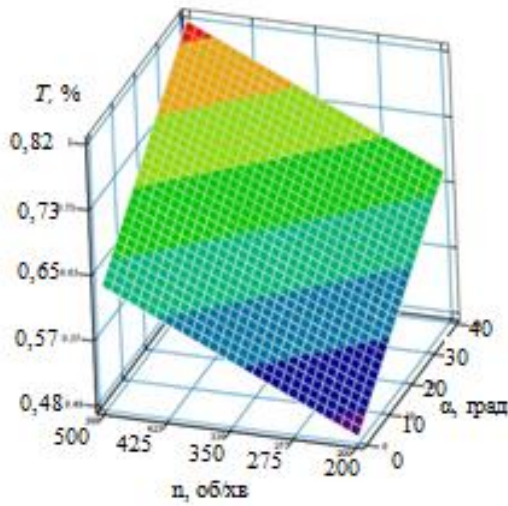
Факторне поле при проведенні експериментальних досліджень визначалось таким діапазоном зміни відповідних параметрів: $0^\circ \leq \alpha \leq 40^\circ$; $200 \leq n \leq 500$ (об/хв); $0 \leq \Delta \leq 4$ (мм).

Для еластичного шнека на рис. 4.23 зображено поверхні відгуку та їх двомірний переріз ступеня травмування T_e зернового матеріалу від одночасної зміни двох факторів: а - $T_e = f(\Delta, \alpha)$; б - $T_e = f(n, \alpha)$; в - $T_e = f(n, \Delta)$.

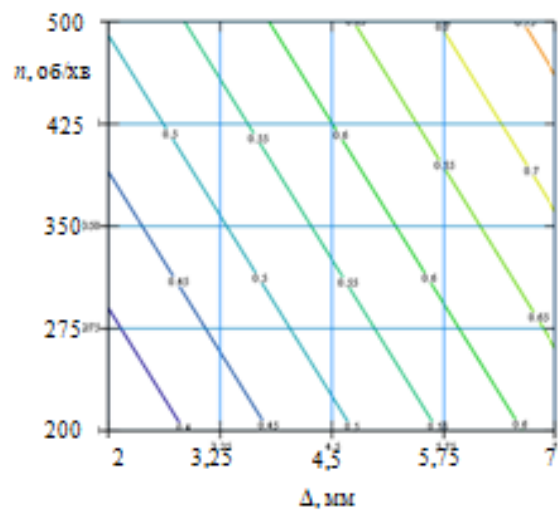
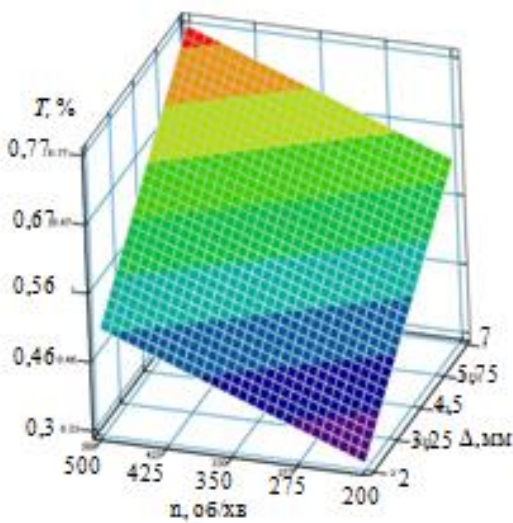
При побудові поверхонь відгуку ступеня травмування T зернового матеріалу від одночасної зміни двох факторів іншому надавалось середнє значення, яке для різних параметрів відповідно становило: $\alpha = 20^\circ$; $n = 350$ об/хв; $\Delta = 2$ мм (для T_e) і $\Delta = 4,5$ мм (для $T_{жс}$).



а)

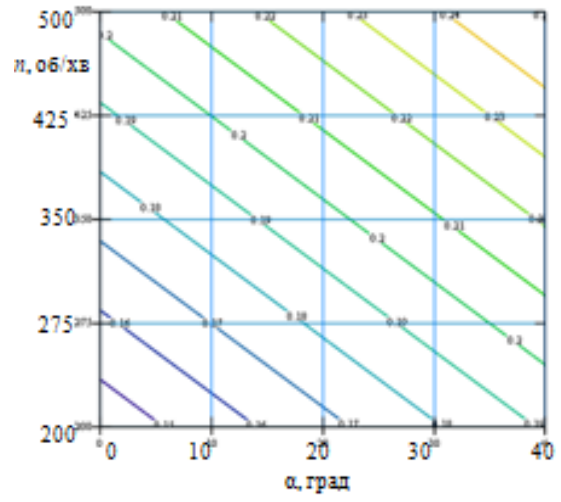
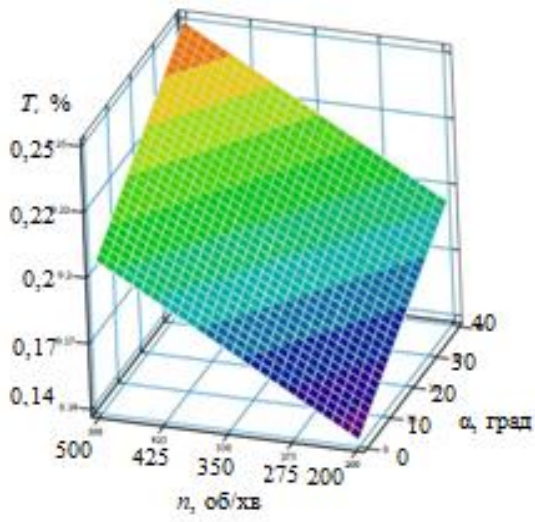


б)

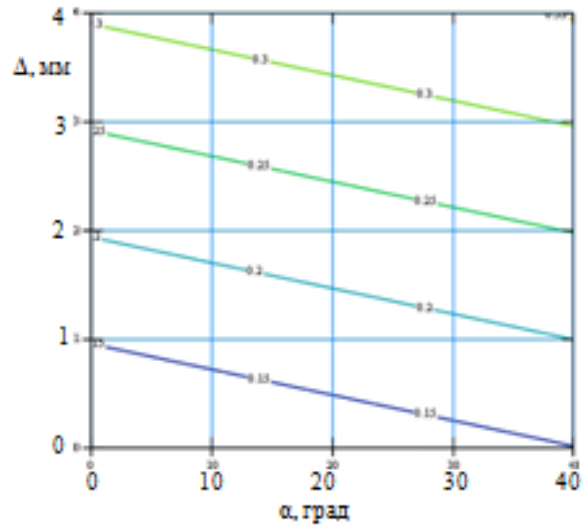
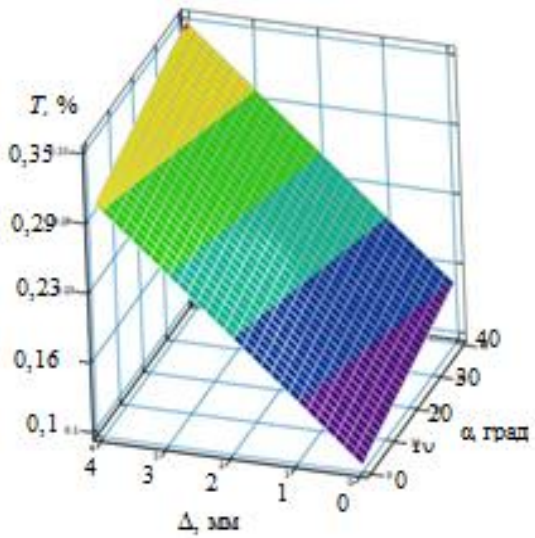


в)

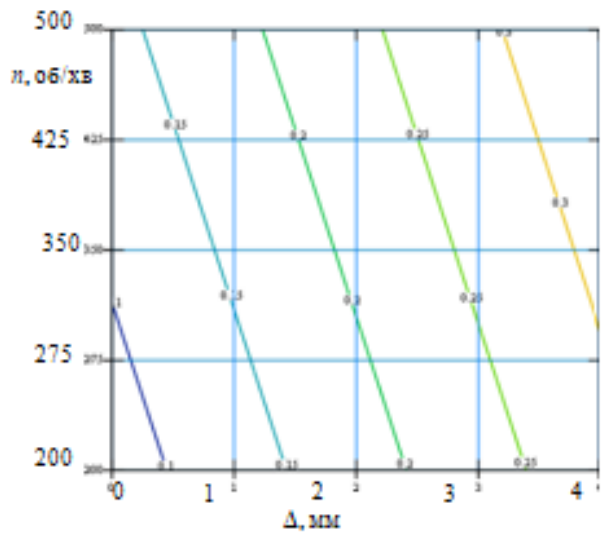
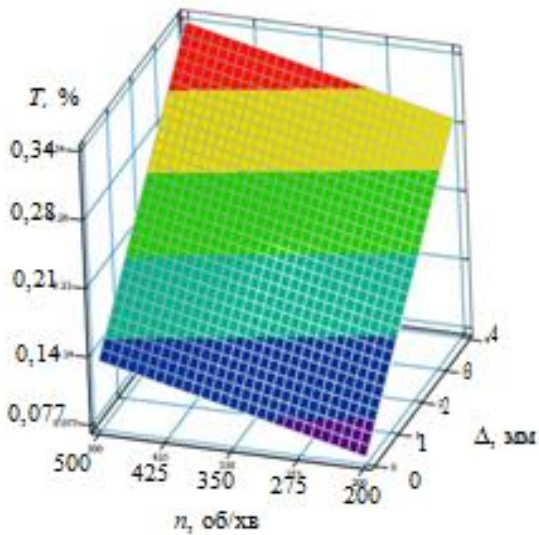
Рис. 4.22. Поверхні відгуку та їх двомірний переріз ступеня травмування $T_{жс}$ зернового матеріалу жорстким шнеком від зміни двох факторів:
 а) $T_{жс} = f(\Delta, \alpha)$; б) $T_{жс} = f(n, \alpha)$; в) $T_{жс} = f(n, \Delta)$



а)



б)



в)

Рис. 4.23. Поверхні відгуку та їх двомірний переріз ступеня травмування $T_{жс}$ зернового матеріалу жорстким шнеком від зміни двох факторів:
 а) $T_{жс} = f(\Delta, \alpha)$; б) $T_{жс} = f(n, \alpha)$; в) $T_{жс} = f(n, \Delta)$

З аналізу поверхонь відгуку ступеня травмування $T_{жс}$ зернового матеріалу жорстким шнеком (рис. 4.22) встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення $T_{жс}$ є величина зазору Δ , далі за інтенсивністю впливу є кут нахилу шнека до горизонту α і несуттєво поступається йому за впливом частота обертання шнека n .

Так, у зазначених діапазонах зміни параметрів, зростання величини зазору Δ від 2 до 7 мм призводить до збільшення травмування зерна $T_{жс}$ від 0,385 до 0,65 % (у 1,69 рази).

Зростання кута нахилу шнека до горизонту α від 0 до 40° спричиняє збільшення величини $T_{жс}$ від 0,43 до 0,61 % (у 1,42 рази), а частоти обертання n від 200 до 500 об/хв призводить до збільшення величини $T_{жс}$ від 0,49 до 0,60 % (у 1,22 рази).

З аналізу поверхонь відгуку ступеня травмування T_e зернового матеріалу еластичним шнеком (рис. 4.23) встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення T_e також є величина зазору Δ , а далі за інтенсивністю впливу, на відміну від жорсткого шнека, є частота обертання шнека n і несуттєво поступається їй за впливом кут нахилу шнека до горизонту α .

Так, у зазначених діапазонах зміни параметрів, зростання величини зазору Δ від 0 до 4 мм призводить до збільшення травмування зерна T_e від 0,095 до 0,32 % (3,37 рази).

Зростання частоти обертання n від 200 до 500 об/хв призводить до збільшення величини T_e від 0,17 до 0,23 % (у 1,35 рази), а зміна кута нахилу шнека до горизонту α від 0 до 40° спричиняє збільшення величини T_e від 0,165 до 0,21 % (у 1,27 рази).

Порівнюючи величину ступеня травмування зернового матеріалу жорстким $T_{жс}$ та еластичним T_e шнеками для параметрів, які відповідають діапазону їх зміни для обох рівнянь регресії ($\alpha = 20^\circ$; $n = 350$ об/хв; $\Delta = 2$ і 4 мм) визначено відношення: $T_{жс} / T_e = 1,63$ (для $\Delta = 4$ мм) і $T_{жс} / T_e = 1,92$ (для $\Delta = 2$ мм).

Для випадку встановлення еластичного шнека без зазору з направляючою трубою ($\Delta = 0$ мм) відношення $T_{жс} / T_e$ становить 4,04. При цьому, як показали експериментальні дослідження, еластична поверхня шнека виконує так звану функцію підшипника ковзання, що сприяє суттєвому зменшенню вібрацій при роботі гвинтового конвеєра.

Таким чином, з проведених лабораторних досліджень встановлено, що застосування шнеків з еластичними робочими поверхнями забезпечує суттєве зниження ступеня пошкодження зернових матеріалів.

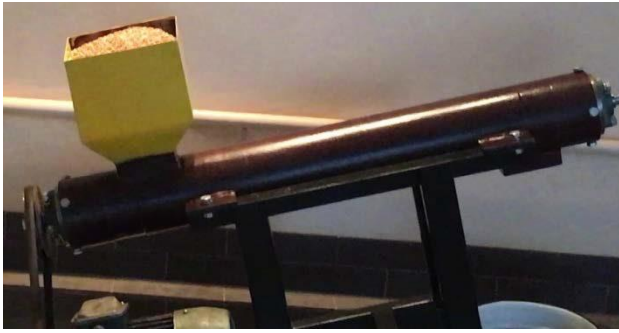
4.5. Результати експериментальних досліджень з визначення продуктивності транспортування зернового матеріалу жорстким шнеком і шнеком з секційною еластичною поверхнею

Експериментальні дослідження з визначення продуктивності транспортування зернового матеріалу гвинтовим конвеєром з жорстким шнеком і шнеком з секційною еластичною поверхнею проводили на експериментальному стенді та за методикою, яка описана в третьому розділі.

Так, згідно методики визначення секундної продуктивності гвинтового конвеєра проби зернового матеріалу відбирали на протязі 5 секунд при встановленому режимі роботи транспортування. Для шнека з секційною еластичною поверхнею величину зазору Δ приймали рівною 0 мм, аналогічно як при визначення ступеня травмування зернового матеріалу. Для жорсткого шнека величину зазору Δ приймали рівною 4 мм.

При визначенні секундної продуктивності конвеєра Q застосовували направляючі кожухи з внутрішніми діаметрами $D = 120$ і 100 мм. Розкадровка процесу транспортування при $\alpha = 10^\circ$ і $n = 450$ об/хв. представлена на рис. 4.24.

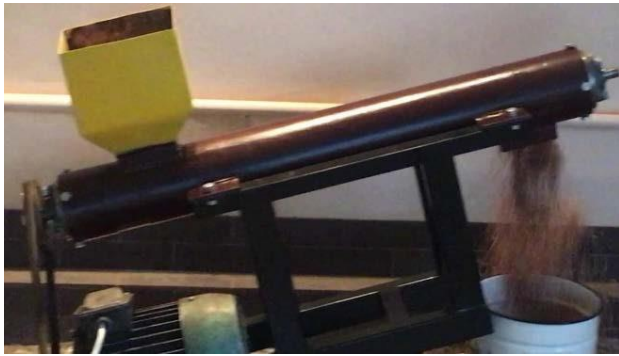
З аналізу фотографій розкадровки процесу транспортування зернового матеріалу встановлено, що для $\alpha = 15^\circ$ і $n = 450$ об/хв. максимальна продуктивність знаходиться між 5 і 10 с після його вмикання при заповненому матеріалом бункері. Саме в цьому проміжку часу відбирали проби та зважувати зерновий матеріал для встановлення секундної продуктивності конвеєра.



00:00:01 с



00:00:03 с



00:00:05 с



00:00:07 с



00:00:09 с



00:00:11 с



00:00:13 с



00:00:15 с

Рис. 4.24. Розкадровка процесу транспортування зернового матеріалу

При визначенні секундної продуктивності гвинтового конвеєра для інших значень α і n встановлені відповідні часові межі, при яких продуктивність конвеєра була максимальною.

За результатами проведених експериментальних досліджень на рис. 4.25 представлені графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від частоти обертання робочого органу n при $\alpha = 0^\circ$ та інших змінних параметрах.

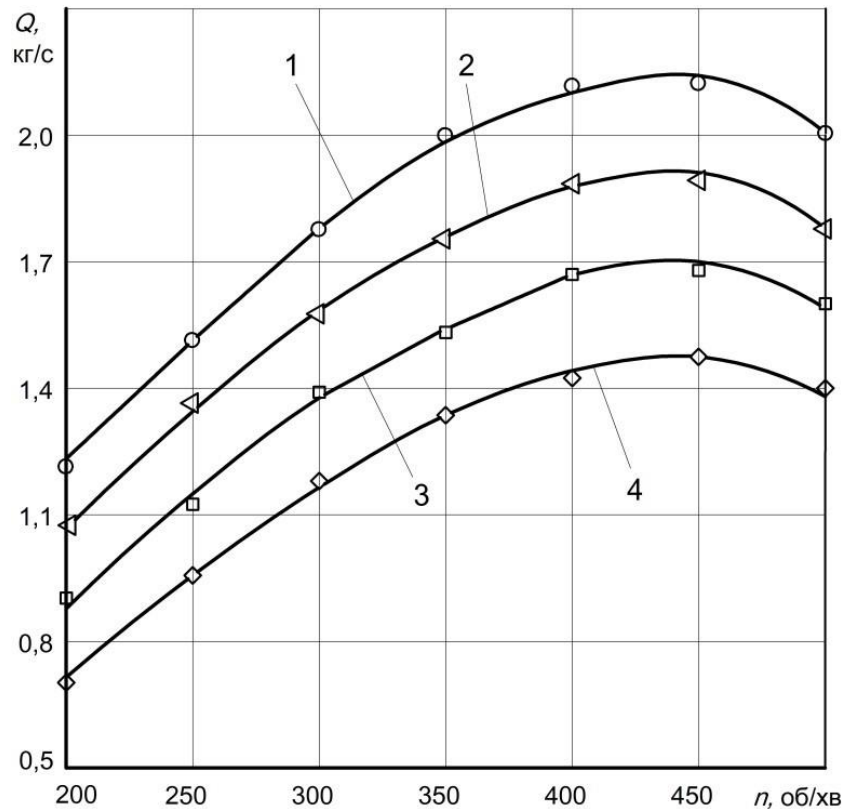


Рис. 4.25. Графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від частоти обертання робочого органу n при $\alpha = 0^\circ$: 1, 2 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 120$ мм; 3, 4 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 100$ мм; 1, 3 - шнек з секційною еластичною поверхнею (при $\Delta = 0$ мм); 2, 4 - жорсткий шнек ($\Delta = 4$ мм)

Загальна тенденція зміни секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від частоти обертання робочого органу n в межах від 200 до 450 об/хв. показує, що Q фактично зростає за лінійною залежністю, однак подальше зростання n не сприяє збільшенню продуктивності конвеєра, а навіть дещо зменшує його значення. Це пояснюється тим, що значні відцентрові сили обмежують завантаження матеріалом технологічної зони конвеєра.

Аналіз продуктивності гвинтового конвеєра показав, що для шнеків з еластичними поверхнями (для $\Delta = 0$ мм) при збільшенні внутрішнього діаметра кожуха від 100 до 120 мм, в діапазоні частот обертання робочого органу $n = 300 \dots 450$ об/хв, продуктивність процесу транспортування зростає в 1,25...1,27 разів, а для жорстких шнеків (для $\Delta = 4$ мм) – у 1,27...1,31 рази.

На рис. 4.26 представлені графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від кута нахилу робочого органу до горизонту α .

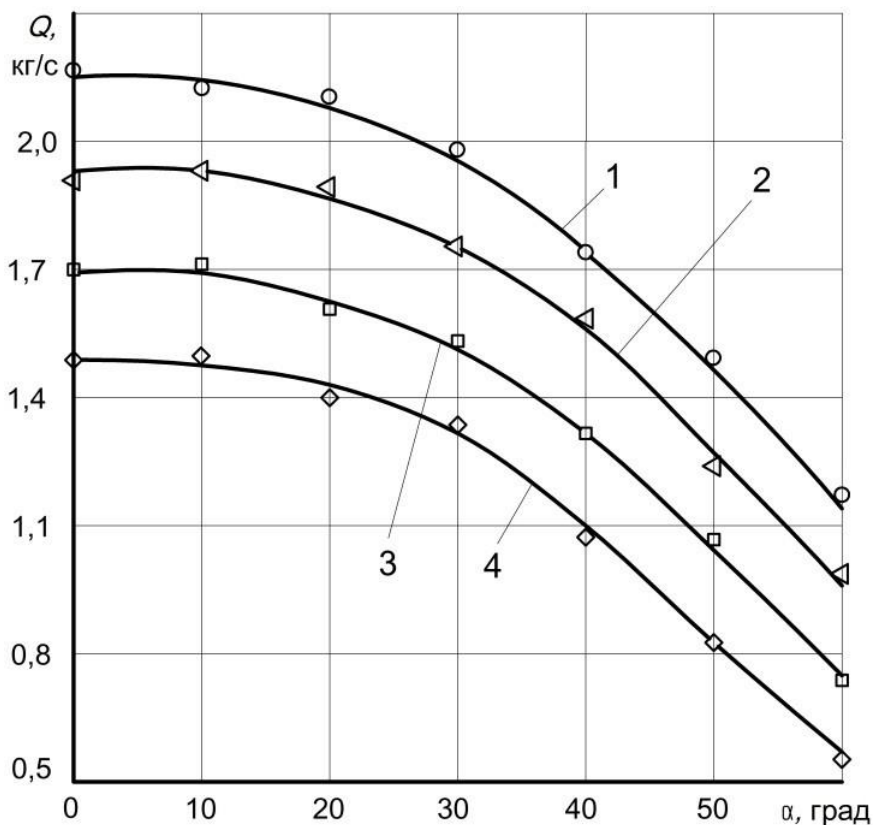


Рис. 4.26. Графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від кута нахилу α робочого органу до горизонту при $n = 450$ об/хв: 1, 2 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 120$ мм; 3, 4 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 100$ мм; 1, 3 – шнек з секційною еластичною поверхнею (при $\Delta = 0$ мм); 2, 4 - жорсткий шнек ($\Delta = 4$ мм)

Загальна тенденція зміни секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від кута нахилу робочого органу до горизонту $\alpha = 0 \dots 60^\circ$ для $n = 450$ об/хв показує, що значення Q зменшується при збільшенні кута нахилу α робочого

органу до горизонту, причому інтенсивність падіння Q суттєво збільшується після значення кута $\alpha = 30^\circ$.

