

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Залуцький Сергій Зіновійович

УДК 621.867.4

ДИСЕРТАЦІЯ

ОБґРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКІВ З РОБОЧОЮ
ЕЛАСТИЧНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

13 – механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
(доктора філософії)

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ С. З. Залуцький

Науковий керівник:
Гевко Роман Богданович,
заслужений винахідник України,
доктор технічних наук, професор

АНОТАЦІЯ

Залуцький С. З. Обґрунтування параметрів шнеків з робочою еластичною поверхнею для транспортування сільськогосподарських матеріалів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 “Піднімально-транспортні машини”. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2018.

Гвинтові конвеєри отримали широке застосування при транспортуванні сипких матеріалів у різних виробничих процесах та ефективно виконують функціональні вимоги, які до них висуваються. Однак 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 надмірного пошкодження транспортованого матеріалу.

Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені розробці та дослідженню гвинтових робочих органів і відповідних технологічних процесів, дане проблемне питання в повній мірі не вирішене.

Тому актуальним є завдання розроблення та обґрунтування конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів шнекових робочих органів із секційною еластичною поверхнею, які забезпечать мінімізацію пошкодження сипких матеріалів у процесі їх транспортування, а також підвищать експлуатаційні показники гвинтових конвеєрів.

Дисертація присвячена теоретичному та експериментальному дослідженню технологічного процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовими робочими органами із секційною еластичною поверхнею з метою підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів.

На основі виведених аналітичних залежностей обґрунтовано раціональні параметри взаємодії шнекового робочого органу з еластичними секціями із зерновим матеріалом форми півсфера-конус.

Визначено зусилля деформації еластичної секції шнека при її взаємодії з зерниною еліпсоподібної форми, а також встановлені максимальні напруження, які виникають у зоні контакту зернини з внутрішньою поверхнею кожуха від величини прогину та параметрів еластичної секції.

Встановлено вплив конструктивних і кінематичних параметрів еластичного шнека на характер руху сипкого матеріалу в зоні між сусідніми секціями. Визначено закономірності впливу параметрів шнека з еластичною поверхнею на ступінь пошкодження зернового матеріалу.

Розроблено нову конструкцію шнекового робочого органу із секційною еластичною поверхнею та обґрунтовано його раціональні конструктивно-технологічні параметри. Запропоновано методику та пристрій для визначення впливу на величину деформації еластичної пластини її параметрів, величини консольного виступу та зусилля навантаження.

Спроековано та виготовлено лабораторну установку для визначення експлуатаційних параметрів гвинтового конвеєра. Розроблено технологічне обладнання для виготовлення основи шнека. Технічна новизна виконаних розробок захищена п'ятьма патентами України на корисні моделі.

При визначенні ступеня травмування зернового матеріалу встановлено, що при застосуванні еластичних секцій на робочому органі, у порівнянні з жорстким шнеком, травмування матеріалу зменшується в 1,55...3,0 рази, а при зміні кута нахилу шнека до горизонту в межах $0...40^{\circ}$ - у 1,63...4,0 рази.

На основі проведеного багатофакторного експерименту отримано регресійну залежність з визначення потужності P на привод гвинтового конвеєра. Домінуючим фактором, який впливає на величину потужності на привод гвинтового конвеєра, є частота обертання робочого органу n . Далі за інтенсивністю впливу є величина кута нахилу шнека до горизонту α . Найменший вплив на зміну величини потужності P на привод конвеєра має

величина зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом.

Аналіз секундної продуктивності гвинтового конвеєра показав, що для шнеків з еластичними поверхнями при збільшенні внутрішнього діаметра кожуха від 100 до 120 мм, в діапазоні частот обертання робочого органу 300...450 об/хв, продуктивність транспортування зростає в 1,25...1,27 разів.

Ключові слова: еластична секція, шнековий робочий орган, зерновий матеріал, деформація, ступінь пошкодження, продуктивність та енерговитрати.

SUMMARY

Zalutskyi S.Z. Substantiation of parameters of screws with working elastic surface for agricultural materials transportation. - Qualification scientific paper as manuscript copyright.

Ph.D. thesis in Engineering Science on specialism 05.05.05 "Elevator-transport machines". – Ternopil I.Puluj National Technical University, Ternopil, 2018.