Це пояснюється тим, що при значних кутах нахилу робочого органу до горизонту ускладнюється процес завантаження матеріалу в направляючий кожух конвеєра. Так як бункер жорстко та перпендикулярно закріплений до кожуха (позиція 22 і позиція 10 на рис. 3.2), то появляються додаткові сили тертя по внутрішній поверхні бункера, які гальмують процес завантаження матеріалу в технологічну зону транспортування.

Аналіз продуктивності гвинтового конвеєра показав, що для шнеків з еластичними поверхнями (для $\Delta = 0$ мм) при збільшенні внутрішнього діаметра кожуха від 100 до 120 мм, в діапазоні кута нахилу робочого органу до горизонту $\alpha = 0 \dots 30^\circ$, продуктивність процесу транспортування зростає в 1,28...1,29 разів, а для жорстких шнеків (для $\Delta = 4$ мм) – у 1,28...1,33 рази.

4.6. Результати експериментальних досліджень з визначення впливу на величину деформації секції еластичної пластини її ширини, величини консольного виступу та маси мірних вантажів

Експериментальні дослідження з визначення впливу на величину деформації еластичної секції її ширини, величини консольного виступу та маси мірних вантажів проводились на експериментальному пристрої, конструктивна схема та методика проведення досліджень на якому, наведена в попередньому розділі. Так на рис. 4.27 - 4.30 представлено результати експериментальних досліджень залежності величини деформації вільного кінця еластичної секції Δ від маси мірних вантажів $m_{сп}$ для різних величин її ширини B та величини консольного виступу h .

З аналізу графічних залежностей можна зробити висновок, що вони переважно мають лінійний характер, причому для величини консольного виступу еластичної секції $h = 25$ мм збільшення її ширини від 5 до 25 мм призводить до зростання величини навантаження: для $\Delta = 2$ мм – у 4,9 рази; для $\Delta = 4$ мм – у 5,6 рази; для $\Delta = 6$ мм – у 5,8 рази; для $\Delta = 8$ мм – у 5,3 рази.

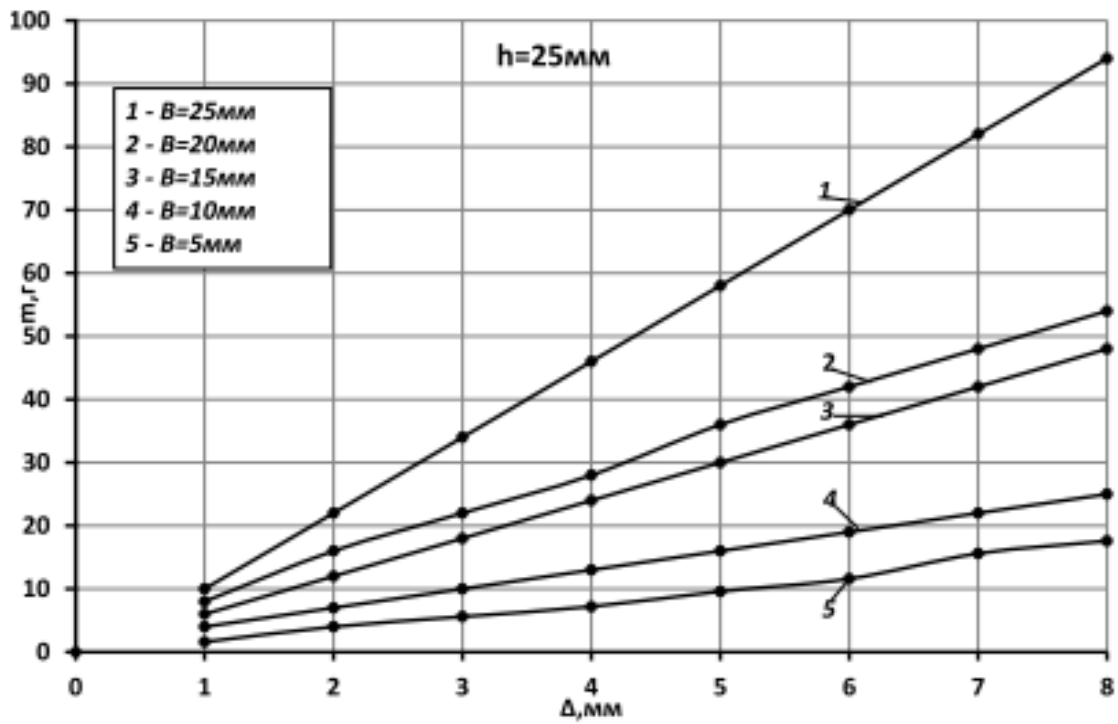


Рис. 4.27. Результати експериментальних досліджень залежності величини деформації вільного кінця секції Δ від маси мірних вантажів $m_{сп}$ для різних значень її ширини B та величини консольного виступу $h = 25$ мм

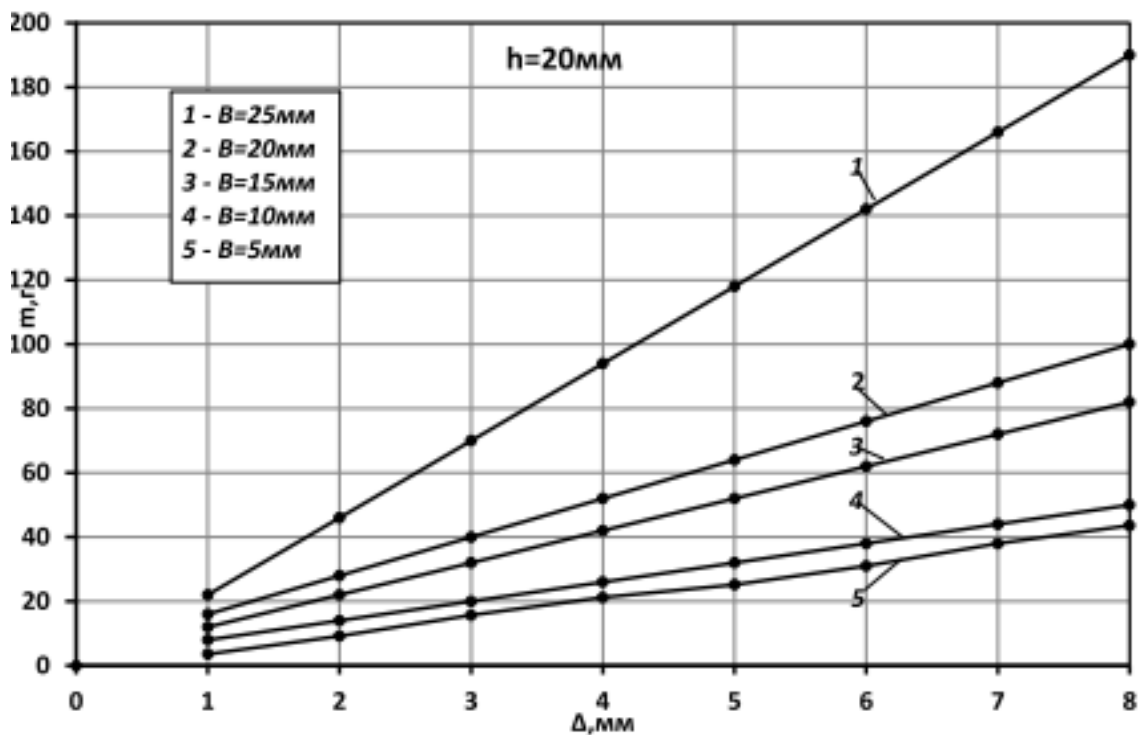


Рис. 4.28. Результати експериментальних досліджень залежності величини деформації вільного кінця секції Δ від маси мірних вантажів $m_{сп}$ для різних значення її ширини B та величини консольного виступу $h = 20$ мм.

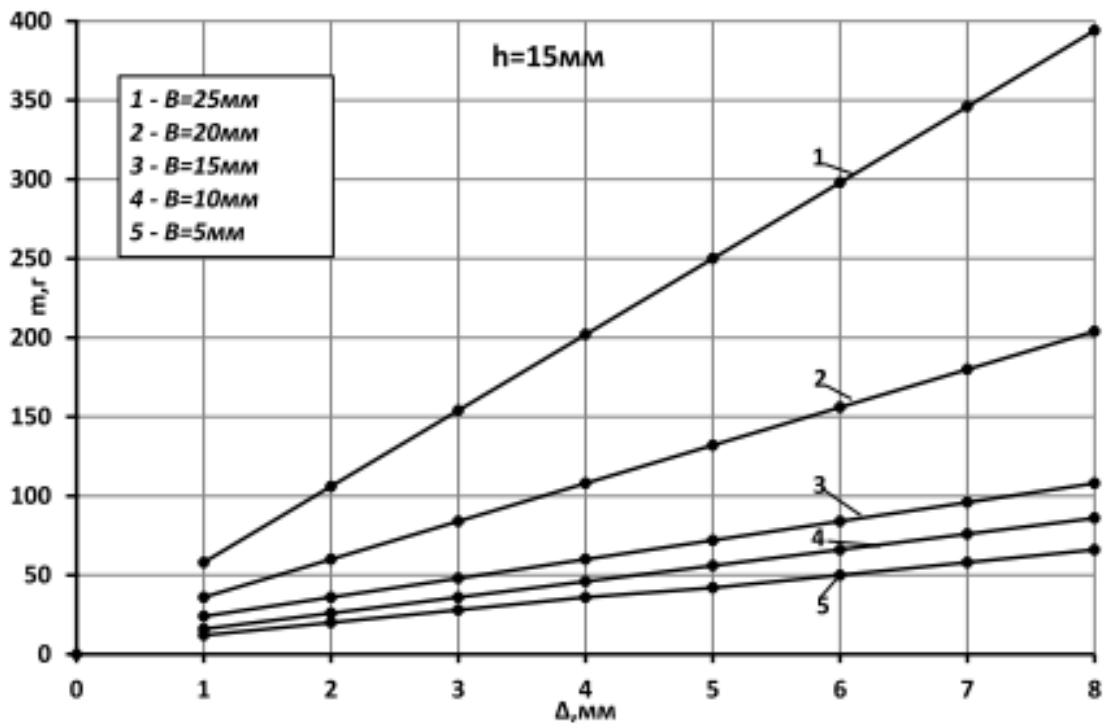


Рис. 4.29. Результати експериментальних досліджень залежності величини деформації вільного кінця секції Δ від маси мірних вантажів $m_{сп}$ для різних значення її ширини B та величини консольного виступу $h = 15$ мм.

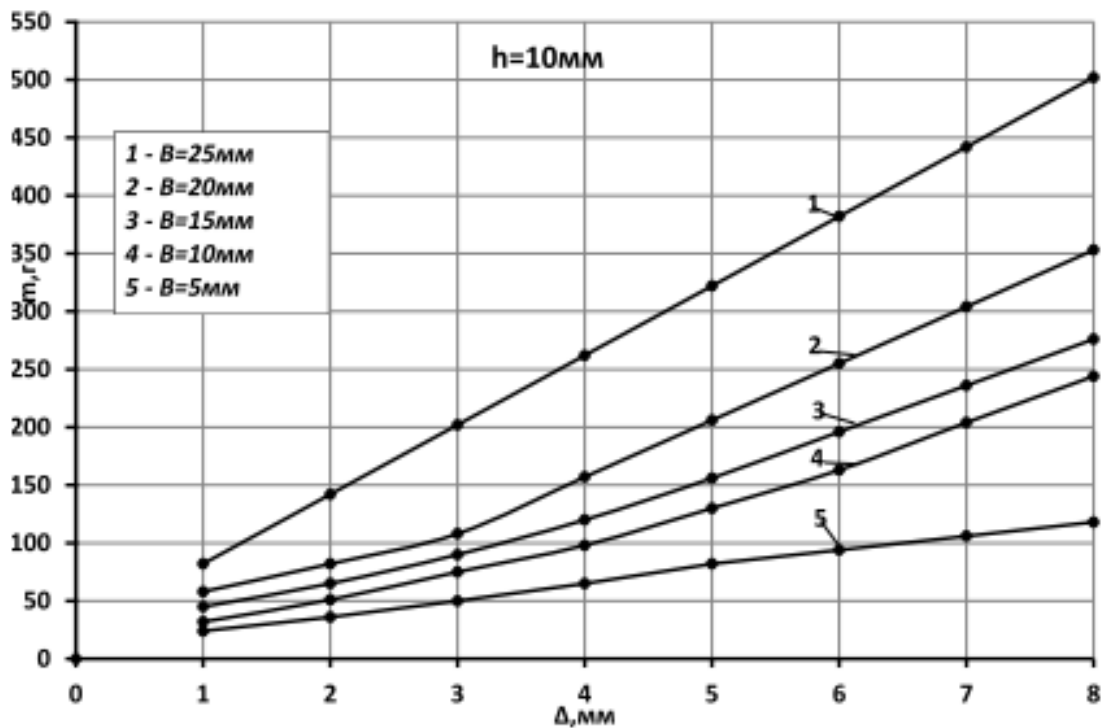


Рис. 4.30. Результати експериментальних досліджень залежності величини деформації вільного кінця секції Δ від маси мірних вантажів $m_{сп}$ для різних значення її ширини B та величині консольного виступу $h = 10$ мм.

Для величини консольного виступу еластичної секції: $h = 20$ мм аналогічні значення становлять: для $\Delta = 2$ мм – у 4,8 рази; для $\Delta = 4$ мм – у 4,6 раз; для $\Delta = 6$ мм – у 4,4 рази; для $\Delta = 8$ мм – у 4,3 рази. Для величини консольного виступу еластичної секції: $h = 15$ мм аналогічні значення становлять: для $\Delta = 2$ мм – у 4,8 разів; для $\Delta = 4$ мм – у 5,8 разів; для $\Delta = 6$ мм – у 5,9 разів; для $\Delta = 8$ мм – у 5,7 разів.

Для величини консольного виступу еластичної секції: $h = 10$ мм аналогічні значення становлять: для $\Delta = 2$ мм – у 4,8 разів; для $\Delta = 4$ мм – у 4,1 разів; для $\Delta = 6$ мм – у 4,0 разів; для $\Delta = 8$ мм – у 4,2 разів.

Таким чином, похибка δ між мінімальним і максимальним значеннями зростання навантаження для діапазону $\Delta = 2...8$ мм і вищезазначених величин ширини еластичних секцій становить: для $h = 25$ мм - $\delta = 15,5\%$; для $h = 20$ мм - $\delta = 10,4\%$; для $h = 15$ мм - $\delta = 18,7\%$; для $h = 10$ мм - $\delta = 16,7\%$.

На рис. 4.31 представлено результати експериментальних досліджень залежності величини впливу величини консольного виступу h еластичної секції від маси мірних вантажів m_{ep} при деформації секцій $\Delta = 8$ мм.

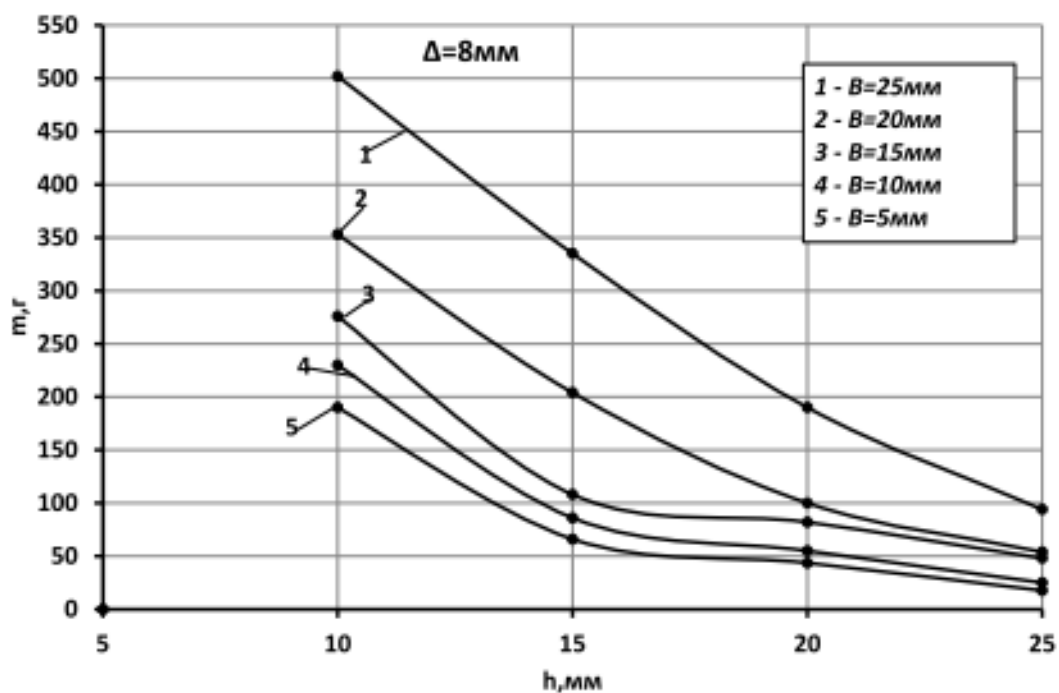


Рис. 4.31. Результати експериментальних досліджень залежності величини впливу консольного виступу h еластичної секції від маси мірних вантажів m_{ep} при деформації її вільного кінця: $\Delta = 8$ мм

З аналізу графічних залежностей, які зображено на рис. 4.5 можна зробити висновок, що для величини консольного виступу еластичної секції $h = 10$ мм збільшення її ширини в межах від $B = 5$ мм до $B = 25$ мм для забезпечення величини деформації вільного кінця еластичної секції $\Delta = 8$ мм маса вантажу повинна зрости у 2,8 рази від 180 до 500 гр, для $h = 15$ мм у 4,8 рази, для $h = 20$ мм у 4,2 рази, для $h = 25$ мм у 4,3 рази.

При зменшенні ширини еластичної секції B характер графічних залежностей величини консольного виступу h еластичної секції від маси мірних вантажів m_{gr} змінюється від лінійного до криволінійного.

4.7. Результати експериментальних досліджень з визначення величини максимальної деформації волокон еластичного гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною

Використовуючи методику проведення експериментів, представлену в підрозділі 3.5, для перевірки адекватності диференціального рівняння (2.16) та його розв'язку чисельним методом здійснено експериментальні дослідження величини максимальної деформації Δ_u нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною від діаметра поперечного перерізу волокна d_1 , довжини робочої частини волокон еластичного щіткоподібного шнека l та навантаження P від мірних вантажів.

Результати експериментів з визначення максимальної деформації Δ_u нейлонових волокон записувались у план-матрицю із зміною трьох факторів ($k=3$) повного факторного експерименту 3^3 для статистичної обробки та визначення можливої екстремальної точки у факторному просторі з виведенням моделі, що описується рівнянням (3.10) регресії другого порядку, що враховують ефекти взаємодії із варіюванням кожного параметру мінімум на трьох рівнях.

Визначено коефіцієнти рівняння регресії (3.10), використовуючи формули (3.11) – (3.14), та представлено у таблиці 4.6.

Таблиця 4.6

Коефіцієнти рівнянь регресії при дослідженні максимальної деформації Δy нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною

Коефіц.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Нейлон	2,022	-1,98	1,52	1,28	-1,038	-0,863	0,712	0,808	0,308	0,0075

Загальний вигляд рівняння регресії величини максимальної деформації Δy нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною залежно від зміни діаметра поперечного перерізу волокна d_1 , довжини робочої частини волокон еластичного щіткоподібного шнека l та навантаження P від мірних вантажів, тобто $\Delta y = f(d_1, l, P)$, за результатами проведених повних факторних експериментів 3^3 у кодованих величинах дорівнює:

$$\Delta y_{(x_1, x_2, x_3)} = 2,022 - 1,98x_1 + 1,52x_2 + 1,28x_3 - 1,038x_1x_2 - 0,863x_1x_3 + 0,712x_2x_3 + 0,808x_1^2 + 0,308x_2^2 + 0,0075x_3^2, \quad (4.22)$$

де x_1 - кодоване значення діаметра поперечного перерізу волокна; x_2 - кодоване значення довжини робочої частини волокон; x_3 - кодоване значення навантаження від мірних вантажів.

Усі коефіцієнти рівняння регресії (4.22) є значущими відповідно до формул (3.19) та (3.20). Рівняння регресії (4.22) у натуральних величинах:

$$\Delta y = 3,397 - 9,34d_1 + 0,425l + 3,04P - 0,432d_1l - 2,696d_1P + 0,148lP + 5,05d_1^2 + 0,0086l^2 + 0,012P^2. \quad (4.23)$$

На основі одержаних результатів експериментальних досліджень та виведеного рівняння регресії (4.23) за допомогою прикладного програмного забезпечення побудовано поверхні відгуку та їх двомірні перерізи залежності максимальної деформації Δy нейлонових волокон гвинтового робочого органу з

щіткоподібною гвинтовою частиною від досліджуваних змінних факторів, що представлено на рис. 4.32 – рис. 4.35.

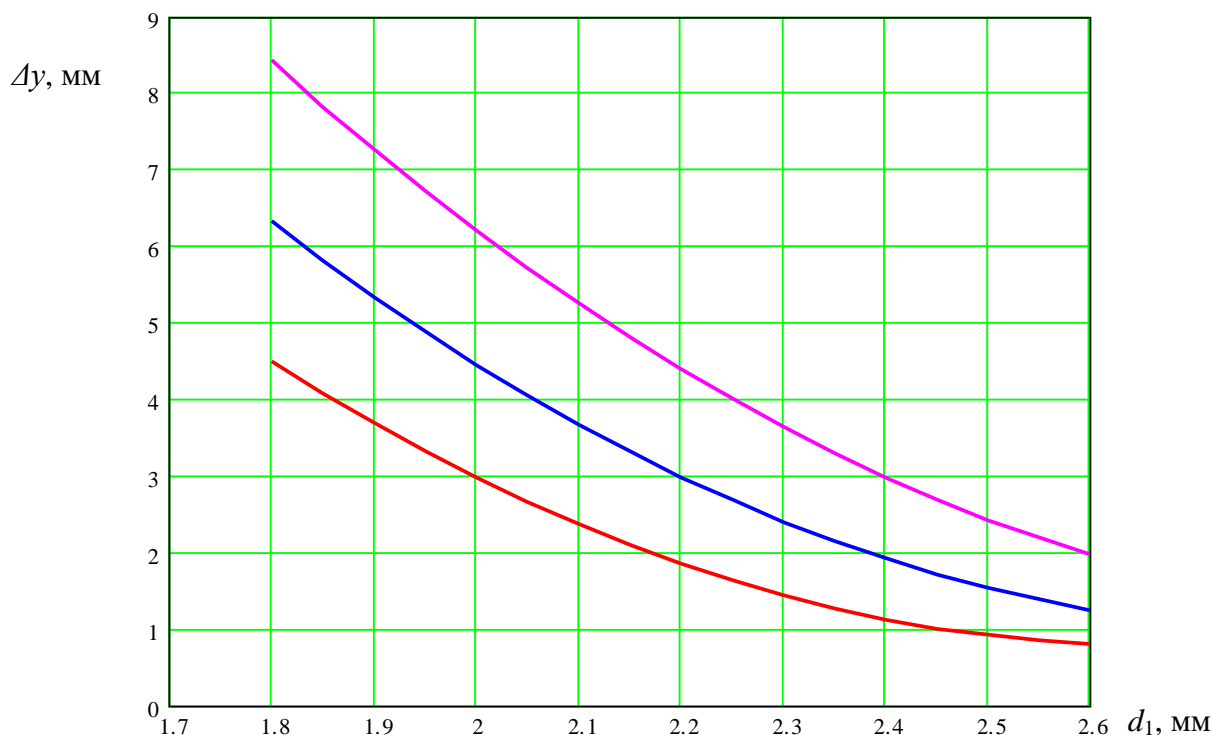
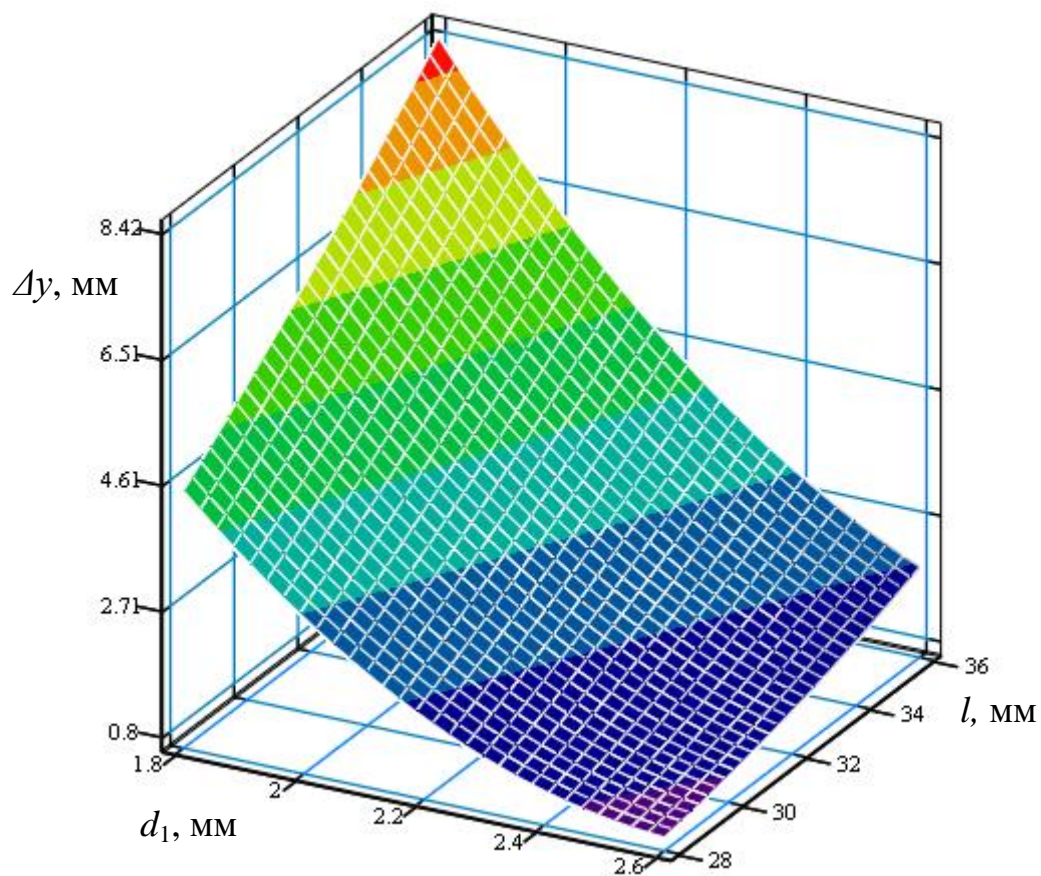


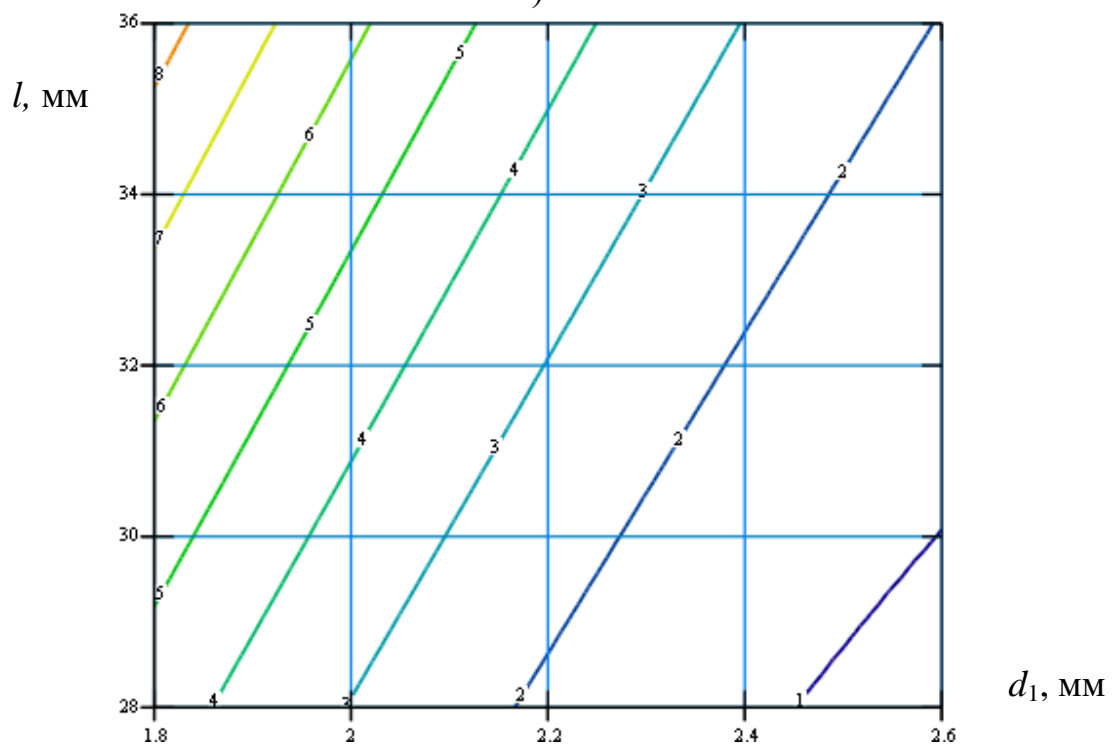
Рис. 4.32. Графіки залежності максимальної деформації Δu нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною від діаметра поперечного перерізу волокна d_1 , $P=2H$: 1) $l=28$ мм; 2) $l=32$ мм; 3) $l=36$ мм

Аналіз рівняння регресії (4.22) вказує на те, що основним фактором, який впливає на зміну максимальної деформації Δu нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною, є фактор $x_1(d_1)$. Менший вплив має фактор $x_2(l)$ і найменший - фактор $x_3(P)$, зростання другого і третього факторів призводить до збільшення максимальної деформації нейлонових волокон, а зростання першого – до зменшення.

На основі аналізу рівняння регресії (4.23) та побудованих графіків рис. 4.32 – рис. 4.35 встановлено, що із зменшенням діаметра поперечного перерізу волокна d_1 , збільшенням довжини робочої частини волокон еластичного щіткоподібного шнека l та навантаження P величина деформації Δu нейлонових волокон еластичного щіткоподібного шнека зростає.

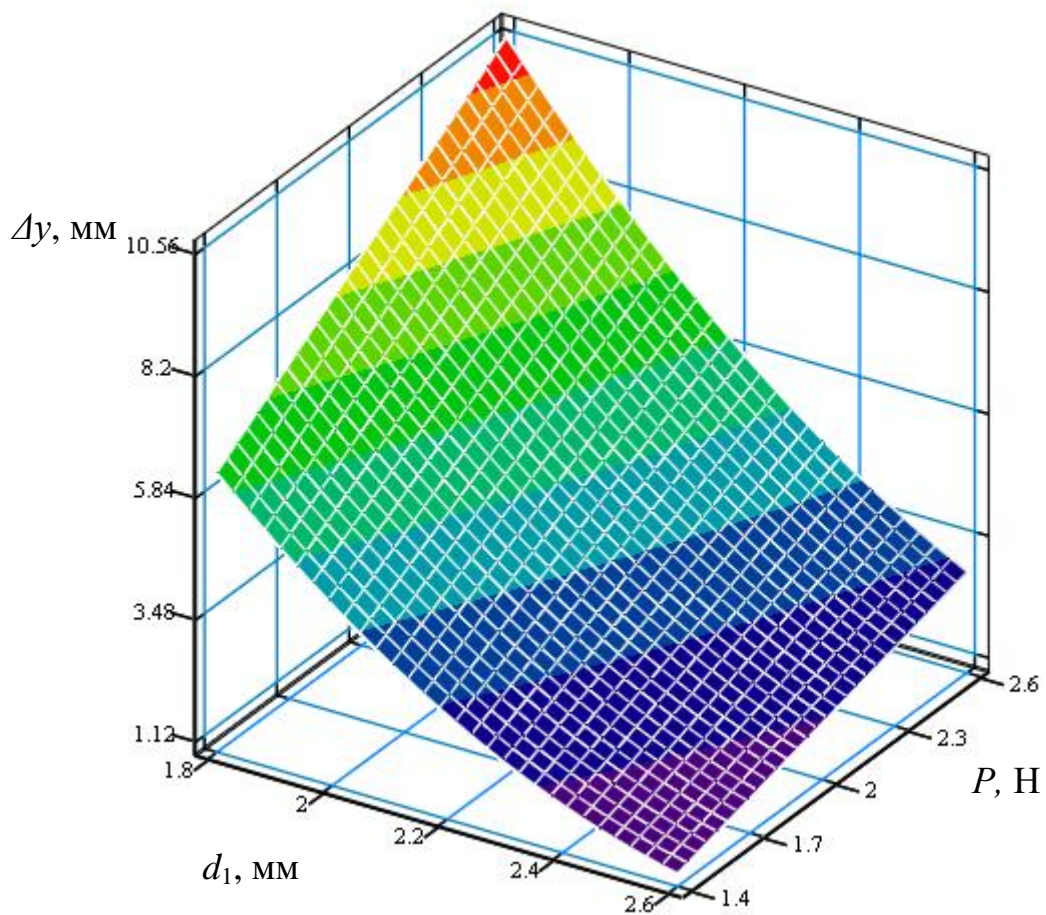


а)

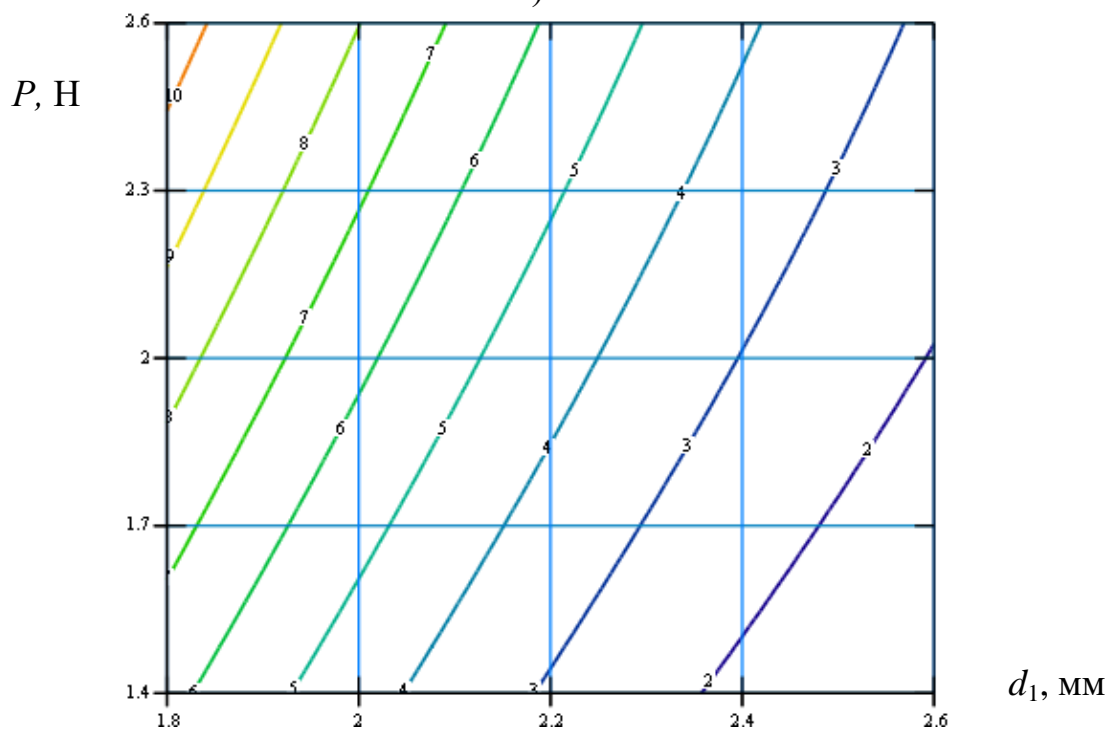


б)

Рис. 4.33. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності максимальної деформації Δy нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною від діаметра поперечного перерізу волокна d_1 та довжини робочої частини волокон l ($P=2$ Н)

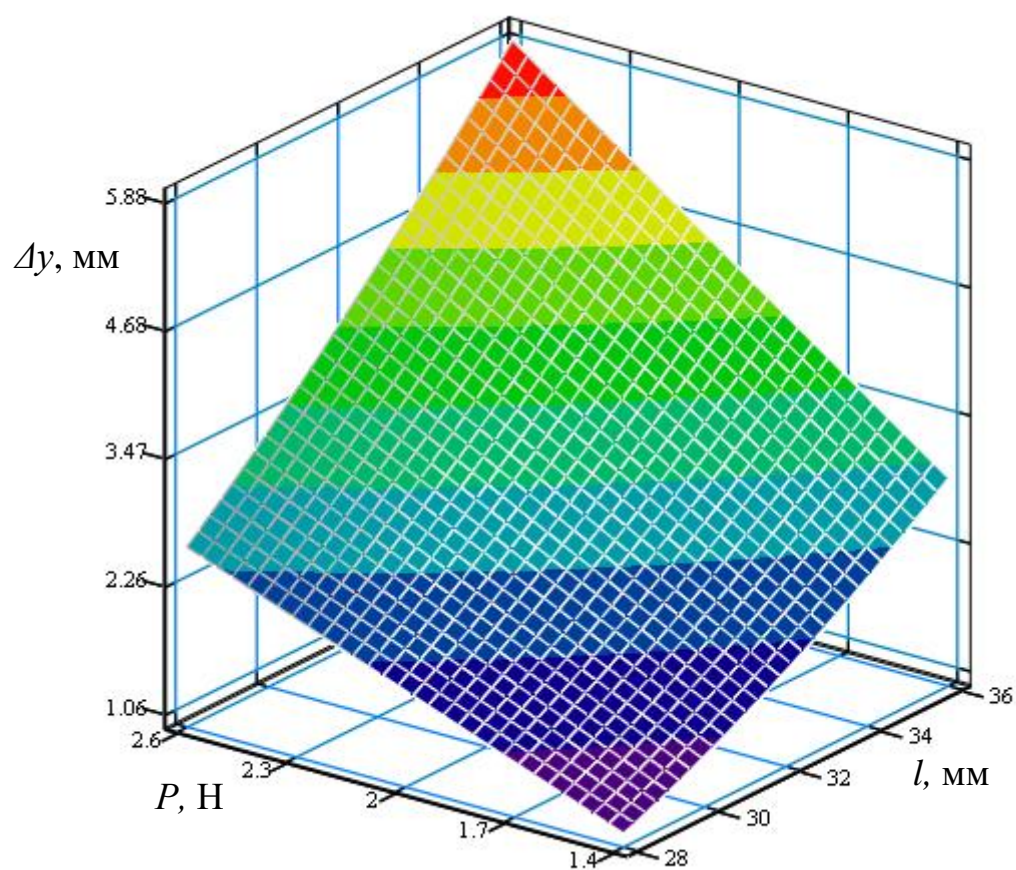


а)

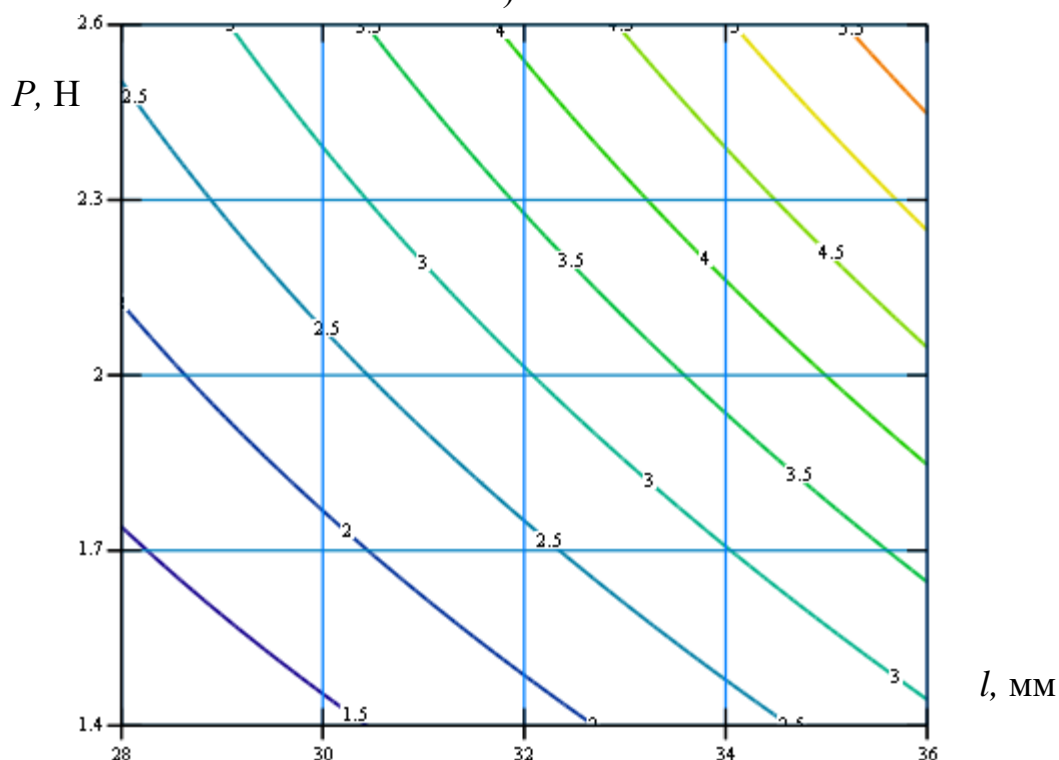


б)

Рис. 4.34. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності максимальної деформації Δy нейлонових волокон робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною від діаметра поперечного перерізу волокна d_1 та навантаження P від мірних вантажів ($l=36$ мм)



а)



б)

Рис. 4.35. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності максимальної деформації Δy нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною від довжини робочої частини волокон l та навантаження P від мірних вантажів ($d_1=2,2$ мм)

Максимальне значення деформації Δu становить 10,5 мм, а мінімальне – 0,7 мм. Збільшення діаметра поперечного перерізу волокна d_1 від 1,8 мм до 2,6 мм призводить до зменшення деформації Δu у 4,4 рази. Збільшення довжини робочої частини волокон l від 28 мм до 36 мм призводить до збільшення деформації Δu у 2,4 рази, при цьому збільшення навантаження P від 1,4 Н до 2,6 Н призводить до збільшення деформації Δu у 2,36 рази. Відхилення теоретичних результатів досліджень від експериментальних становить до 17%.

Отримане рівняння регресії (4.23) може бути використане для прогнозування максимальної деформації Δu нейлонових волокон гвинтового робочого органу з щіткоподібною гвинтовою частиною залежно від діаметра поперечного перерізу волокна d_1 , довжини робочої частини волокон l та навантаження P від мірних вантажів у таких межах зміни факторів: $1,8 \text{ мм} < d_1 < 2,6 \text{ мм}$, $28 \text{ мм} < l < 36 \text{ мм}$, $1,4 \text{ Н} < P < 2,6 \text{ Н}$.

РОЗДІЛ 5

ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ШНЕКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ЕЛАСТИЧНИМИ ПОВЕРХНЯМИ

5.1. Спосіб виготовлення шнекового робочого органу адаптованого для його кріплення з еластичними накладками

Послідовність технологічних операцій для виготовлення шнека із зовнішньою еластичною гвинтовою поверхнею є наступною (рис. 5.1).