Screw conveyors are widely used for bulk materials transportation in various production processes and effectively satisfy the specified functional requirements. Though at certain materials transportation, namely some agricultural ones, one of the most important requirements is to minimize the damage degree as conventional screw transporters don't satisfy it completely. This happens because of the fact that within processing some particles of bulk material end up in hollow space between peripheral surface of a rotating auger and inner fixed surface of a guiding jacket resulted in excess damage of the transported material.

Despite lots of scientific papers dealing with the development and study of screw tools and corresponding technological procedures the problem under discussion hasn't been solved fundamentally.

Thus, the task of development and substantiation of structural, kinematic and technological parameters of screw tools with sectional elastic surface which will not only provide the minimal damage of bulk materials within their transportation but will increase the screw conveyors performance as well.

The thesis considers theoretical and experimental research of bulk materials transportation procedure by screw tools with sectional elastic surface so that to increase the screw conveyors performance.

On the basis of found analytical dependencies the reasonable parameters of screw tools interaction with elastic sections filled with grain of semi-sphere-cone shape.

Deformation force of screw elastic section has been found at its interaction with an ellipsoid-shaped grain. Moreover, the maximum stress in the contact area of a grain and jacket inner surface has been calculated depending on deflection value and elastic section parameters.

The effect of structural and kinematic parameters of elastic screw on bulk material flow pattern in the area between neighboring sections has been determined. The relationships of parameters of screw with elastic surface impact on grain material damage degree have been found.

A new design of a screw tool with sectional elastic surface has been developed and its reasonable structural-technological parameters have been substantiated. The procedure and a plant to determine the impact of elastic plate parameters, corbel size and loading force on the deformation value have been suggested.

A laboratory-scale plant to determine the screw conveyor performance has been designed and made. Technological equipment for the screw basis manufacturing has been developed. Engineering novelty of the above-mentioned developments has been proved by 5 patents of Ukraine on useful models.

During the process of determining the grain material damage degree it was found that the use of elastic sections on the tool comparing with the rigid screw reduced the material damage in 1,55...3,0 times, and the screw canting angle change ranging $0...40^{\circ}$ – in 1,63...4,0 times.

On the basis of the made multiple factor experiment a regression was obtained to find the capacity P on the screw conveyor drive. The dominant factor affecting the capacity value on the screw conveyor drive is the tool rotational frequency n . The second important factor is the screw canting angle value α . The hole size Δ between

elastic screw and jacket has the smallest effect on the capacity P value changing.

The analysis of screw conveyor capacity per second proved that for screws with elastic surfaces at the jacket inside diameter increase from 100 to 120 mm, when the tool speed ranges 300 ... 450 r.p.m., the transportation output will increase in 1,25...1,27 times.

Key words: elastic section, screw tool, grain material, deformation, damage degree, efficiency, power consumption.

Список публікацій здобувача:

1. Гевко Р. Б. Розробка конструкції та технологія виготовлення шнекового робочого органу з еластичною поверхнею / Р. Б. Гевко, С. З. Залуцький, М. Р. Гевко // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2014. – № 1. – С.152–159.

2. Гевко Р. Б. Напрямки зниження пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами конвеєра / Р. Б. Гевко, С. В. Залуцький // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини» Луцький НТУ. – Луцьк, 2014. – Випуск 24. – С. 75–81.

3. Гевко Р. Б. Розробка конструкції шнека з еластичною гвинтовою поверхнею та результати її експериментальних досліджень / Р. Б. Гевко, С. З. Залуцький // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2015. – № 1. – С. 241–246.

4. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material / R. Nevko, Y. Dzyadykevych, I. Tkachenko, S. Zalutskyi // Вісник ТНТУ. – Тернопіль, 2016. – Том 81. – № 1. – С. 70–76.

5. Залуцький С. З. Методика та результати експериментальних досліджень шнекових робочих органів з еластичною гвинтовою поверхнею / С. З. Залуцький // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2016. – № 1. – С. 159–162.

6. Визначення зусиль деформації еластичної лопаті шнека при її взаємодії із зерновим матеріалом / С. З. Залуцький, Ю. Б. Гладько, Р. Б. Гевко,

Б. В. Погріщук // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2017. – № 2. – С. 13–19.