Попередньо навивали смугову спіраль 1, витки котрої контактують одні з одними [46, 111]. Далі навита на ребро спіраль 1, встановлювалась в кондуктор 2 (рис. 5.2), на якій виконано один виток з кроком рівним товщині спіралі. Аналогічна втулка 3 розташовується у верхній частині спіралі. Після цього витки спіралі за допомогою ступінчатої втулки 4 і центрального гвинта 5, який вкручується в основу оправки 6, максимально стискаються між собою. На зовнішній поверхні втулки 3 рівномірно в коловому напрямку по периферії витків спіралі виконано наскрізні отвори, в яких встановлені кондукторні втулки 7. Далі, за допомогою свердлильної головки 8 відбувається одночасне свердління декількох (або всіх) отворів по периферії витків спіралі [49, 79].

Наступною технологічною операцією є калібрування смугової спіралі на заданий крок, яка в подальшому жорстко кріпиться на валу 9. До пари отворів на спіралі кріпляться (наприклад за допомогою болтових з'єднань із заокругленими головками) еластичні накладки, які можуть мати різну конструкцію периферійної поверхні (заокруглену, клиноподібну).

Загальний вигляд навитої на ребро спіралі з виконаними отворами зображено на рис. 5.3.

Основною вимогою, яка висувається до еластичних накладок, є забезпечення мінімального коефіцієнту тертя робочої поверхні та гарантованого транспортування матеріалу, який виключатиме різкий перехід матеріалу з суцільної металевої спіралі на еластичні накладки.

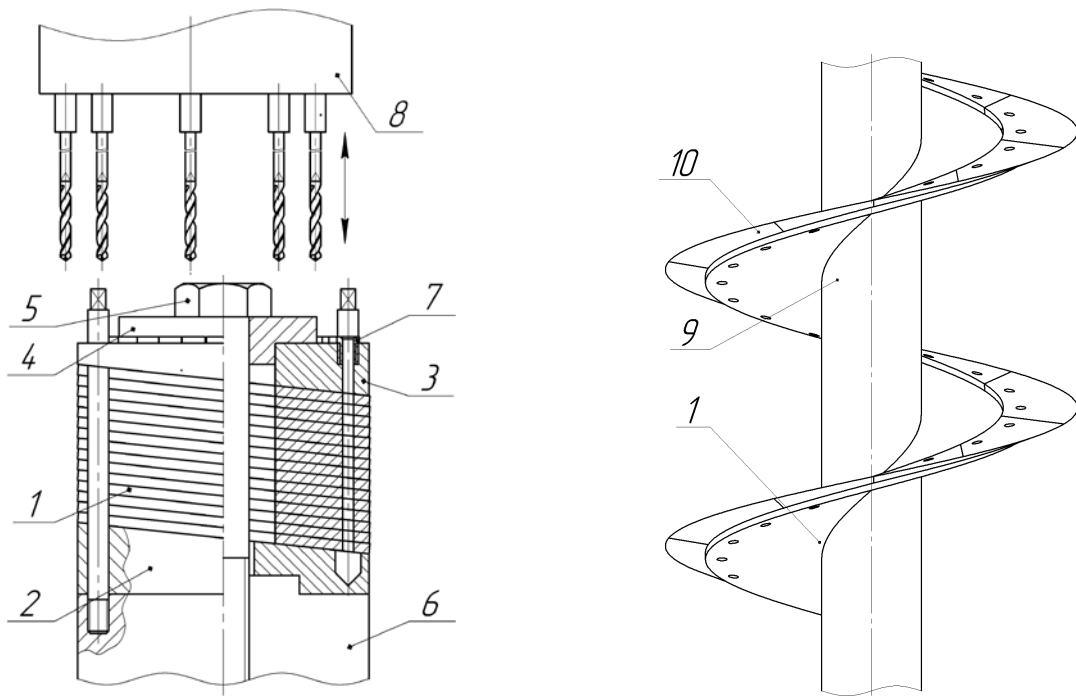


Рис. 5.1. Послідовність технологічних операцій та для виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею



Рис. 5.2. Кондуктор для свердління спіралі шнека, навитої на ребро



Рис. 5.3. Загальний вигляд навитої на ребро спіралі з виконаними отворами

Далі здійснюється калібрування спіралі шнека на вал (рис. 5.4).



Рис. 5.4. Калібрування спіралі на вал

В подальшому до отворів жорсткої несучої спіралі механічно кріпиться робоча еластична спіраль (рис. 5.5) або її секції (рис. 5.6) в залежності від геометричних та реологічних параметрів транспортованого матеріалу, згідно опису різних варіантів виконання еластичних секцій, які наведені в розділі 3.



Рис. 5.5. Суцільна гумова еластична спіраль, яка закріплена на жорсткому гвинтовому ребрі



Рис. 5.6. Секційна еластична спіраль (матеріал “поліуретан PU-60”), яка закріплена на жорсткому гвинтовому ребрі

5.2. Напрямки подальших досліджень з питань зменшення ступеня пошкодження матеріалів при його транспортуванні шнеками

Важливу роль при транспортуванні сипких зернових матеріалів відіграє швидкість обертання гвинтового робочого органу, при збільшенні якої зростає не лише продуктивність шнекового конвеєра, але і ймовірність пошкодження транспортованого матеріалу.

На нашу думку подальші дослідження повинні здійснюватись в таких напрямках. В першу чергу це стосується встановлення узгодження співвідношень кінематичних параметрів робочих органів та реологічних властивостей транспортованого матеріалу.

Швидкість взаємодії робочого органу та транспортованого матеріалу визначається за відомою формулою [14]:

$$V = \omega R, \quad (5.1)$$

де ω – кутова швидкість обертання гвинтового робочого органу, R – радіус поверхні обертання гвинтового робочого органу.

З іншої сторони швидкість ударної взаємодії тіл при вільному падінні одного з них визначається за формулою:

$$V = \sqrt{2gh}, \quad (5.2)$$

де g – прискорення вільного падіння, h – висота вільного падіння тіла.

Застовуючи вищенаведені формули можна визначити критичні швидкості взаємодії зернового матеріалу та поверхні шнека в залежності від параметрів матеріалів тіл взаємодії та висоти вільного падіння одного з тіл.

Для цього розроблено експериментальний стенд, який представлено на рис. 5.7 [131]. Він містить основу, яка складається з вертикальної 1 та горизонтальної 2 частин. На вертикальній частині у колодці 3 закріплений імітатор робочого органу 4, який може бути виконаний з різною жорсткістю та величиною їх консольного виступу Δ_1 та кріплення Δ_2 до кронштейна 5

вертикальної колодки. Колодка має можливість вертикального зміщення, фіксації та розфіксації з вільним падінням по направляючих основи стану.

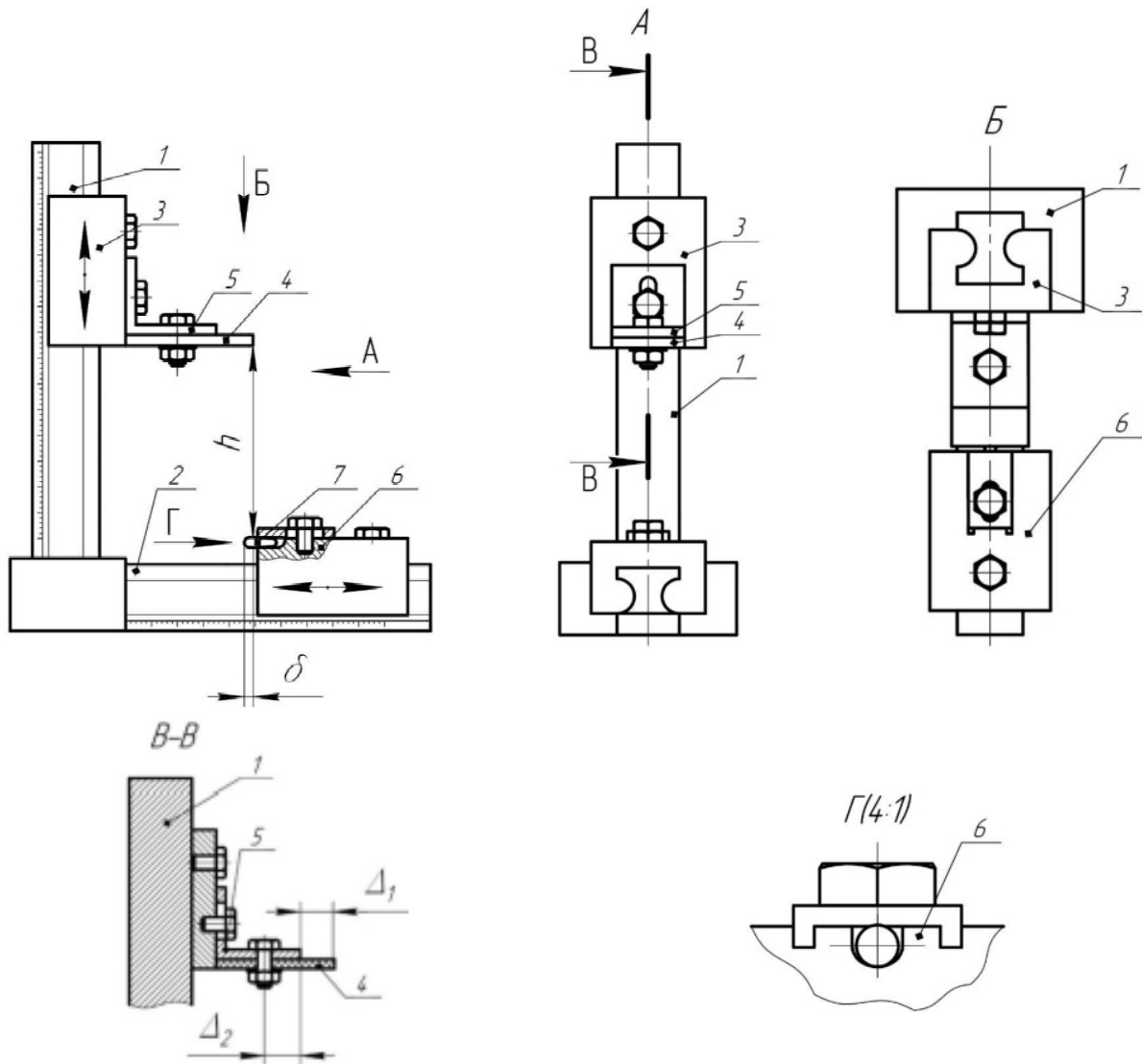


Рис. 5.7. Стенд для дослідження ступеня пошкодження зернового матеріалу

На горизонтальній частині основи 2 у колодці 6 закріплений сипкий матеріал 7 (наприклад зернина), причому його вільна сторона має можливість взаємодіяти з консольною поверхнею імітатора робочого органу 4.

Методика проведення експериментальних досліджень поляє в наступному. Спочатку зернину однією стороною закріплюють в горизонтальній колодці. Далі, до кронштейна вертикальної колодки закріплюють імітатор гвинтового робочого органу, а саму колодку по направляючих вертикальної

частини основи піднімають і фіксують на певній висоті h відносно матеріалу, який консольно закріплений в горизонтальній колодці із заданою величиною виступу δ .

Після цього колодку розфіксують і вона по направляючих вертикальної частини основи стенду вільно падає, і таким чином відбувається взаємодія імітатора гвинтового робочого органу з консольно закріпленим матеріалом з розрахунковою швидкістю. Через висоту вільного падіння h визначається швидкість ударної взаємодії робочої поверхні імітатора з матеріалом.

Величинами консольного виступу Δ_1 та кріплення Δ_2 імітатора гвинтового робочого органу до кронштейна вертикальної колодки забезпечується зміна його конструктивних та технологічних параметрів, що також впливає на пошкодження зернового матеріалу.

Таким чином, змінюючи відповідні кінематичні (швидкість взаємодії через висоту вільного падіння h), конструктивні (величини виступу Δ_1 та кріплення Δ_2 імітатора гвинтового робочого органу до кронштейна), а також технологічні (величина консольного виступу δ матеріалу) параметри розроблених робочих органів можна визначити їх оптимальні значення та досягнути мінімального пошкодження різних матеріалів.

5.3. Перспективні розробки шнекових механізмів з еластичними поверхнями

З метою підвищення ефективності транспортування сипких вантажів шнековими механізмами актуальним залишається питання розробки їх прогресивних конструкцій з можливостями мінімального пошкодження зернових матеріалів. Відтак нами розроблено ряд перспективних конструкцій цих механізмів, оснащених гвинтовими робочими органами із еластичними поверхнями [130]. Проведемо їх аналіз.

Нами розроблено конструкцію шнека з еластичною щіткоподібною поверхнею (пат. України № 123753 і пат. України № 142241), загальний вигляд та перерізи якого зображено на рис. 5.8.

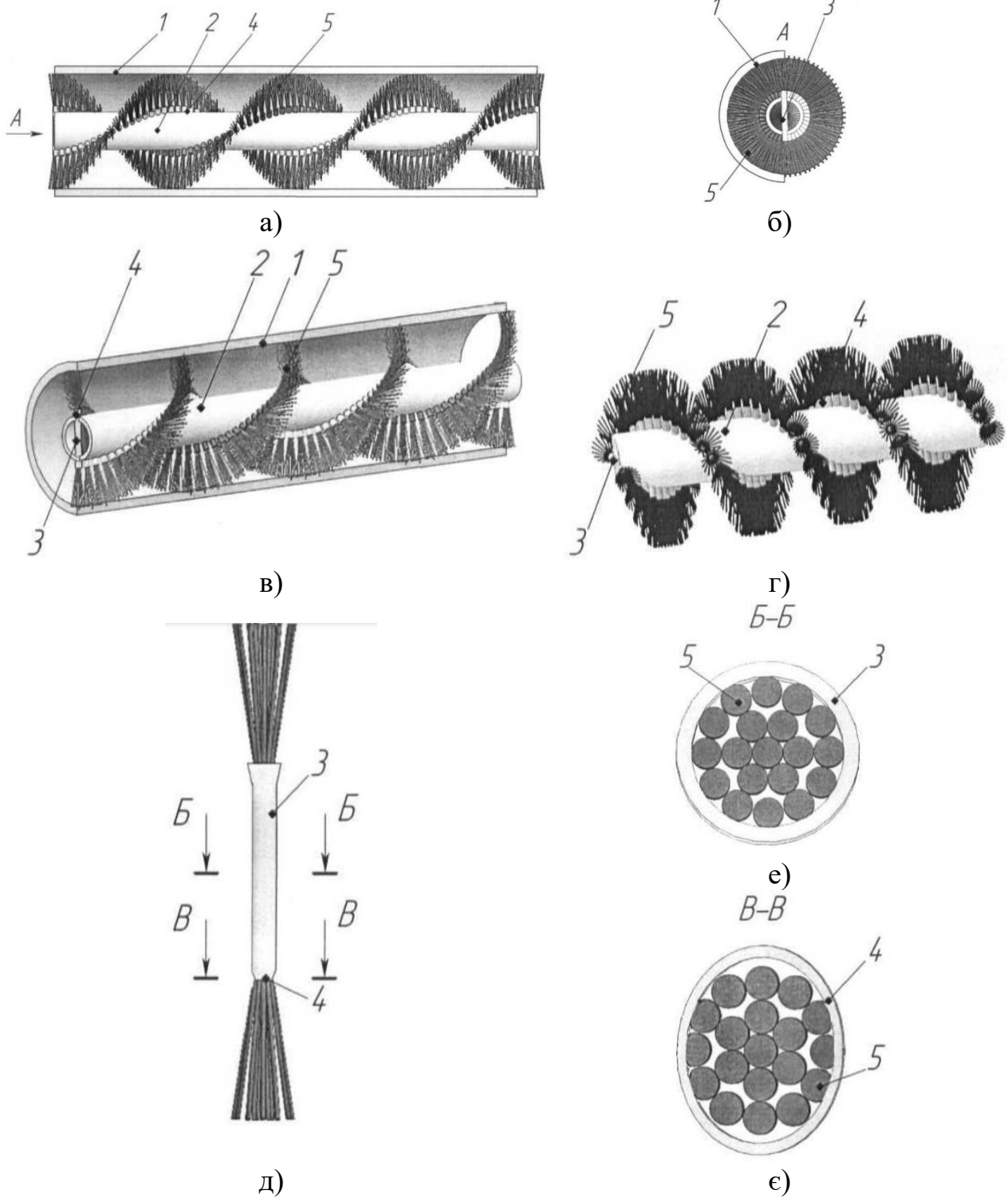


Рис. 5.8. Шнек з еластичною щіткоподібною поверхнею (пат. України № 123753)

Так на рис. 5.8 а зображено загальний вигляд шнека з еластичною щіткоподібною поверхнею; рис. 5.8 б - вигляд А на рис. 5.8 а; на рис. 5.8 в у аксонометрії зображено розташування шнека з еластичною щіткоподібною

поверхнею гвинтової спіралі на валу; на рис. 5.8 *г* зображено варіант виконання шнека з густою еластичною щіткоподібною поверхнею; на рис. 5.8 *д* зображено розташування та кріплення пучків еластичних щіток у пустотілих циліндричних трубках, краї яких переходять у еліпсоподібну форму; рис. 5.8 *е* - переріз по Б-Б на рис. 5.8 *д*; рис. 5.8 *є* - переріз по В-В на рис. 5.8 *д*.

Шнек з еластичною щіткоподібною поверхнею містить направляючий кожух 1, в якому розташований пустотілий вал 2. У пустотілому валу 2 перпендикулярно до його центральної осі, по гвинтовій лінії виконані отвори, в яких закріплені пустотілі циліндричні трубки 3, краї 4 яких виступають над зовнішньою поверхнею пустотілого вала 2. У пустотілих циліндричних трубках 3 (рис. 5.8 *д*) розташовані пучки еластичних щіткоподібних елементів 5, периферійна поверхня яких контактує з внутрішньою поверхнею направляючого кожуха 1. Краї 4 пустотілих циліндричних трубок 3, що виступають над зовнішньою поверхнею пустотілого вала 2, переходять в еліпсоподібну форму для фіксації пучків еластичних щіток 5 (рис. 5.8 *є*).

Розташуванням пучків еластичних щіткоподібних елементів 5 в пустотілих циліндричних трубках 3, які розміщені в отворах пустотілого вала 2 перпендикулярно до його центральної осі, по гвинтовій лінії, забезпечується конструктивно просте та надійне кріплення до пустотілого вала 2 еластичної гвинтової щіткоподібною поверхні. Пустотілі циліндричні трубки 3 можуть кріпитись в отворах до пустотілого вала різними способами, наприклад за допомогою точкового зварювання, клею або іншими способами. При цьому, виконанням країв 4 пустотілих циліндричних трубок 3, що виступають над зовнішньою поверхнею пустотілого вала 2, з переходом в еліпсоподібну форму забезпечується надійна фіксація пучків еластичних щіткоподібних елементів 5 в пустотілих циліндричних трубках 3 шляхом їх стискання. Також це сприяє додатковому кріпленню пустотілих циліндричних трубок 3 до пустотілого вала 2.

Виконання країв пустотілих циліндричних трубок 3 з переходом в еліпсоподібну форму дозволяє більш точно сформувати з пучків еластичних

щіткоподібних елементів 5 гвинтову лінію. При цьому, більші осі еліпсоподібної форми країв пустотілих циліндричних трубок 3 повинні розташовуватись в напрямку формування гвинтової лінії. Контакт периферійної поверхні пучків еластичних щіткоподібних елементів 5 з внутрішньою поверхнею направляючого кожуха 1 дозволяє уникнути появи між ними зазорів і відповідно попадання в них частинок транспортованого матеріалу та їх пошкодження. При цьому, в критичних випадках защемлення частинок матеріалу між внутрішньою поверхнею направляючого кожуха 1 та периферійною поверхнею пучків еластичних щіткоподібних елементів 5, останні прогинаються і пропускають матеріал, не травмуючи його.

Також безпосередній контакт периферійної поверхні пучків еластичних щіткоподібних елементів 5 з внутрішньою поверхнею направляючого кожуха 1 сприяє зниженню радіальних коливань центральної частини пустотілого вала 2, закріпленого в опорах (що відбувається в традиційних шнеках) і відповідно підвищує його стійкість, надійність і довговічність. Таке розташування еластичної щіткоподібної поверхні відносно до внутрішньої поверхні направляючого кожуха 1 до певної міри виконує функцію підшипника ковзання, що також позитивно впливає на процес транспортування.

Працює шнек з еластичною щіткоподібною поверхнею наступним чином. Матеріал, що транспортується подається (наприклад з бункера) в зону між внутрішньою поверхнею направляючого кожуха 1 та зовнішньою поверхнею пустотілого вала 2 і за допомогою пучків еластичних щіткоподібних елементів 5, які розташовані по гвинтовій лінії, переміщається в зону вивантаження. Густотою пучків еластичних щіткоподібних елементів 5 (на рис. 5.8 *в* зображено рідше їх розташування, а на рис. 5.8 *г* - густіше) формується щільність гвинтової лінії шнека залежно від розмірно-масових характеристик матеріалу, що транспортується. Застосування пар тертя метал - поліаміди або інші пластмасові матеріали показали високу стійкість до зношування навіть при їх роботі в абразивних середовищах.

Також нами розроблено конструкцію комбінованого еластичного гвинтового транспортера (пат. України № 124326), загальний вигляд якого зображено на рис. 5.9 а; на рис. 5.9 б в аксонометрії зображено зону завантаження сипкого матеріалу з бункера; на рис. 5.9 в у аксонометрії зображено зону виходу сипкого матеріалу з вивантажувального патрубка. Комбінований еластичний гвинтовий транспортер містить бункер 1, який з'єднаний з направляючим кожухом 2, в котрому розташований гвинтовий робочий орган 3. З протилежної сторони від бункера 1 з направляючим кожухом 2 з'єднаний вивантажувальний патрубок 4.

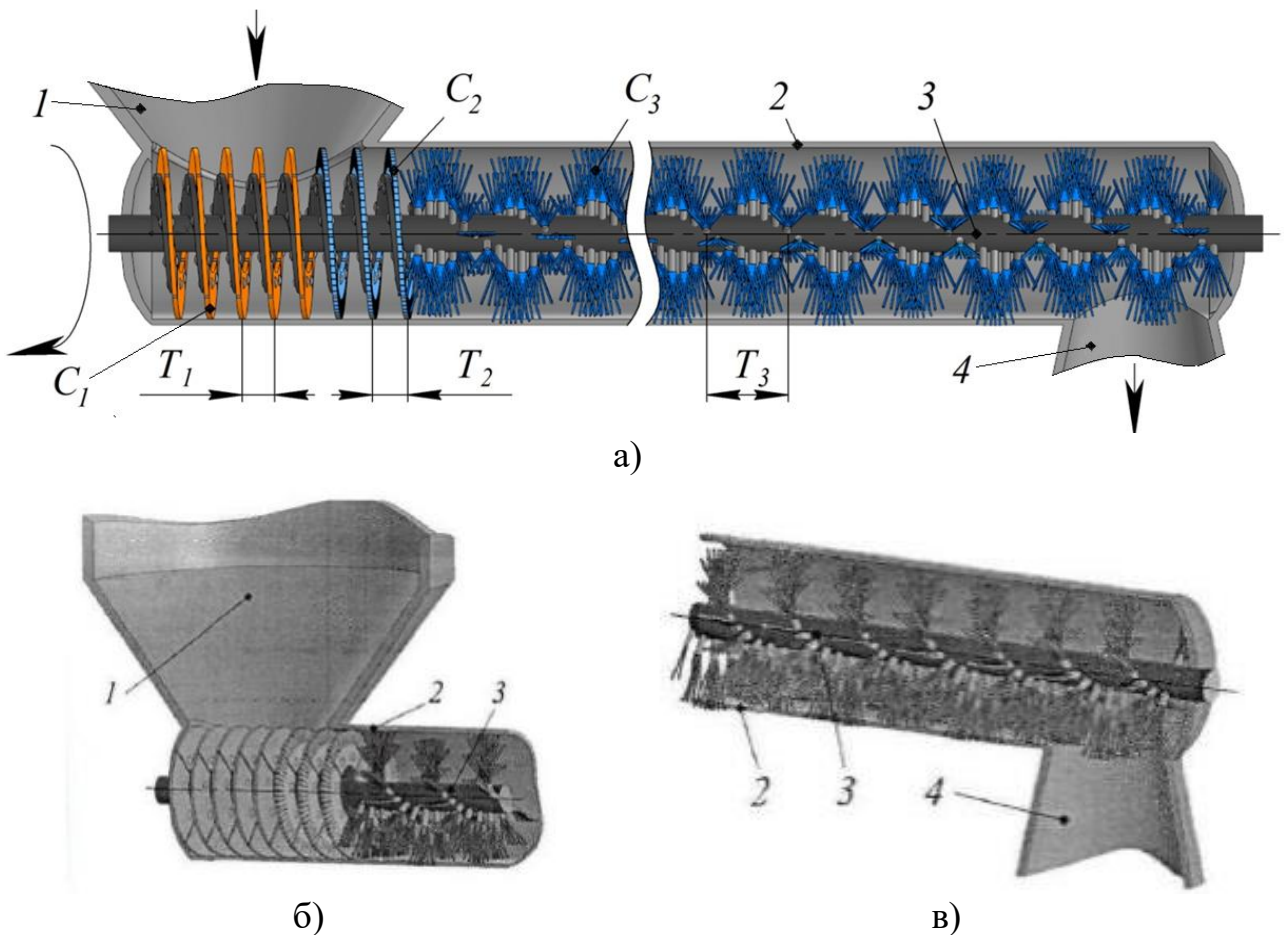


Рис. 5.9. Комбінований еластичний гвинтовий транспортер (пат. України № 124326)

Гвинтовий робочий орган 3 виконано комбінованим, причому в зоні завантаження матеріалу з бункера 1 крок T_1 гвинтового робочого органу 3 є найменшим, а жорсткість C_1 його периферійної поверхні є максимальною. В зоні переходу бункера 1 в направляючий кожух 2 крок T_2 гвинтового робочого

органу та жорсткість C_2 його периферійної поверхні є середньою. В зоні транспортування та вивантаження матеріалу крок T_3 гвинтового робочого органу є найбільшим, а жорсткість C_3 його периферійної поверхні є мінімальною. В процесі роботи комбінованого еластичного гвинтового транспортера сипкий матеріал завантажується в бункер 1 і потрапляє на гвинтові витки першої зони гвинтового робочого органу 3 з найменшим кроком T_1 та жорсткістю C_1 його периферійної поверхні, яка є максимальною. Це необхідно для того, щоб сипкий матеріал гарантовано подавався в напрямку транспортування.

В зоні переходу бункера 1 в направляючий кожух 2 крок T_2 гвинтового робочого органу збільшується, а жорсткість C_2 його периферійної поверхні зменшується для забезпечення мінімізації ступеня пошкодження сипкого матеріалу між нерухомими поверхнями бункера 1 та направляючого кожуха 2, а також обертовою поверхнею гвинтового робочого органу. При транспортуванні сипкого матеріалу в направляючому кожусі 2 крок T_3 гвинтового робочого органу є найбільшим, а жорсткість C_3 його периферійної поверхні є мінімальною. В цьому випадку можуть застосовуватись еластичні щіткоподібні елементи, які розташовані по гвинтовій лінії і забезпечують транспортування сипкого матеріалу з мінімальним їх пошкодженням.

Встановлення еластичних щіток в зоні забору сипкого матеріалу з бункера може призвести до неможливості його подачі в напрямку направляючого кожуха 2, оскільки, під дією вертикального навантаження, еластичні щітки будуть прогинатись, що дасть змогу забезпечити розосередження сипкого матеріалу по внутрішній поверхні направляючого кожуха від дії відцентрових сил. Таким чином, запропонований комбінований еластичний гвинтовий транспортер дає можливість забезпечити гарантоване транспортування сипкого матеріалу без його надмірних пошкоджень.

Окрім шнеків з еластичною щіткоподібною поверхнею нами розроблено і запатентовано ряд шнеків з еластичною поверхнею, що визначаються вищою продуктивністю (як було встановлено за результатами експериментальних

досліджень викладеними у четвертому розділі роботи), описи яких наведено нижче.

Так конструкція розробленого еластичного шнека з розрізними пелюстками (пат. України № 143343) рис. 5.10 містить направляючий кожух 1, в якому розташовано центральний вал 2. На валу 2 встановлено несучу смугову спіраль 3, в якій виконані отвори 4 для кріплення еластичних секторів 5.

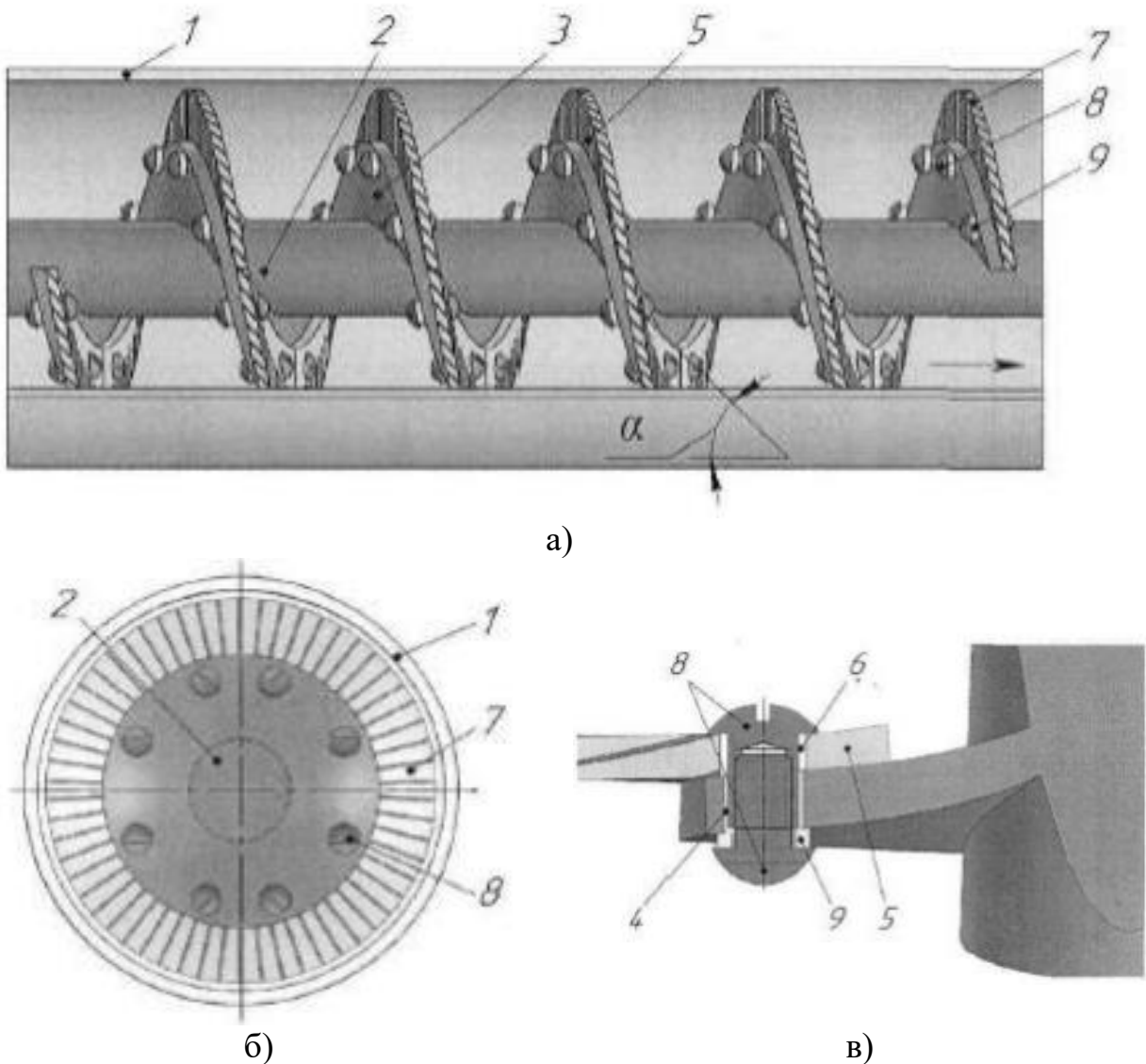


Рис. 5.10. Еластичний шнек з розрізними пелюстками (пат. України № 143343)

Поверхня еластичних секторів 5 виступає над поверхнею несучої смугової спіралі 3. Еластичні сектори 5 в нижній частині виконані суцільними з отворами 6 для кріплення, діаметр яких є більшим ніж діаметр отворів 4 смугової спіралі. По периферії еластичні сектори 5 виконані розрізними у

вигляді пелюстків 7, причому кут розрізу пелюстків α спрямований в напрямку транспортування матеріалу. Напрямок транспортування матеріалу на рис. 5.4 показано стрілкою. Зовнішню поверхню кріпильних елементів 8 як зі сторони робочої поверхні шнека, так і з протилежної, виконано напівсферичною. Для запобігання розфіксації кріплення еластичних секторів 5 з несучою смуговою спіраллю 3 з її неробочою поверхнею застосовано граверні шайби 9. В процесі роботи еластичний шнек переміщує сипкий матеріал в направляючому кожусі 1 в зону його вивантаження.

Запропонована конструкція еластичного шнека з розрізними пелюстками дозволяє мінімізувати пошкодження сипкого транспортованого матеріалу за рахунок виконання периферійної поверхні еластичних секторів розрізними під кутом, який сприяє прогин пелюстків при виникненні заклинення частинок матеріалу між нерухомою внутрішньою поверхнею направляючого кожуха та обертовою поверхнею еластичного шнека.

На рис. 5.11 зображено шнек із змінним еластичним елементом (заявка на пат. України), який виконаний у вигляді пустотілого вала 1, до якого жорстко закріплена гвинтова спіраль 2. До верхньої торцевої частини гвинтової спіралі 2 приєднана липучка 3, до якої прикріплена інша липучка 4, яка приєднана по усій її довжині до нижньої торцевої частини еластичного елемента 5.

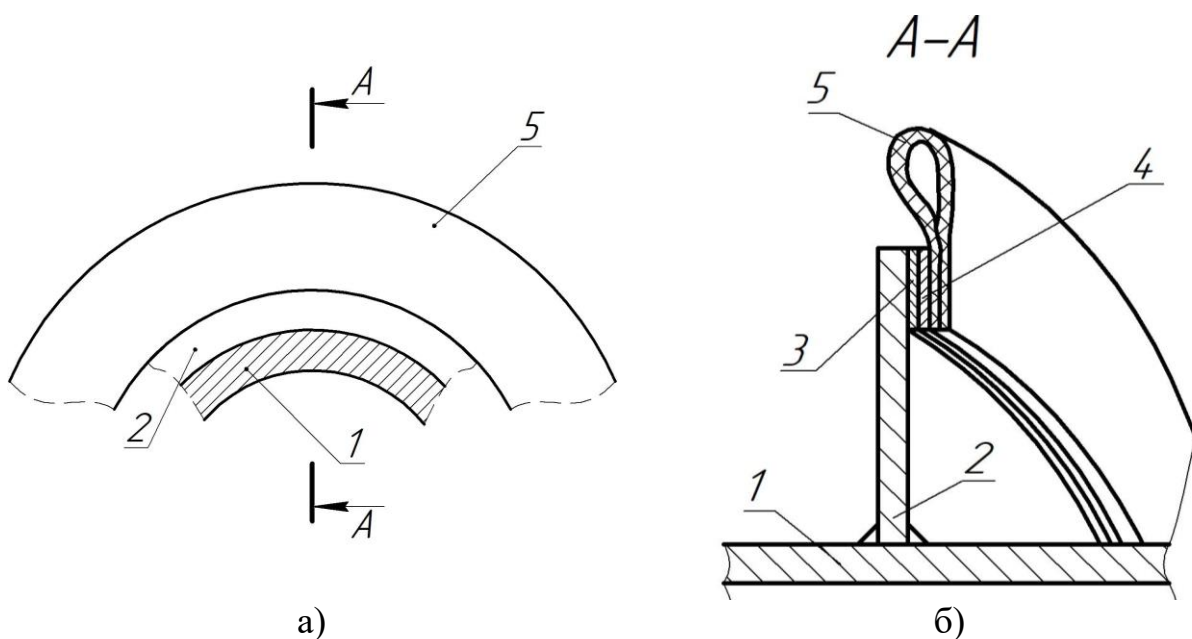


Рис. 5.11. Шнек із змінним еластичним елементом

Працює шнек із змінним еластичним елементом наступним чином. Транспортований матеріал подається в зону перевантаження на зовнішню поверхню пустотілого вала 1 і за допомогою гвинтової спіралі 2, оснащеною еластичним елементом 5, переміщається в зону вивантаження. При необхідності заміни еластичного елемента 5 на гвинтовій спіралі 2 її проводять швидко та ефективно завдяки відкріплення-прикріплення липучки 4 до липучки 3. До його переваг відноситься простота виготовлення конструкції та можливість заміни еластичних елементів.

Також гвинтові робочі органи з еластичними поверхнями можна широко використовувати у якості змішувачів. Так на рис. 5.12 (заявка на пат. України) зображено шнек для змішування з еластичною щіткоподібною поверхнею виконано у вигляді пустотілого вала 1, в якому по гвинтовій лінії періодично закріплені еластичні елементи меншої 2 та більшої 3 висоти.

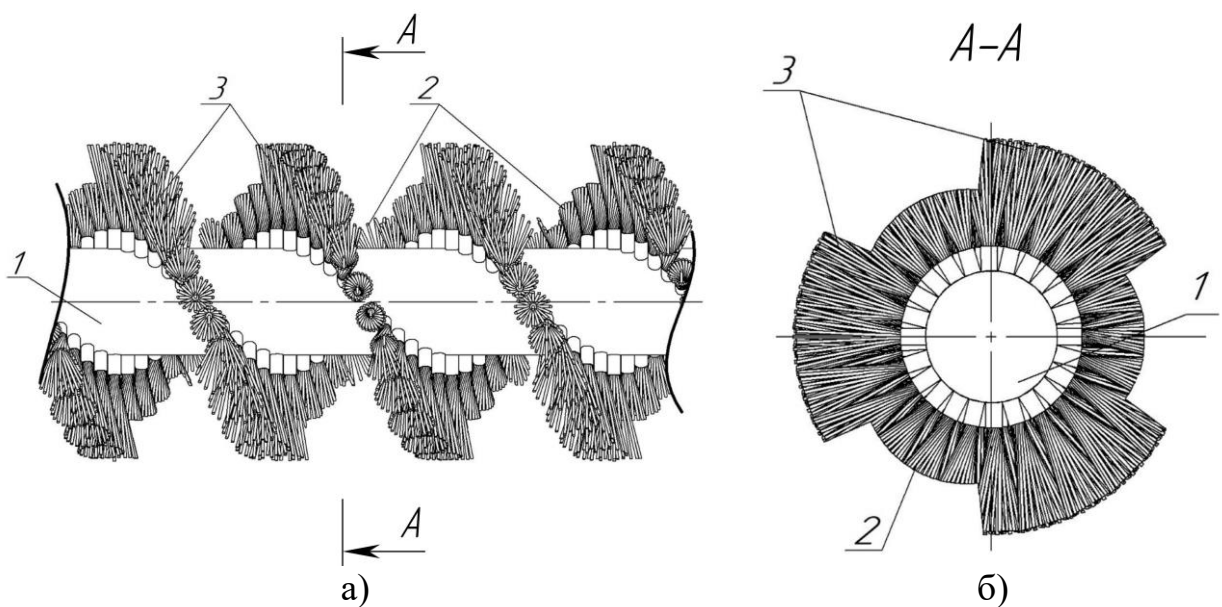


Рис. 5.12. Шнек для змішування з еластичною щіткоподібною поверхнею

Працює шнек для змішування з еластичною щіткоподібною поверхнею наступним чином. Матеріали, які підлягають змішуванню, подаються в зону перевантаження на зовнішню поверхню пустотілого вала 1 і за допомогою еластичних елементів меншої 2 та більшої 3 висоти переміщуються в зону вивантаження. При цьому матеріали при потраплянні у зони еластичних елементів меншої висоти 2 періодично просипаються та інтенсивно

змішуються. До переваг шнека для змішування з еластичною щіткоподібною поверхнею відноситься покращення процесу змішування матеріалів за рахунок їх просипання при потраплянні у зони еластичних елементів меншої висоти.

Для швидкої заміни еластичної піралі розроблено шнек з механічним кріпленням еластичних спіралей (рис. 5.13) (заявка на пат. України), який виконаний у вигляді пустотілого вала 1, на зовнішній поверхні якого по гвинтовій лінії відомим способом закріплені спарені планки 2 меншої висоти еластичної спіралі 3. Причому відстань між спареними планками 2 відповідає товщині еластичної спіралі 3. Між спареними планками 2 по гвинтовій лінії встановлена еластична спіраль 3, яка з обох сторін обмежена стопорними кільцями 5, що встановлені у виточках 4 пустотілого вала 1.

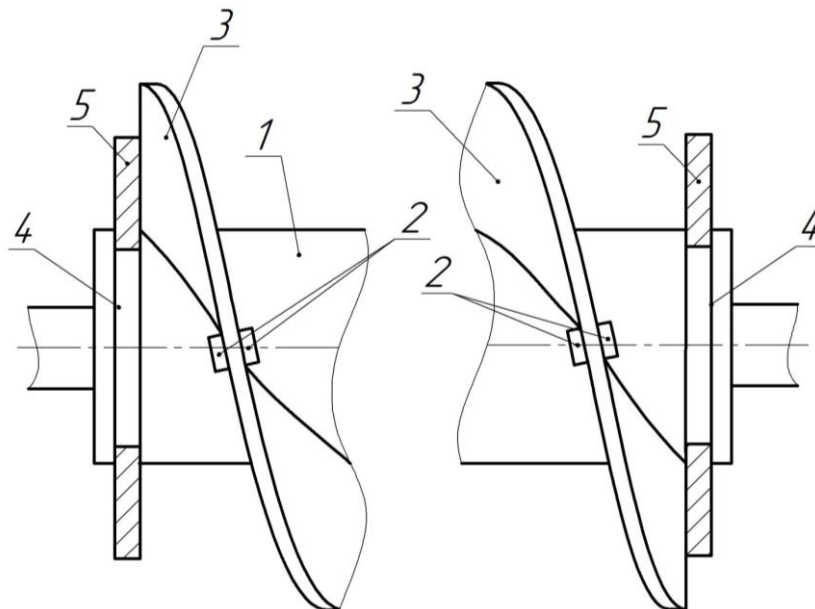


Рис. 5.13. Шнек з механічним кріпленням еластичних спіралей

Працює шнек з механічним кріпленням еластичних спіралей наступним чином. Транспортований матеріал подається в зону перевантаження на зовнішню поверхню пустотілого вала 1 і за допомогою спіралей 3 переміщається в зону вивантаження. При необхідності заміни еластичної спіралі 3 з виточки 4 знімається стопорне кільце 5. Далі проводиться вигвинчування зі спарених планок 2 старої еластичної спіралі 3 і загвинчування на її місце нової. Після проведеної операції заміни еластична спіраль 3 на

пустотілому валу 1 фіксується стопорним кільцем 5, яке вставляється у виточку 4. До переваг шнека з механічним кріпленням спіралей відноситься простота кріплення спіралей до пустотілого вала і їх заміни.

Шнек з еластичною щіткоподібною поверхнею (пат. України № 150968) рис. 5.14 виконано у вигляді пустотілого вала 6, в якому по гвинтовій лінії закріплені еластичні елементи 3, які виконано у вигляді еластичної щітки 5 з двотавровою основою 4.