7. Результати лабораторних досліджень еластичного секційного шнека / Р. Б. Гевко, С. З. Залуцький, Б. В. Погріщук, О. М. Клендій, Н. В. Добіжа // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2017. – № 3. – С. 245–250.

8. Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface / R. B. Nevko, S. Z. Zalutskyi, I. G. Tkachenko, O. M. Klendiy // INMATEH «Agricultural Engineering». – Bucharest, 2015. – Vol 46, no 2. – P. 133–138.

9. 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»: 19–20 грудня 2012 р.: тези доп. – Тернопіль, 2012. – С. 67–68.

10. 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: 12–17 вересня 2014 р.: тези доп. – Тернопіль, 2014. – С. 78–79.

11. 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»: 25–26 листоп. 2015р.: тези доп. – Тернопіль, 2015. – С. 144–145.

12. Залуцький С. З. Визначення параметрів еластичних гвинтових робочих органів для мінімізації пошкоджень зернових матеріалів / С. З. Залуцький // XIX наукова конференція ТНТУ ім. І. Пулюя: 18–19 травня 2016 р.: тези доп. – Тернопіль, 2016. – С. 109–110.

13. 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»: 17–18 листопада 2016 р.:

тези доп. – Тернопіль, 2016. – Т.1. – С. 203–204.

14. Залуцкий С. З. Результаты экспериментальных исследований шнеков с эластической поверхностью / С. З. Залуцкий, С. В. Синий // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы международной научно-технической конференции молодых ученых: 27–28 октября 2016 г.: тезисы док. – Могилев, 2016. – С. 45.

15. 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”: тези доп. – Херсон, 2017. Випуск 3.– С. 137–140.

16. 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 р.: тези доп.– Умань, С.74–75.

17. Гевко Р. Покращення якісних показників при транспортуванні сипких матеріалів / Р. Гевко, О. Клендій, С. Залуцький // Сучасні проблеми землеробської механіки: збірник наукових праць XVIII міжнародної наукової конференції: 16–18 жовтня 2017 р.: тези доп. – Тернопіль, С. 49–52.

18. 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 международной научно-технической конференции молодых ученых: 20-30 октября 2017 г.: тезисы док. – Могилев, 2017.– С. 47.

19. 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»: 1–3 листопада 2017р.: тези доп. – Кропивницький, 2017.– С. 120–122.

20. 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.: тези доп. – Тернопіль, С. 250–252.

21. Пат. № 80414 Україна, МПК B21D 11/06. Спосіб виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею / Гевко Р. Б., Пилипець М. І., Залуцький С. З.; заявник і патентоотримувач Тернопільський національний економічний університет. – заявка № u 201214308; заявл. 14.12.12; опубл. 27.05.13, Бюл. № 10.

22. Пат. № 81469 Україна, МПК G01N 3/00, A01C 1/00. Стенд для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів / Гевко Р. Б., Залуцький С. З., Вітровий А. О.; заявник і патентоотримувач Тернопільський національний економічний університет. – заявка № u 201302116; заявл. 20.02.13; опубл. 25.06.13, Бюл. № 12.

23. Пат. № 101095 Україна, МПК B65G 33/26, B65G 33/16. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею / Крисоватий А. І., Залуцький С. З., Ткаченко І. Г., Градова М. В.; заявники і патентоотримувачі Крисоватий А. І., Гевко Р. Б., Залуцький С. З., Ткаченко І. Г., Градова М. В. – заявка № u 201502180; заявл. 12.03.15; опубл. 25.08.15, Бюл. № 16.

24. Пат. № 108782 Україна, МПК G65N 3/00, B 65G 33/26. Установка для дослідження шнека з еластичною гвинтовою поверхнею / Гевко Р. Б., Залуцький С. З., Рогатинська О. Р., Ткаченко І. Г.; заявники і патентоотримувачі Гевко Р. Б., Залуцький С. З., Рогатинська О. Р., Ткаченко І. Г. – заявка № u 201601953; заявл. 29.02.16; опубл. 25.07.16, Бюл. № 14.