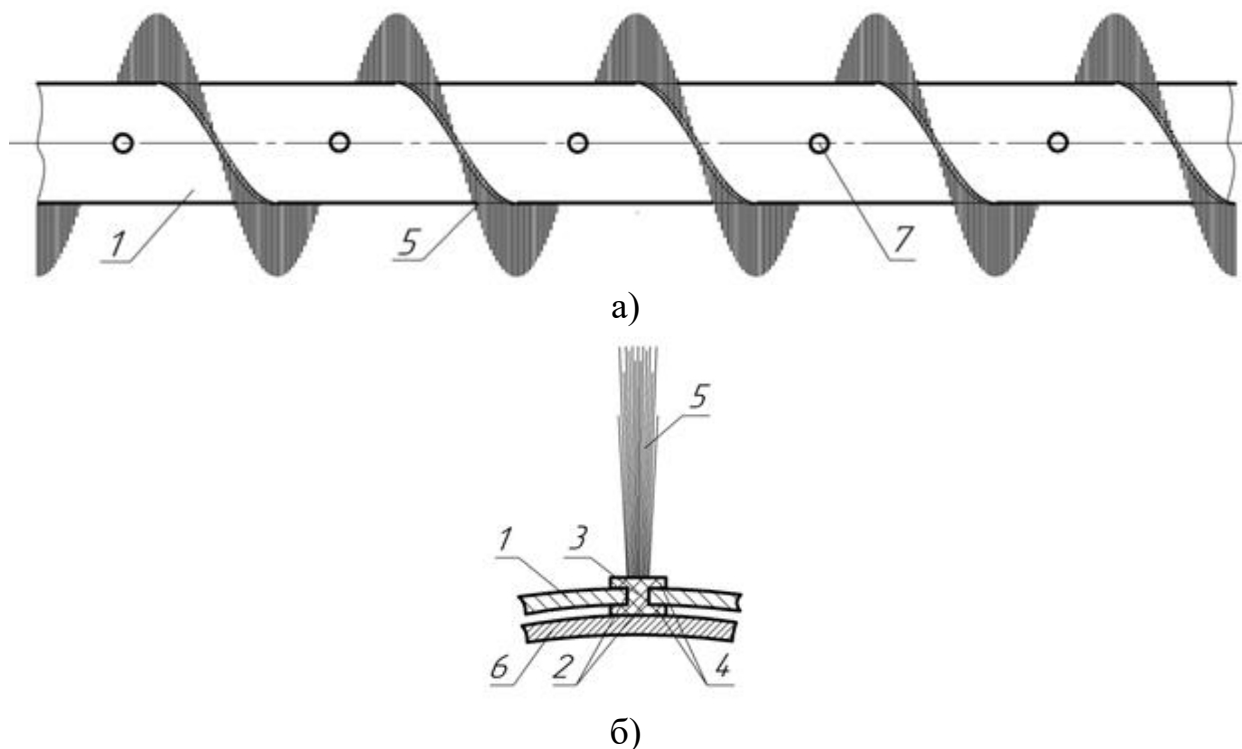


Рис. 5.14. Шнек з еластичною щіткоподібною поверхнею (пат. України № 150968)

Двотаврову основу 4 встановлено в гвинтовому повздовжньому отворі 2 циліндричної пустотілої трубки 1. Циліндричну пустотілу трубку 1 жорстко закріплено гвинтами 7 до пустотілого вала 6.

Працює шнек з еластичною щіткоподібною поверхнею наступним чином. Транспортований матеріал подається в зону перевантаження на зовнішню поверхню циліндричної пустотілої трубки 1 і за допомогою еластичної щітки 5 переміщається в зону вивантаження. До переваг шнека з еластичною щіткоподібною поверхнею відноситься надійність конструкції та кріплення

еластичних елементів, а також можливість одночасного транспортування та змішування сипких матеріалів.

5.4. Обґрунтування техніко-економічної ефективності використання гвинтових робочих органів з еластичними робочими поверхнями

Через механічне пошкодження зерна при виконанні різноманітних операцій, пов'язаних із збиранням, очищенням, сортуванням, сушінням та зберіганням, протруюванням, а також його транспортуванням, зменшується валовий збір зерна, погіршуються посівні та продуктивні його якості. При цьому при виконанні зазначених операцій практично завжди використовуються шнеки для його переміщення. Відтак запобігання механічним пошкодженням зерна є актуальне завдання сьогодення. Враховуючи вимогу мінімізації пошкодження при транспортуванні насінневих зернових матеріалів, проведемо техніко-економічне обґрунтування ефективності розроблених конструкцій гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями.

Загальноприйнято, що механічні пошкодження зерна поділяють на дві великі групи: макро- (видимі без додаткових оптично-технічних засобів) й мікро- (визначеними за допомогою додаткових оптично-технічних засобів — збільшувального скла чи мікроскопа) пошкодження [135]. Макропошкодження — це вибитий зародок насінини або вибита 1/4 частина насіння; насіння бите або вздовж, або впоперек; насіння, яке поїли кузьки; вм'ятини в насінні [135]. До мікропошкоджень відносять: насіння, пошкоджене в місці прикріплення ніжки; надрив оболонки зародка; зовнішні та внутрішні тріщини; «синці» [135]. У сухого зерна головним пошкодженням вважають тріщини, а у вологого — вм'ятини [108]. Найбільш стійка до динамічних навантажень є пшениця з вологістю 18...20%, а при статичному навантаженні міцніше сухе зерно [108]. Ступінь травмування зернівок залежить і від їх розмірів — у більшій мірі травмуються фракції розміром 2,6–2,8 мм [63].

За агротехнічними вимогами механічне пошкодження насінневого зерна не має перевищувати 1%, проте здебільшого воно становить 2–10% [108].

Загальні втрати з кожного гектара посіву зернових унаслідок сівби травмованим насінням становлять 2–3 ц, а в цілому по Україні – щонайменше 2 млн. т зерна щорічно [108].

Пошкоджується зерно під час післязбиральної обробки при очищенні та сортуванні, проте найбільше його якість знижується під час транспортування в зерносховищах [108]. За даними досліджень [108], понад 50% від загальної кількості травмованих зернин пошкоджується під час навантажувально-розвантажувальних та транспортних операцій.

Якщо проаналізувати машин для підготовки і транспортування зерна, то зерномети травмують зерно від 11 до 17%, зерноочисні та сортувальні машини від 3,4 до 8,4%, пневмотранспортери – до 7,2%, норії – до 7,4%, шнекові транспортери – від 4,7 до 8,6%, скребкові транспортери – до 1,5%, самопливні трубопроводи – до 1,6% [108].

По шнекових транспортерах ці дані дещо відрізняються від більш давніх досліджень, в яких вказано, що при транспортуванні насінневого зерна жорсткими гвинтовими конвеєрами відбувається пошкодження в межах 1,2...1,75% [92]. При вологості зерна 12...14% рекомендована швидкість його транспортування знаходиться в межах 2,2...2,3 м/с, а при вологості 17...19% - до 4,1 м/с [92].

Дослідження О. П. Тарасенка [133] показують, що при збільшенні довжини трубопроводу з 2 до 12 метрів мікротравмування зернівок зросло на 4 %, а подрібнення зросло на 0,12 %. Збільшенні продуктивності трубопроводу із 10 до 30 т/год. забезпечує зменшення травмування насіння на 11 %, а збільшення коефіцієнта заповнення із 0,3 до 0,6 дозволяє знизити травмування в 1,3 рази [133].

За дослідженнями Д. А. Дерев'янка [63] при п'ятиразовому проходженні насіння по шнеку із частотою обертання 270 об/хв. його травмування зросло на 56,3 %.

Куликівський [93] констатує, що при зазорі, меншому мінімального розміру зерен їх защемлення між шнеком та кожухом в процесі переміщення

практично не спостерігалось (пошкодження зерна шнеком становило до 0,3 %), а при зазорі більшому трьох середніх розмірів зернини (від 12 мм і більше) на дні кожуха утворювався пасивний ледь рухомий шар матеріалу. Також ним встановлено [93], що збільшення частоти обертання шнека призводить до зростання травмування за рахунок інтенсивнішого тертя зерен об поверхні; при збільшенні кута нахилу шнека (до 20°) травмування зерен підвищується на 20...25 %.

Загалом з проведеного аналізу можна зробити висновок, що шнекові транспортери дають пошкодження при транспортуванні зерна в межах 1,2...8,6% [92, 108], а його багаторазове проходження по шнеку сприяє значному травмуванню зерна (на 56,3 % при п'ятиразовому проходженні) [63].

Проаналізуємо закупівельні ціни на зерно станом на початок 2022 року (довоєнний період). Так орієнтовна вартість на оптових закупівельних ринках зерна становила:

- пшениця фуражна – 9800 грн./т.;
- пшениця сортова – більше 10000 грн./т.;
- ячмінь фуражний – 8000 ... 8500 грн./т.;
- ячмінь сортовий – більше 8500 грн./т.;
- кукурудза – від 7400 грн./т.

Вартість насінневих зернових є більшою мінімум на 50 % від представлених цін.

Враховуватимемо той факт, що фермерські господарства використовують одні і ті ж шнекові завантажувачі для транспортування різних видів зернових (горох, кукурудза, пшениця тощо), не маючи можливості забезпечити регулювання зазору між гвинтовим робочим органом та кожухом для мінімізації травмування. Відтак таке пасивне регулювання зазору якраз і забезпечується еластичною периферійною частиною у гвинтових робочих органах з щіткоподібною еластичною робочою поверхнею (рис. 2.2), що сприяє зменшенню травмування зерна при перевантаженні [21, 154].

Також враховуючи ті факти, що посівні площі під зернові фермерського господарства в Україні становлять 50-300 га, а загальні втрати з кожного гектара посіву зернових унаслідок сівби травмованим насінням згідно [63] становлять 2–3 ц (приймаємо 2,5 ц), то орієнтовні втрати господарства, якщо посівні площі під пшеницю, ячмінь та кукурудзу взяти у рівних частках по 20 га, станом на початок 2022 року становитимуть щонайменше 15,0 т зерна щорічно (табл. 5.1). З них на перевантажування традиційними шнеками (з врахуванням травмування зерна шнековими транспортерами - 4,7% [63]) орієнтовно припадає 0,7605 тонни, або 5,98 тис. грн.

Таблиця 5.1

Орієнтовні втрати фермерського господарства внаслідок сівби травмованим насінням на початок 2022 року

	Втрати зерна у натуральному та грошовому виразі на 1 га		Річні втрати зерна фермерського господарства у натуральному та грошовому виразі	
	тонн	тис. грн.	тонн	тис. грн.
Пшениця	0,25	2,45	5,0	49,0
Ячмінь	0,25	2,06	5,0	41,2
Кукурудза	0,25	1,85	5,0	37,0
Разом	-	-	15,0	127,2

Враховуючи особливості виготовлення гвинтових робочих органів з щіткоподібною еластичною робочою поверхнею, відомо, що поряд з технологічним процесом виготовлення традиційних гвинтових робочих органів їх виготовлення є складнішим і передбачає окрім традиційних операцій (навивання, калібрування, зварювання) виконання додаткових, які забезпечують виготовлення на периферійній частині гвинтових робочих органів еластичної поверхні.

Нами проведемо аналіз вихідних даних до процесу виконання додаткових операцій при виготовленні гвинтових робочих органів з щіткоподібною еластичною робочою поверхнею і результати щодо цих даних представлено у

табл. 5.2 (для параметрів: $L = 4$ м; $D = 96$ мм; $T = 80$ мм). Ці дані є порівняльними і можуть змінюватись залежно від зміни діаметрів, кроку шнеків тощо. Також слід відмітити, що при аналізі процесу виготовлення еластичного гвинтового робочого органу з кріпленням еластичного елемента на торцевій поверхні спіралі (секційних, з периферійною щіткоподібною частиною (рис. 3.4 б і рис. 3.4. з), із суцільним камероподібним елементом (рис. 3.4 в)) нами не розглядалась індивідуальна технологія виготовлення окремих цих елементів, оскільки вона є досить подібною і включає операції нарізання елементів та виконання на їх поверхнях отворів.

Проведемо розрахунок окремих видів витрат на виконання додаткових операцій у процесах виготовлення гвинтових робочих органів з щіткоподібним елементом та із кріпленням еластичного елемента на торцевій поверхні спіралі.

Таблиця 5.2

Вихідні дані до процесу виконання додаткових операцій при виготовленні гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями

Еластичний гвинтовий робочий орган з щіткоподібними елементами (варіант 1)	Еластичний гвинтовий робочий орган з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі (варіант 2)
1	2
1. Операція свердління отворів в пустотілому валу:	1. Операція свердління отворів на торцевій поверхні навитої щільним пакетом на ребро спіралі:
- обладнання: верстат вертикально-свердлильний 2С132 (сумарна потужність електродвигунів встановлених на верстаті 4,12 кВт)	- обладнання: верстат вертикально-свердлильний 2С132 (сумарна потужність електродвигунів встановлених на верстаті 4,12 кВт)
- вартість обладнання (б/к) - 37 тис. грн.	- вартість обладнання (б/к) - 37 тис. грн.
- розряд робітника - 4	- розряд робітника - 4
- тривалість операції (5 отв. на 1 крок по 8 с) - 2000 с. (0,56 год.)	- тривалість операції (8 отв. по 8 с) - 64 с. (0,02 год.)
2. Операція закріплення пустотілих циліндричних втулок в отворах пустотілого вала:	2. Операція нарізання еластичних елементів відповідної форми:

Продовження таблиці 5.2

1	2
- оснащення: прес гідравлічний настільний 10т TY10003 TORIN	- інструмент: ножиці ручні гільйотинні 90/125 мм
- вартість оснащення – 16,6 тис. грн.	- вартість інструменту – 1,45 тис. грн.
- розряд робітника - 2	- розряд робітника - 2
- тривалість операції - (250 втулок по 6 с) - 1500 с. (0,42 год.)	- тривалість операції - (від 20 хв. до 60 хв. залежно від конфігурації еластичного елемента) - 2400 с. (0,67 год.)
3. Операція нарізання еластичних щіткоподібних елементів:	3. Операція пробивання отворів в еластичних елементах:
- інструмент: ножиці ручні гільйотинні 90/125 мм	- інструмент: пробійник круглих отворів TOPEX 3-12 мм
- вартість інструменту – 1,45 тис. грн.	- вартість інструменту – 0,5 тис. грн.
- розряд робітника - 2	- розряд робітника - 2
- тривалість операції - (20 хв.) - 1200 с. (0,33 год.)	- тривалість операції - 600 с. (0,17 год.)
4. Операція закріплення в пустотілих циліндричних трубках еластичних щіток:	4. Операція закріплення еластичних елементів в отворах торцевої поверхні спіралі:
- інструмент: кліщі затискні YATO YT-2449	- інструмент: ключ заклепувальний Montero для люверсів 11822
- вартість інструменту – 0,3 тис. грн.	- вартість інструменту – 0,13 тис. грн.
- розряд робітника - 2	- розряд робітника - 2
- тривалість операції - (500 затисків) - 35000 с. (0,97 год.)	- тривалість операції - (20 хв.) - 1200 с. (0,33 год.)

Витрати на заробітну плату робітника, зайнятого виконанням операцій, з врахуванням єдиного соціального внеску (0,22) визначатимуться за формулою [24]:

$$Z = \sum T_i \cdot T_{c1} \cdot K_i \cdot K_n, \quad (5.3)$$

де Z - затрати на зарплату робітника; T_i - трудомісткість i -ї операції чи переходу, год.; T_{c1} - величина тарифної ставки 1-го розряду (з 01.10.2022 року мінімальна заробітна плата становить 6700,0 грн.; $6700,0 / (21 \cdot 8) = 39,88$ грн.); K_i - тарифний коефіцієнт i -го розряду ($K_1 = 1,09$; $K_2 = 1,35$ [24]); K_n – коефіцієнт,

що враховує єдиний соціальний внесок $K_n = 1,22$ (згідно закону України № 1774-VIII ЄСВ становить 0,22%).

Витрати на заробітну плату для додаткових операцій при виготовленні гвинтових робочих органів із щіткоподібними елементами складуть:

$$Z_1 = (0,56 \cdot 1,35 + (0,42 + 0,33 + 0,97) \cdot 1,09) \cdot 39,88 \cdot 1,22 = 128,0 \text{ грн.}$$

Витрати на заробітну плату для додаткових операцій при виготовленні гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі складуть:

$$Z_2 = (0,02 \cdot 1,35 + (0,67 + 0,17 + 0,33) \cdot 1,09) \cdot 39,88 \cdot 1,22 = 128,0 = 63,36 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію при вказаних параметрах визначатимуться за формулою [24]:

$$EE = \sum T_i \cdot C_{ел.ен} \cdot B_{кгод}, \quad (5.4)$$

де $C_{ел.ен}$ – ціна 1 кВт/год. електроенергії (тариф на електроенергію для непобутових споживачів з 01.10.2022 року II клас – 491,473 коп./кВт.год.); $B_{кгод}$ – приведений обсяг споживання електроенергії обладнанням при виконанні операції чи переходу, кВт/год.

Витрати на електроенергію для додаткових операцій при виготовленні гвинтових робочих органів із щіткоподібними елементами складуть:

$$EE_1 = 0,56 \cdot 4,91 \cdot 4,12 = 11,33 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію для додаткових операцій при виготовленні гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі складуть:

$$EE_2 = 0,02 \cdot 4,91 \cdot 4,12 = 0,03 \text{ грн.}$$

Затрати на амортизацію обладнання (при використанні в одну зміну), при обробленні одиниці продукції, визначаємо з залежності [24]:

$$A = B_o \cdot K_a \cdot \Sigma T_i / T_\partial, \quad (5.5)$$

де B_o - вартість обладнання, яке використовується в процесі, грн.; K_a - коефіцієнт амортизації, 0,2; T_∂ - дійсний час роботи обладнання протягом року, 2070 год.

Витрати на амортизацію обладнання для додаткових операцій при виготовленні гвинтових робочих органів із щіткоподібними елементами складуть:

$$A_1 = 0,56 \cdot 37000 \cdot 0,2 / 2070 = 2,0 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію обладнання при виготовленні гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі складуть:

$$A_2 = 0,02 \cdot 37000 \cdot 0,2 / 2070 = 0,07 \text{ грн.}$$

Провівши відповідні розрахунки за елементами витрат для додаткових операцій при виготовленні гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями їх результати відобразимо в таблиці 5.3. При цьому врахуємо вартість додаткових елементів, які необхідні для створення еластичних поверхонь, а також загальновиробничі (200% від основної заробітної плати основних робітників) та адміністративні витрати (40% від основної заробітної плати основних робітників) [24].

При виготовленні гвинтового робочого органу із щіткоподібним елементом довжиною $L = 4$ м з кроком $T = 80$ мм використовуються 250 циліндричних втулок за ціною 1,87 грн., а також еластичні щітки за ціною 0,22 грн. за пучок. При виготовленні гвинтового робочого органу з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі вартість цих елементів із

врахуванням кріпильних елементів (заклепок, гвинтів тощо) залежності від виду та якості коливатиметься від 140 до 1190 грн. (приймаємо середнє значення у 665 грн.)

Таблиця 5.3

Розрахунок витрат на виготовлення еластичних поверхонь гвинтових робочих органів

Елементи витрат	Еластичний гвинтовий робочий орган з щіткоподібними елементами, грн.	Еластичний гвинтовий робочий орган з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі, грн.
Витрати на матеріали	522,5	665,0
Затрати на зарплату	128,0	63,36
Витрати на електроенергію	11,33	0,03
Витрати на амортизацію обладнання	2,0	0,07
Загальнозаводські витрати	256,0	126,72
Адміністративні витрати	51,2	25,34
Всього витрат	971,03	880,52

Проведемо розрахунок річного економічного ефекту. Враховуючи те, що орієнтовні втрати фермерського господарства при використанні традиційних перевантажувальних шнеків на початок 2022 року, за підрахунками викладеними вище, становили 0,7605 тонни, або 5,98 тис. грн., а також те, що травмування зернового матеріалу при його переміщенні шнеком з щіткоподібним елементом є нижчим більше ніж 4,5 рази за його травмування при використанні жорсткого шнека, і нижчим в 4,06... 4,32 рази при застосуванні еластичних гвинтових робочих органів з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі [130, 154], річний економічний ефект від застосування таких шнеків становитиме:

1. Орієнтовний річний економічний ефект для фермерського господарства при використанні гвинтових робочих органів із щіткоподібними елементами у порівнянні з традиційними:

$$E_1 = 5980,0 \cdot (1 - 1/4,5) - 971,03 = 3680,08 \text{ грн.}$$

2. Орієнтовний річний економічний ефект для фермерського господарства при використанні гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі у порівнянні з традиційними:

$$E_2 = 5980,0 \cdot (1 - 1/4,06) - 880,52 = 3626,57 \text{ грн.}$$

Виходячи з проведених розрахунків, видно, що більший економічний ефект за рахунок зниження травмування зернових одержується при використанні гвинтових робочих органів із щіткоподібними елементами. За розрахунками орієнтовний річний економічний ефект для фермерського господарства при використанні гвинтових робочих органів із щіткоподібними елементами у порівнянні з традиційними становить 3680,08 грн. (станом на 01.2022 р.) і 3626,57 грн. при використанні гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі. Проте враховуючи те, що гвинтові робочі органи із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі забезпечують значно вищу продуктивність у порівнянні з шнеком з щіткоподібним елементом (у 1,34...1,5 рази) [130, 154], то їх застосування можна вважати більш пріоритетним.

Якщо враховувати, що в середньому зернозбиральні комбайни фірми “Claas” збирають зернові з площі понад 100 га при врожайності зерна пшениці близько 100 ц/га [79]. І те, що травмування зерна лише вивантажувальними шнеками комбайнів складає близько 1...1,5%, яке не придатне для подальшої переробки, то економічна ефективність застосування шнеків з еластичними робочими органами (за мінімальними підрахунками ступінь пошкодження зерна зменшиться на 0,5%) становитиме значну суму.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Барановський В. М., Соломка В. О., Онищенко В. Б. Вибір параметрів при конструюванні гвинтового конвеєра. *Вісник Харківського дер. техн. ун-ту сільського господарства*. Харків, 2001. Вип. 8. Т. 2. С. 209-215.
2. Богацький В. М. Удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів шнекового дозатора порошкових реагентів для позапічної обробки сталі : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.08. Донецьк, 2004. 18 с.
3. Бойко А. І., Куликівський В. Л. Аналіз конструкцій гвинтових транспортерів та живильників зерноочисних машин. *Вісник Харківського нац. техн. ун-ту сільського господарства ім. П. Василенка*. Харків, 2011. Вип. 93. Т. 1. С. 199-205.
4. Бойко А. І., Савченко В. М., Куликівський В. Л. Визначення зусиль, що діють на периферійну частину витка шнека. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2011. Вип. 21. Т. 1. С. 15-26.
5. Борисенко О.А., Ушакова Л.М. Аналітична геометрія. Х.: Основа, 1993. - 192 с.
6. Вітровий А.О. Результати досліджень пошкодження зерна гнучким гвинтовим конвеєром //Механізація сільськогосподарського виробництва: Зб. наук. пр. Нац. агр. ун-ту. -К.: В-во НАУ, -1999. -Т.6. -С.34-36.
7. Гвинтовий еластичний конвеєр: пат. 75314 Україна: МПК В 65 G 33/16 (2006.01). № u201206231 ; заявл. 23.05.12 ; опубл. 26.11.12, Бюл. № 22. 5 с.
8. Гвинтовий змішувач з бункером рівномірного завантаження: пат. 150442 Україна: МПК В65G 33/26 (2006.01). № u202105716; заявл. 11.10.21; опубл. 11.02.22, Бюл. №7. 4 с.
9. Гвинтовий конвеєр: пат. 69808 Україна: МПК А 01 F 12/46 (2006.01). № u201113598 ; заявл. 18.11.11 ; опубл. 10.05.12, Бюл. № 9. 4 с.
10. Гвинтовий конвеєр: пат. 70813 Україна: МПК А 01 F 12/46 (2006.01). № u201114633 ; заявл. 09.12.11 ; опубл. 25.06.12, Бюл. № 12. 5 с.

11. Гвинтовий конвеєр: пат. 73085 Україна: МПК А 01 F 12/00 (2012.01). № u201202448 ; заявл. 01.03.12 ; опубл. 10.09.12, Бюл. № 17. 4 с.
12. Гевко Б. М., Дячун А. Є., Грудовий Р. С. , Гевко І. Б. Дослідження кінематики зернового вантажу у конвеєрі із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу. *Сільськогосподарські машини* : зб. наук. ст. Луцьк, 2013. Вип. 26. С. 3-12.
13. Гевко Б. М., Любачівський Р. О., Дячун А. Є. Динамічна модель приводу гвинтового змішувача вібраційного. *Наукові нотатки. Міжвузівський збірник*. Луцьк, 2011. Вип. 30. С. 27-31.
14. Гевко Б. М., Рогатынский Р. М.. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львів : Вища школа, 1989. 176 с.
15. Гевко Б.М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин: Дис...д-ра техн. наук: 05.05.11 - Ростов-на-Дону, 1987.- 450 с.
16. Гевко И., Ляшук О., Дячун А., Довбиш А. Обоснование выбора конвейеров с расширенными технологическими возможностями. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin - Rzeszow, 2015. Vol. 17. No 4. P. 107-115.
17. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання. Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. 307 с.
18. Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. ... докт. техн. наук : 05.02.02. Львів, 2013. 42 с.
19. Гевко І. Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами : автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01. Луцьк, 1997. 18 с.
20. Гевко І. Б., Гевко М. Р., Залуцький С. З., Станько А. І. Установка для дослідження параметрів шнекових механізмів з еластичними змінними поверхнями. *Міжнародна науково-технічна конференція присвячена пам'яті професора Гевка Богдана Матвійовича. Проблеми теорії проектування та*

виготовлення транспортно-технологічних машин (Тернопіль, 23-24 вересня 2021 р.). Тернопіль, 2021. С. 69-72.

21. Гевко І. Б., Довбуш Т. А., Цьонь О. П., Довбуш А. Д., Станько А. І. Синтез гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями та результати їх дослідження. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2021. Вип. 47. С. 63-72.

22. Гевко І. Б., Дячун А. Є., Любачівський Р. О., Брошак І. І. Стендове оснащення для дослідження приводів та робочих органів гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин. *Наукові нотатки. Міжвузівський збірник*. Луцьк, 2013. Вип. 40. С. 50-55.

23. Гевко І. Б., Ляшук О. Л., Цьонь О. П., Станько А. І. Технологія виготовлення еластичних шнеків. *Збірник наукових праць X Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології у машинобудуванні ОТМЕ-2022»* (Івано-Франківськ – Яремче, 1-5 лютого 2022 р.). - Івано-Франківськ, 2022. С. 69-71.

24. Гевко І. Б., Оксентюк А. О., Галушак М. П. Організація виробництва: теорія і практика: підручник. К. : Кондор, 2008. 178 с.

25. Гевко І. Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи. *Вісник ТНТУ*. Тернопіль, 2011. Т. 16. № 1. С. 69-77.

26. Гевко І., Дячун А., Грудовий Р. Дослідження моменту інерції гвинтових транспортерів. *Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження*. Львів : Львів. нац. агроуніверситет, 2012. № 16. С. 201-211.

27. Гевко І., Любачівський Р., Дячун А. Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами. *Вісник Львівського національного аграрного університету : агроінженерні дослідження*. Львів : Львів. нац. агроуніверситет, 2012. № 16. С. 237-246.

28. Гевко І., Станько А., Пік А., Лещук Р., Гурик О. Обґрунтування техніко-економічної ефективності використання гвинтових робочих органів зі щіткоподібною еластичною робочою поверхнею. *Вісник Львівського*

національного університету природокористування. Серія “Агроінженерні дослідження”. Львів, 2022. № 26. С. 13-21.

29. Гевко І.Б., Вітровий А.О., Гурик О.Я. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2001. Вип. 8. С. 72-82.

30. Гевко І.Б., Гевко Б.М. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: підручник. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. 199 с.

31. Гевко Ів. Б., Дячун А. Є., Любачівський Р. О. Структурний синтез гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями методом морфологічного аналізу. *Вісник СевНТУ. Машиноприладобудування та транспорт*. Севастополь, 2012. Вип. 128. С. 37-41.

32. Гевко Ів. Б., Дячун А. Є., Любачівський Р. О., Грудовий Р. С. Результати експериментальних досліджень продуктивності гвинтового конвеєра. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету*. Вінниця, 2012. Вип. 11. Т.1(65). С. 119-122.

33. Гевко Ів. Б., Дячун А. Є., Тарасюк Ю. М. Результати експериментальних досліджень якості змішування кормових сумішей гвинтовим транспортером-змішувачем. *Вісник Житомирського національного агроєкологічного університету*. Житомир, 2014. № 2 (45), Т. 4, Ч. 1. С. 308-315.

34. Гевко Ів., Дячун А., Любачівський Р. Розширення технологічних можливостей гвинтових конвеєрів. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. 2012. № 3(67). С. 143–150.

35. Гевко Ів., Дячун А., Рогатинська Л., Клендій В., Лотоцький Р. Структурний синтез гвинтових сепараторів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. 2013. № 1(69). С. 131–140.

36. Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Шуст І.М., Мельничук А.Л. Синтез телескопічних гвинтових конвеєрів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*.

Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. Харків, 2016. Вип. 168. С. 85-91.

37. Гевко Ів.Б., Дячун А.Є., Мельничук А.Л., Вар'ян А.Р., Кондратюк О.М. Стендове обладнання для дослідження модернізованих гвинтових конвеєрів. *Вісник Національного університету водного господарства та природокористування.* Рівне, 2016. Вип. 3 (75). С. 274-282.

38. Гевко Ів.Б., Дячун А.Є., Мельничук А.Л., Золотий Р.З., Шуст І.М. Техніко-економічне обґрунтування підвищення продуктивності транспортно-технологічних процесів за допомогою гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Механізація сільськогосподарського виробництва.* Харків, 2018. Вип. 190. С. 318-326.

39. Гевко Ів.Б., Ляшук О.Л., Дячун А.Є. Результати експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки.* Вінниця: ВНАУ, 2013. Вип. 2 (79). С. 17 – 24.

40. Гевко М.Р. Обґрунтування параметрів секційних гвинтових конвеєрів для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів: Дис. канд...техн. наук: 05.05.11.- Тернопіль, ТНТУ.- 2013.- 151 с.

41. Гевко Р. Б., Довбуш Т. А., Станько А. І. Розробка еластичних щіткоподібних гвинтових робочих органів для транспортування сипких матеріалів з мінімальними їх пошкодженнями. *Міжнародна науково-технічна конференція до 60- річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175-річчя з дня народження Івана Пулюя* (Тернопіль, 14–15 травня 2020 р.). Тернопіль, 2020. С. 61-62.

42. Гевко Р. Б., Станько А. І., Довбуш Т. А. Нові конструкції гвинтових робочих органів з еластичною секцією та щіткоподібними поверхнями. *Збірник тез доповідей Матеріали VI-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу – 2020»* (Херсон, 8-12 вересня 2020 р.). Херсон, 2020. С. 280-283.

43. Гевко Р. Напрямки зниження пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами / Р. Гевко, С. Залуцький // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. Актуальні задачі сучасних технологій.- Тернопіль 19-20 грудня 2012.- С.67-68.

44. Гевко Р. Покращення якісних показників при транспортуванні сипких матеріалів / Р. Гевко, О. Клендій, С. Залуцький // Сучасні проблеми землеробської механіки: збірник наукових праць XVIII міжн. наук. конф. (16-18 жовтня 2017 р., м. Кам'янець-Подільський). Тернопіль: Крок, 2017.- С.49-52.

45. Гевко Р. Б. , Залуцький С. З. , Погріщук Б. В. , Клендій О. М. , Добіжа Н. В. Результати лабораторних досліджень еластичного секційного шнека. Вісник інженерної академії України. Київ, 2017. № 3. С.245-250.

46. Гевко Р. Б., Вітровий А. О., Пік А. І. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів. Тернопіль, 2012. 204 с.

47. Гевко Р. Б., Залуцький С. З. , Гевко М. Р. Розробка конструкції та технологія виготовлення шнекового робочого органу з еластичною. *Вісник інженерної академії України*. Київ, 2014. № 1. С. 152–159.

48. Гевко Р.Б. Гвинтовий конвеєр. Патент України на корисну модель №68113 МПК В 65 G 33/14 / Р.Б. Гевко, М.І. Шинкарик, С.В. Вознюк. Заявка № u201111551. Заявл. 29.09.2011. Опубл. 12.03.2012. Бюл.№5.

49. Гевко Р.Б. Спосіб виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею. Патент № 80414 Україна, МПК В21D 11/06 // Р.Б. Гевко, М.І. Пилипець, С.З. Залуцький; заявник і власник Тернопільський національний економічний університет.– заявка № u 201214308; заявл. 14.12.2012; опубл. 27.05.2013, Бюл. № 10.

50. Гевко Р.Б. Установа для дослідження шнека з еластичною гвинтовою поверхнею Патент № 108782 Україна, МПК G65N 3/00, В65G 33/26. // Р.Б. Гевко, С.З. Залуцький, О.Р. Рогатинська, І.Г. Ткаченко; заявники і власники Гевко Р.Б., Залуцький С.З., Рогатинська О.Р., Ткаченко І.Г.- заявка № u 201601953; заявл. 29.02.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14.

51. Гевко Р. Б., Залуцький С. В. Напрямки зниження пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами конвеєра. *Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини»*. Луцьк, 2014. Вип. 24. С. 75–81.
52. Гевко Р. Б., Залуцький С. З. Розробка конструкції шнека з еластичною гвинтовою поверхнею та результати її експериментальних досліджень. *Вісник інженерної академії України*. Київ, 2015. № 1. С. 241–246.
53. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение, 1975. 230 с.
54. Герук С. М., Дячун А. Є., Грудовий Р. С. Дослідження енергосилових параметрів конвеєра із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. Глеваха, 2014. Вип. 99. Т. 1. С. 297-312.
55. Гнучкі гвинтові конвеєри: проектування, технологія виготовлення, експериментальні дослідження / [І. Б. Гевко, Р. Я. Лещук, В. З. Гудь та ін.]. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. 207 с.
56. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.
57. Грудовий Р. С., Герук С. М., Дячун А. Є. Дослідження енергосилових параметрів конвеєра із шнеком з поступово зростаючим кроком витків у напрямку руху вантажу. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. Глеваха, 2014. Вип. 99. Т. 1. С. 297-312.
58. Грудовий Р., Дячун А., Гевко І. Дослідження кінематики руху сипкого вантажу у гвинтовому еліптичному змішувачі. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. Львів, 2012. № 16. С. 194-201.
59. Грудовий Р.С. Обґрунтування конструкцій і параметрів робочих органів шнекових транспортерів зерна: Дис...канд. тех. наук: 05.05.11.- Вінниця: ВНАУ.- 2013.- 157 с.
60. Гудь В. З. Механіко-технологічні основи розробки багатофункціональних секційних шнеків для зернового матеріалу: дис. ... докт.

техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2021. 410 с.

61. Гурик О. Я. Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2003. 20 с.

62. Дерев'яно Д. А. Дослідження показників якості насіннєвого матеріалу озимої пшениці під час збирання, післязбирального обробітку і посіву. *Техніка і технології АПК*. 2011. № 6. С. 34–36.

63. Дерев'яно Д. А. Механіко-технологічне обґрунтування процесів зниження травмування насіння зернових культур технічними засобами: дис. ... докт. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль, 2018. 475 с.

64. Дерев'яно Д. А. Травмування зерна внаслідок дії внутрішніх і зовнішніх чинників на якість насіння і зернофуражу. *Зб. наук. пр. КНТУ*. 2011. Вип. 24. С. 184–187.

65. Дідух В. Ф., Сацюк В. В. Вплив процесу змішування на якість гранульованих органо-мінеральних добрив. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 1999. Вип. 5. С. 89–92.

66. Дідух В., Шимчук О., Дударєв І., Грабовець В. Ефективність пристрою шнекового типу для віджиму сапропелю. *Вісник ТДТУ*. 2009. Том 14. №1. С. 94-100.

67. Дідух В.Ф., Тарасюк В.В. Дослідження руху частинки органо-мінеральних добрив по формуючій поверхні // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. Вип.10.- Т.2.(59).- Вінниця: Видавничий центр ВНАУ, 2012.- С.84-88.

68. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: навчальний посібник. К.: НТУУ “КПІ”, 1998. 408 с.

69. Дячун А. Є., Ляшук О. Л., Любачівський Р. О. Дослідження динаміки гвинтового секційного конвеєра. *Вісник НТУУ “КПІ”. Серія машинобудування*. К., 2013. № 3(69). С. 45–50.

70. Дячун А., Грудовой Р., Гевко И. Винтовой конвейер с вращающимся цилиндрическим кожухом. *Научные труды Русенского университета «Ангел*

Кънчев»: Сельскохозяйственная техника и технологии. Аграрные науки и ветеринарная медицина. Ремонт и надежность. 2012. Т. 51. Серия 1.1. С. 31–35.

71. Еластичний шнек з розрізними пелюстками: пат. 124326 Україна: МПК В65G 33/16 (2006.01), В65G 33/26 (2006.01). № а202003160; заявл. 26.05.20; опубл. 26.08.21, Бюл. №34. 3 с.

72. Еластичний шнек з розрізними пелюстками: пат. 143343 Україна: МПК В65G 33/14 (2006.01), В65G 33/26 (2006.01). № u202000461; заявл. 27.01.20; опубл. 27.07.20, Бюл. №14. 5 с.

73. Ефективні техніко-технологічні рішення вирощування льону: монографія / [О.О.Налобіна, В.В.Думич, Т.Л. Бабінець та ін]. Дослідницьке, 2021. 251 с.

74. Залуцкий С.З. Разработка и исследования эластичных шнеков // С.З. Залуцкий, Р.Б. Гевко, С.В. Синий / Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молод. ученых.- Могилев: Белорус.-Рос. ун-т.- 2017.- С.47.

75. Залуцкий С.З. Результаты экспериментальных исследований шнеков с эластической поверхностью // С.З. Залуцкий, С.В. Синий / Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы междунар. науч.-техн. конф. молод. ученых.- Могилев: Белорус.-Рос. ун-т.- 2016.- С.45.

76. Залуцький С. З., Гладьо Ю. Б., Гевко Р. Б., Погріщук Б. В. Визначення зусиль деформації еластичної лопаті шнека при її взаємодії із зерновим матеріалом. *Вісник інженерної академії України*. Київ, 2017. № 2. С. 13–19.

77. Залуцький С.З. Визначення параметрів еластичного шнека / С.З. Залуцький // Інноваційні технології та інтенсифікація розвитку національного виробництва: матеріали IV міжнародна науково-практична конференція 30 листопада 2017 р. Частина 1. Тернопіль: Крок, 2017.- С.250-252.

78. Залуцький С.З. Визначення параметрів еластичних гвинтових робочих органів для мінімізації пошкоджень зернових матеріалів // С.З. Залуцький / Матеріали XIX наукової конференції Тернопільського

національного технічного університету імені Івана Пулюя.- Тернопіль, ТНТУ, 18-19 травня 2016.- С.109-110.

79. Залуцький С.З. Обґрунтування параметрів шнеків з робочою еластичною поверхнею для транспортування сільськогосподарських матеріалів: дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05 / С.З. Залуцький. Тернопіль, 2018. 197 с.

80. Залуцький С.З. Результати експериментальних досліджень шнекових робочих органів з еластичною гвинтовою поверхнею // С.З. Залуцький / Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. Актуальні задачі сучасних технологій.- Тернопіль 17-18 листопада 2016.- С.203-204.

81. Залуцький С.З. Розробка та дослідження шнеків з еластичною гвинтовою поверхнею // С.З. Залуцький, Р.Б. Гевко, О.М. Клендій / Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні технології промислового комплексу”, випуск 3.- Херсон: ХНТУ, 2017.- С.137-140.

82. Залуцький С.З. Розробка та обґрунтування параметрів гвинтових робочих органів з еластичною поверхнею // С.З. Залуцький / Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. Актуальні задачі сучасних технологій.- Тернопіль 25-26 листопада 2015.- С.144-145.

83. Залуцький С.З. Розробка шнека з еластичною гвинтовою поверхнею // С.З. Залуцький / Матеріали III міжнародної науково-практичної конференції «Імпортозамінні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва» 24-25 травня 2017 року / Умань: УНУС, 2017.- С.74-75.

84. Залуцький С.З. Способи зниження пошкодження сипких матеріалів гвинтовими робочими органами // С.З. Залуцький / Матеріали XI Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки», Кропивницький 1-3 листопада 2017 року.- С.120-122.

85. Залуцький С.З. Стенд для дослідження ступеня пошкодження сипких сільськогосподарських матеріалів // С.З. Залуцький / Матеріали XVIII наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.- Тернопіль, ТНТУ, 2014.- С.78-79.

86. Залуцький С.З., Гевко Р.Б., Гладь Ю.Б., Ткаченко І.Г., Клендій О.М. Рух потоку сипкого матеріалу по поверхні шнека з еластичними секціями, що перекриваються між собою. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2018. № 11. С. 81-90.

87. Залуцький С. З. Методика та результати експериментальних досліджень шнекових робочих органів з еластичною гвинтовою поверхнею. *Вісник інженерної академії України*. Київ, 2016. № 1. С. 159–162.

88.Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов. М. : Машиностроение, 1973. 220 с.

89. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини. К. : Вища школа, 1993. 412 с.

90. Казачковський Н. Н., Якупов Д. В. Програма PowerSuite для настройки преобразователей частоты и устройств плавного пуска (версия 2.3.0): методичні вказівки [для слухачів курсів підвищення кваліфікації та студентів спеціальності 7.092203 «Електромеханічні системи автоматизації та електропривід»]. Дніпропетровськ : НГУ, 2006. 45 с.

91. Клендій М. В. Обґрунтування параметрів перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.05. Тернопіль, ТДТУ. 2007. 137 с.

92. Кроп Л. И. Обработка и хранение семенного зерна. Москва: “Колос”, 1974. 176 с.

93. Куликівський В. Л., Палійчук В. К., Боровський В.М. Травмування зернового матеріалу гвинтовими робочими органами шнекових живильників. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. Київ. 2017. Вип. 47(1). С. 124-131.

94.Куликівський В. Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним

ресурсом для зерноочисних машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Вінниця, 2012. 20 с.

95. Куликівський В.Л., Палійчук В.К., Боровський В.М. Дослідження процесу травмування зерна гвинтовим конвеєром // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Житомирський національний агроєкологічний університет, 2016, вип..46.- С.160-165.

96. Лещук Р. Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів : дис. ... канд. техн. наук. : 05.02.02. Тернопіль, 2004. 166 с.

97. Лещук Р., Гевко І., Комар Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів. *Вісник ТДТУ*. Тернопіль, 2003. Том 8. № 4. С. 56-61.

98. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів. *Вібрації в техніці*. К., 2005. № 3 (41). С. 61-68.

99. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів. *Підйомно-транспортна техніка*. К., 2004. № 2. С. 8-15.

100. Ляшук О. Л., Дячун А. Є. Дослідження динаміки процесу роботи гвинтового секційного конвеєра. *Науковий вісник Херсонського державного морського інституту*. Херсон, 2011. № 1(4). С. 215–221.

101. Ляшук О. Л., Рогатинська О. Р., Слободян Л. М., Гудь В. З., Клендій В. М., Гупка В. В. Стенд і результати дослідження гвинтового завантажувача сипких матеріалів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2019. Вип. 198. С. 226-232.

102. Ляшук О.Л. Науково-прикладні основи створення транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин : дис. ... докт. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль: ТНТУ, 2015. 451 с.

103. Матушно Н. В. Шнекові транспортні органи зернозбиральних комбайнів. *Науковий вісник: Зб. наук. праць Нац. агр. ун-ту*. К., 1998. Вип. 9. С. 256–260.

104. Механізми з гвинтовими пристроями / [Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський та ін.]. Львів : Світ, 1993. 208 с.
105. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: підручник / О.М.Царенко, Д.Г.Войтюк, М.В. Швайко та ін. За ред. С.С. Яцуна.- К.: Мета, 2003.- 448 с.
106. Налобіна О.О., Бундза О.З. Обґрунтування параметрів завантажувально-розподільчого пристрою для комбікорму. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 2022. Вип. 48. С. 53-58.
107. Олексюк В. П., Довбуш А. Д., Станько А. І. Застосування еластичних щіткоподібних поверхонь для зниження пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами. *Збірник тез доповідей II Міжнародної науково-практичної конференції «Агроінженерія: сучасні проблеми та перспективи розвитку» присвячена 90-й річниці з дня заснування механіко-технологічного факультету НУБіП України (Київ, 7-8 листопада 2019 р.)*. Київ, 2019. С. 71-72. (Автором обґрунтовано можливість використання еластичних щіткоподібних поверхонь для зниження пошкодження сипких матеріалів).
108. Опалко В. Шатров Р., Шиш А., Марченко В. Механічне травмування зерна після збирання , *Agroexpert (Україна)*. Київ. 2017. №2. С.48-52.
109. Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження : монографія / [Р. М. Рогатинський, І. Б. Гевко, О. Л. Ляшук та ін.]. Тернопіль, 2019. 212 с.
110. Пилипець М. І., Гевко І. Б., Пік А. І., Дмитрів Д. В. Оптимізація робочого органа з пружним валом для гнучких гвинтових конвеєрів. *Вісник національного університету "Львівська політехніка". Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні*. Львів, 2000. № 412. С. 84 – 91.
111. Пилипець М. І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.04. Тернопіль, 1993. 23 с.

112. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів: підручник. К.: Вища школа, 2004. - 655 с.

113. Піддубний В.А., Стадник І.Я., Чагайда А.О., Петриненко Є.А. Обґрунтування параметрів змішувача для борошнених компонентів. *Технічна інженерія*. 2022. 1(89). С. 3–10.

114. Пік А. І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01. Луцьк, 1999. 20 с.

115. Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов: [пер. с нем.] / [К. Хартан, Э. Лецкий, В. Шефер и др.]. М. : Мир, 1977. 552 с.

116. Рогатинська О. Р. Обґрунтування параметрів навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.05. Тернопіль, 2006. 167 с.

117. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва : дис. ... докт. техн. наук : 05.20.01, 05.05.05. К., 1997. 502 с.

118. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дмитрів Д. В., Гудь В. З., Дмитрів О. Р. Моделювання змішування компонентів гвинтовими конвеєрами-змішувачами. *Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини»*. 2020. Вип. 45. С. 85-93.

119. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дячун А. Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : монографія. Тернопіль, 2014. 280 с.

120. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дячун А. Є., Любачівський Р. О., Грудовий Р. С. Визначення динамічних навантажень у гвинтових змішувачах. *Наукові нотатки. Міжвузівський збірник*. Луцьк, 2013. Вип. 40. С. 214-220.

121. Рогатинський Р. М., Дудін О. В., Рогатинська О. Р. Модель контактної взаємодії частинки вантажу з робочими поверхнями сільськогосподарських машин. *Вісник Харківського державного технічного*

університету сільського господарства “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Харків: ХДТУСГ, 2003. Вип. 21. С. 222-228.

122. Рогатинський Р., Гевко И., Дячун А. Исследование крутных колебаний шнека. *Научные труды Русенского университета «Ангел Кънчев»: Сельскохозяйственная техника и технологии. Аграрные науки и ветеринарная медицина. Ремонт и надежность.* 2012. Том 51, Серия 1.1. С. 42–46.

123. Рогатинський Р., Гевко І. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями. *Вісник ТНТУ.* 2012. № 3 (67). С.197–210.

124. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є., Вар’ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М. Генерування конструкцій гвинтових механізмів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням. *Перспективні технології та прилади.* Луцьк, 2017. Вип. 10. С. 186-192.

125. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є., Вар’ян А.Р., Мельничук А.Л., Шуст І.М. Генерування конструкцій гвинтових механізмів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням. *Перспективні технології та прилади.* Луцьк, 2017. Вип. 10. С. 186-192.

126. Рогатинський Р.М., Гевко І.Б., Дячун А.Є., Вар’ян А.Р. Синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів з транспортуючими кожухами. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві.* Харків, 2016. Вип. 168. С. 149-155.

127. Рогатинський Р., Гевко И., Дячун А. Исследование крутных колебаний шнека. *Научни трудове на Русенския университет.* Русе, 2012. . Т. 51, Серия 1.1. С. 42-46.

128. Станько А. І., Дячун А. Є., Головатий І. В. Дослідження деформації еластичних щіткоподібних гвинтових робочих органів для транспортування сипких матеріалів. *Матеріали міжнар. наук.-практ. конф. “Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва: проблеми теорії та*

практики”: присвяченої 90-річчю від дня народження професора Рибка Тимофія Івановича та 60-річчю кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин (Тернопіль, 29-30 вересня 2022 р.). Тернопіль, 2022. С. 177.

129. Станько А.І. Дослідження еластичних щіткоподібних гвинтових робочих органів та розроблення технології їх виготовлення. *Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади»*. Луцьк, 2022. Вип. 21. С. 125-131.

130. Станько А.І. Обґрунтування параметрів шнекових механізмів з еластичними змінними поверхнями для транспортування насінневих зернових матеріалів: Дис...канд. техн. наук: 133 “Галузеве машинобудування”.- Тернопіль, 2023.- 207 с.

131. Стенд для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів: пат. 81469 Україна: МПК G01N 3/00, A01C 1/00. № u 201302116; заявл. 20.02.13; опубл. 25.06.13, Бюл. № 12. 5 с.

132. Сучасні технології та енергетичні потоки при формуванні борошняних напівфабрикатів: монографія / [І. Я.Стадник, В. А.Піддубний, В. М.Федорів та ін]. Тернопіль, 2021. 372 с.

133. Тарасенко А. П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке. Воронеж : ФГОУ ВПО ВТАУ, 2003. 331 с.

134. Токарчук О.А. Обґрунтування параметрів скребкових робочих органів транспортерів-змішувачів концентрованих кормів: Дис. канд. техн. наук: 05.05.11.- Вінниця, 2014.- 155 с.

135. Федотова М., Трушаков Д. Зерно та його травмування або де найбільше пошкоджено зерно. *Пропозиція*. Київ. 2020. №7-8. С. 156-159.

136. Шнек з еластичним камероподібним елементом: пат. 150763 Україна: МПК B65G 33/26 (2006.01), B65G 33/16 (2006.01). № u202106203; заявл. 04.11.21; опубл. 13.04.22, Бюл. №15. 4 с.

137. Шнек з еластичною щіткоподібною поверхнею: пат. 142241 Україна: МПК B65G 33/14 (2006.01), B65G 33/26 (2006.01). № u201911236; заявл. 18.11.19; опубл. 25.05.20, Бюл. №20. 4 с.

138. Шнек з еластичною щіткоподібною поверхнею: пат. 123753 Україна: МПК В65G 33/14 (2006.01), В65G 33/26 (2006.01), А46В 3/10 (2006.01), А46В 7/10 (2006.01). № а 2019 11228; заявл. 18.11.19; опубл. 19.05.21, Бюл. №20. 7 с.

139. Шнек з еластичною щіткоподібною поверхнею: пат. 150968 Україна: МПК В65G 33/26 (2006.01). № u202106202; заявл. 04.11.21; опубл. 18.05.22, Бюл. №20. 4 с.

140. Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею: пат. 119856 Україна: МПК В65G 33/26, В65G 33/16. № u 201704151; заявл. 26.04.17; опубл. 10.10.17, Бюл. № 19. 4 с.

141. Шнековий змішувач з регульованими отворами просипання: пат. 150445 Україна: МПК В65G 33/26 (2006.01). № u202105720; заявл. 11.10.21; опубл. 11.02.22, Бюл. №7. 4 с.

142. Шнековий змішувач: пат. 150443 Україна: МПК В65G 33/26 (2006.01). № u202105718; заявл. 11.10.21; опубл. 11.02.22, Бюл. №7. 4 с.

143. A kind of screw conveyor ensuring grain of rice integrity: pat. CN 209411039 U China: В65G 33/14 (2006.01). filing date: 22.11.2018; disclosure date: 20.09.2019. 7 p.

144. Articulated screw conveyor in bent pipe or ushaped groove: patent Japan: JP 55093715A. В65G33/16; В65G33/26. 16.07.1980.

145. Brush screw conveyer: pat. CN 209956835 U China: В65G 45/18 (2006.01). filing date: 12.03.2019; disclosure date: 17.01.2020. 7 p.

146. Brush setting structure of screw conveyor: pat. KR 100941923B1 South Korea: E03F 5/14 (2006.01). filing date: 13.12.2008; disclosure date: 18.08.2009. 12 p.

147. Bulgakov V., Pascuzzi S., Adamchuck V., Olt J., Ruzhylo Z., Trokhmaniak O., Santoro F., Arak M., Nowak J., Beloev H. Farm Research into power and load parameters of flexible screw conveyors for transportation of agricultural materials. *Machinery and Processes Management in Sustainable Agriculture. FMPMSA 2022. 2023 Lecture Notes in Civil Engineering*. 2023. No 289. P. 61–75.

148. Custom Plastics Manufacturing : веб-сайт. URL: <https://maljohn.com/> (дата звернення: 28.11.2022).

149. Diachun A., Hevko I., Stanko A., Korol O., Derysh O. The study of interaction parameters of the elastic brush screw working body fibers with the spherical surfaces of the grain material. *Scientific Journal of TNTU*. Ternopil, 2023. Vol. 109. No 1. P. 32–42.
150. Didukh V., Kirchuk R., Yashuk A. Modeling of motion of material on the surface of spiral activator in bulk materials dryer. *Motrol. Motoryzacja i Energetyka*. 2013. Т. 15 Вип. 4.
151. Flexible screw conveyor: patent Japan: JP 55093715A. B65G33/16; B65G33/26. 25.01.2008.
152. Flight Brush Edging : веб-сайт. URL: <https://mininglifeonline.net/equipment/screw-conveyor-components/flight-brush-edging/221> (дата звернення: 27.11.2022).
153. Flight Edging : веб-сайт. URL: <https://www.kwsmfg.com/resources/features-and-benefits/flight-edging/> (дата звернення: 24.11.2022).
154. Hevko I., Liashuk O., Tson O., Dovbush T., Zalutskyi S., Stanko A. Installation for the investigation of screw working bodies with elastic surfaces and the results of their experimental tests. *Scientific Journal of TNTU*. Ternopil, 2021. Vol. 103. No 3. P. 98–109.
155. Hevko I., Lyashuk O., Sokil M., Slobodian L., Hud V., Vovk Yu. Resonant oscillation of vertical working part of conveyer-loader. *Bulletin of the Karaganda University. «Physics» Series*. 2019. No 2(94). 73–82.
156. Hevko I.B., Dyachun A.Ye., Gud V.Z., Rohatynska L.R., Klendiy V.M. Investigation of the stability of the torsorial vibrations of a screw conveyer under the influence of pulse forces. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2015. Vol.45. No.1. P. 77-86.
157. Hevko I.B., Hud V.Z., Lyashuk O.L., Hevko O.M., Shust I M. Research of resonance vibrations of the system “telescopic screw is a bulk media” condited by tortial vibrations. *Karaganda University. «Physics» Series*. 2020. No 2(98). P. 119–126.
158. Hevko Iv.B., Lyashuk O.L., Leshchuk R.Y., Rogatynska L.R., Melnychuk A.L. Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyers.

INMATEH – Agricultural Engineering. Bucharest : INMA Bucharest / Romania, 2016. Vol. 48. No. 1. P. 35-42.

159. Hevko R., Trokhaniak A., Zalutskyi S., Stanko A. Screw conveyors with elastic surfaces. *Physical and mathematical justification of scientific achievements: collective monograph*. Boston, 2020. P. 80-96.

160. Hevko R.B., Dzyadykevych Y.V., Tkachenko I.G., Zalutskyi S.Z. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material. *Вісник ТНТУ*. Т. : ТНТУ, 2016. Т. 81. № 1. С. 77-87.

161. Hevko R.B., Zalutskyi S.Z., Hladyo Y.B., Tkachenko I.G., Lyashuk O.L., Pavlova O.M., Pohrishchuk B.V., Trokhaniak O.M., Dobizha N.V. Determination of interaction parameters and grain material flow motion on screw conveyor elastic section surface. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2019. Vol. 57. No 1. P.123-134.

162. Hevko R.B., Zalutskyi S.Z., Tkachenko I.G., Klendiy O.M. Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2015. Vol. 46. No. 2. P. 133 - 138.

163. Hewko B.M., Popovich P.V., Diachun A.Y., Lyashuk O.L., Liubachivskyi R.O. The study of bulk material kinematics in a screw conveyor-mixer. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2015. Vol. 47. No. 3. P. 156-163.

164. Hud V.Z., Rohatynsky R.M., Hevko I.B., Lyashuk O.L., Pik A.I., Huryk O.Y. The research of the resonant oscillations of the system telescopic screw is a bulk environment caused by external periodic forces. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2020. No 60(1). P. 29–39.

165. KWS. Screw Conveyors Engineering Guide. Conveying Knowledge, Workmanship, Solutions. Release Date 4.1.16. 2015. 72 p.

166. Lutsiv I.V., Hevko Iv.B., Lyashuk O.L., Dubynyak T.S. Investigation of dynamical impact loads in screw conveyer drives with safety clutches. *INMATEH – Agricultural Engineering*. Bucharest, 2017. Vol. 51. No 1. P. 69 – 76.

167. Lyashuk O. L., Hevko I. B., Hud V. Z., Tkachenko I. G., Hevko O. V., Sokol M. O., Tson O. P., Kobelnyk V. R., Shmatko D. Z., Stanko A. I. Research of

non-resonant oscillations of the "telescopic screw - fluid medium" system. *INMATEH - Agricultural Engineering*. Bucharest/Romania, 2022. Vol. 68, No 3. P. 499-510.

168. Lyashuk O., Rohatynskiy R., Hevko I., Dmytriv O., Tson O., Tkachenko I., Sokol M., Leshchuk R., Kobelnyk V. Investigation of Bulk Material Transportation by Screw Conveyor with Hinge-Pan Operating Device. *Key Engineering Materials. Engineering Materials, Devices and Equipments-2023*. Trans Tech Publications Ltd, Switzerland, 2023. Vol. 948. P. 169-182.

169. Lyashuk O., Sokil M., Vovk Y., Levkovich M., Tson O., Kondratyuk D., Dmytrenko V. Analysis of resonance oscillations of extruder elastic screw conveyor. *Int. J. Eng. Res. Africa*. 2019. No 43. P. 49–58. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/JERA.43.49>.

170. Lyashuk O., Diachun A., Kuchvara I., Vovk Y., Dzyura V. Study of power parameters of forming profile elliptical screw workpieces. *The International Journal of Integrated Engineering*. Universiti Tun Hussein Onn Malaysia Publisher's Office, 2021. Vol. 13. No. 4. P. 142-151.

171. Manjit K. Misra, Yuh-Yuan Shyy, Leopoldo Baudet, Stephen J. Marley. Conveyors for Bulk Handling of Seed Soybeans. *APPLIED ENGINEERING IN AGRICULTURE*. Iowa, 1991. Vol. 7(6). P. 735–740.

172. Mondal D. Design consideration of a laboratory size screw conveyor with variable speed for experimentation purpose-a methodological approach. *Techno Societal*. 2020. No 2(68). P. 705–715.

173. Moorthi S., Megaraj M., Nagarajan L., Karthick A., Bharani M., Patil P. Dynamic analysis and fabrication of single screw conveyor machine. *Adv. Mater. Sci. Eng.* 2022, No 10, P. 1–10.

174. Nalobina O., Vasylchuk N., Bundza O., Holotiuk M., Martyniuk V., Puts V.. Reaper blade system for harvesting sunflowers. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2023. Vol. 69. No. 1. P. 195-204.

175. Offenlegungsschrift: pat. DE 10 2005 053 082 A1 Deutschland: B65G 33/14 (2006.01). anmeldetag: 04.11.2005; offenlegungstag: 10.05.2007. 6 p.

176. Pankiv M., Pylypets M., Pankiv V., Pankiv Y., Dubchak N. Methodology for refining the performance of screw conveyor. *Scientific Journal of the Ternopil National Technical University*. 2022. No 1 (105). P. 95-107.

177. Rogatynskyi R., Hevko I., Diachun A., Rogatynska O., Melnychuk A. The cargo movement model by the screw conveyor surfaces with the rotating casing. *Scientific Journal of TNTU*. Tern. : TNTU, 2018. Vol. 92. No 4. P. 34–41.

178. Rohatynskyi R. M., Hevko Iv. B., Diachun A. Ye. The research of the torsional vibrations of the screw in terms of impulsive force impacts. *Науковий вісник Національного гірничого університету*. Дніпропетровськ, 2015. № 5 (149). С. 64-68.

179. Rohatynskyi R., Gevko I., Diachun A., Lyashuk O., Skyba O., Melnychuk A. Feasibility study of improving the transport performance by means of screw conveyors with rotary casings. *Acta Technologica Agriculturae*. Nitra/Slovak, 2019. Vol. 4. P. 141-146.

180. Rohatynskyi R.M., Hevko I.B., Diachun A.Ye. The research of the torsional vibrations of the screw in terms of impulsive force impacts. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2015. No 149(5). P 64–68.

181. Screw conveyor: pat. CN 109592316 B China: B65G 33/14 (2006.01). filing date: 15.11.2018; disclosure date: 09.04.2019. 11 p.

182. Screw conveyor: patent USA: № 4,717,014 B65G65/16. Jan. 5, 1988.

183. Screw Flights : веб-сайт. URL: <https://bulknet.com.au/screw-flights/#> (дата звернення: 29.11.2022).

184. Tian Y., Yuan P., Yang F., Gu J., Chen M., Tang J., Su Y., Ding T., Zhang K., Cheng Q. Research on the Principle of a New Flexible Screw Conveyor and Its Power Consumption. *Applied Sciences*. 2018. Vol. 8. No.7.

185. Trokhaniak O.M., Hevko R.B., Lyashuk O.L., Dovbush T.A., Pohrishchuk B.V., Dobizha N.V. Research of the of bulk material movement process in the inactive zone between screw sections. *INMATEH: Agricultural engineering*. Bucharest/Romania, 2020. Vol.60. No.1. P. 261-268.

186. Yu W., Zhang K., Li D., Zou D., Zhang S. Numerical modeling of concrete conveying capacity of screw conveyor based on DEM. *Powder Technol.* 2022. No 29(6). P.361–374.

187. Zaica A., Olan M., Bunduchi G., Zaica A., Gageanu P., Paun A. Factors that influence coverage degree in seed treatment equipment having brush screw conveyor. *Engineering for rural development.* Jelgava/Latvia, 2020. P. 1325-1330.

188. Zaica A., Visan A., Paun A., Gageanu P., Bunduchi G., Zaica A., Stefan V., Manea D. The coating process of corn grains using a treatment machine with brush screw conveyor. *Proceedings of the 44th International Symposium on Agricultural Engineering: Actual Tasks on Agricultural Engineering.* Opatija/Croatia, 2016. P. 333-345.

189. Zaica A., Visan A., Zaica A., Olan M., Bunduchi G. Coating process of corn grains using treatment machine with brush screw conveyor. *Engineering for rural development.* Jelgava/Latvia, 2019. P. 233-238.

190. Zareiforush H., Komarizadeh M.H., Alizadeh M.R. Review on screw conveyors performance evaluation during handling process. *Journal of Scientific Review.* 2010. No 2. P. 55–63.

ДОДАТКИ

Додаток А

Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{сер.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	Y_{2c}
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	Y_{3c}
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	Y_{4c}
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	Y_{5c}
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	Y_{6c}
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	Y_{7c}
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	Y_{8c}
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	Y_{91}	Y_{92}	Y_{93}	Y_{9c}
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{101}	Y_{102}	Y_{103}	Y_{10c}
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{111}	Y_{112}	Y_{113}	Y_{11c}
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	Y_{121}	Y_{122}	Y_{123}	Y_{12c}
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	Y_{131}	Y_{132}	Y_{133}	Y_{13c}
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{141}	Y_{142}	Y_{143}	Y_{14c}
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	Y_{151}	Y_{152}	Y_{153}	Y_{15c}
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	Y_{161}	Y_{162}	Y_{163}	Y_{16c}
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	Y_{171}	Y_{172}	Y_{173}	Y_{17c}
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	Y_{181}	Y_{182}	Y_{183}	Y_{18c}
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	Y_{191}	Y_{192}	Y_{193}	Y_{19c}
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	Y_{201}	Y_{202}	Y_{203}	Y_{20c}
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	Y_{211}	Y_{212}	Y_{213}	Y_{21c}
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	Y_{221}	Y_{222}	Y_{123}	Y_{22c}
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	Y_{231}	Y_{232}	Y_{233}	Y_{23c}
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	Y_{241}	Y_{242}	Y_{243}	Y_{24c}
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	Y_{251}	Y_{252}	Y_{253}	Y_{25c}
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{261}	Y_{262}	Y_{263}	Y_{26c}
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	Y_{271}	Y_{272}	Y_{273}	Y_{27c}

**ГЕВКО Р.Б., ГЕВКО І.Б., ЛЯШУК О.Л., ДЯЧУН А.Є.,
ЗАЛУЦЬКИЙ С.З., СТАНЬКО А.І., ДОВБУШ Т.А.**

ГВИНТОВІ КОНВЕЄРИ З ЕЛАСТИЧНИМИ ПОВЕРХНЯМИ

**Гевко Р.Б., Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Залуцький С.З.,
Станько А.І., Довбуш Т.А.** Гвинтові конвеєри з еластичними поверхнями.
Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2024. 239 с.

ISBN 978-617-7875-72-6

Підписано до друку 02.02.2024. Формат 60×90, 1/16.
Друк лазерний. Папір офсетний. Гарнітура TimesNewRoman.
Умовно-друк. арк. 7,3. Наклад – 300 прим.
Замовлення № 02022024

Друк ФОП Паляниця В. А.
Свідоцтво ДК №4870 від 20.03.2015 р.
м. Тернопіль, вул. Б. Хмельницького, 9а, оф.38.
тел. (0352) 528-777.