25. Пат. № 119856 Україна, МПК B65G 33/26, B65G 33/16. Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею / Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г., Залуцький С. З., Градовий В. В.; заявники і патентоотримувачі Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г., Залуцький С. З., Градовий В. В. – заявка № u 201704151; заявл. 26.04.17; опубл. 10.10.17, Бюл. № 19.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	13
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ.....	18
1.1. Механіко-технологічні властивості сипких матеріалів.....	18
1.2. Способи транспортування сипких матеріалів у замкнутих технологічних магістралях.....	26
1.3. Аналіз конструкцій робочих органів гвинтових конвеєрів, спрямованих на зниження пошкодження сипких матеріалів.....	39
1.4. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень гвинтових конвеєрів.....	46
1.5. Висновки до першого розділу.....	55
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ШНЕКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З ЕЛАСТИЧНОЮ ГВИНТОВОЮ ПОВЕРХНЕЮ ІЗ ЗЕРНОВИМ МАТЕРІАЛОМ.....	57
2.1. Обґрунтування параметрів взаємодії еластичного гвинтового робочого органу із зерновим матеріалом форми півсфера – конус.....	57
2.2. Визначення зусилля деформації еластичної секції шнека при її взаємодії із зерниною еліпсоподібної форми.....	65
2.3. Рух потоку сипкого матеріалу по поверхні шнека з еластичними секціями, що перекриваються між собою.....	78
2.5. Висновки до другого розділу.....	92
РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	95
3.1. Програма експериментальних досліджень.....	95

3.2. Конструктивні схеми шнекових робочих органів з секційною еластичною поверхнею.....	96
3.3. Пристрій та методика визначення впливу на величину деформації еластичної секції від її параметрів і розташування, а також зовнішнього навантаження.....	100
3.4. Експериментальна установка та методика визначення енерговитрат, продуктивності та ступеня пошкодження зернового матеріалу від конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів секційного еластичного гвинтового робочого органу.....	101
3.5. Методика проведення досліджень з визначення ступеня пошкодження зернового матеріалу та енерговитрат при його транспортуванні за багатофакторним експериментом.....	105
3.7. Висновки до третього розділу.....	114

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....115

4.1. Результати експериментальних досліджень з визначення впливу на величину деформації секції еластичної пластини її ширини, величини консольного виступу та маси мірних вантажів.....	115
4.2. Результати експериментальних досліджень з визначення потужності на привод гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею.....	119
4.3. Експериментальні дослідження з визначення ступеня травмування зернового матеріалу жорстким шнеком та шнеком з секційною еластичною робочою поверхнею.....	125
4.4. Результати експериментальних досліджень з визначення продуктивності транспортування зернового матеріалу.....	131
4.5. Висновки до четвертого розділу.....	135

РОЗДІЛ 5 ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ЕЛАСТИЧНОГО ШНЕКА, НАПРЯМКИ ПОДАЛЬШИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОНАНИХ РОЗРОБОК.....	139
5.1. Спосіб виготовлення шнекового робочого органу адаптованого для його кріплення з еластичними накладками.....	139
5.2. Напрямки подальших досліджень з питань зменшення ступеня пошкодження зернового матеріалу при його транспортуванні.....	142
5.3. Економічна ефективність виконаних розробок.....	144
5.4. Висновки до п'ятого розділу.....	146
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	147
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	150
ДОДАТКИ.....	165

ВСТУП

Гвинтові конвеєри отримали широке застосування при транспортуванні сипких матеріалів у різних виробничих процесах та ефективно виконують функціональні вимоги, які до них висуваються. Однак 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 обертowego шнека та внутрішньою нерухомою поверхнею направляючого кожуха, що призводить до надмірного пошкодження транспортованого матеріалу.

Застосування складних комбінованих шнекових робочих органів не забезпечує їх надійності та довговічності та простори в експлуатації, а також адаптації до різних умов транспортування.

Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені розробці та дослідженню гвинтових робочих органів і відповідних технологічних процесів дане проблемне питання в повній мірі не вирішене.

Тому актуальним є завдання розробки та обґрунтування конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів шнекових робочих органів із секційною еластичною поверхнею, які забезпечать мінімізацію пошкодження сипких матеріалів в процесі їх транспортування, а також підвищать експлуатаційні показники гвинтових конвеєрів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження, які визначають основу дисертаційної роботи, відповідають науковому напрямку досліджень Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та виконані в рамках держбюджетних робіт “Синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів з розширеними технологічними можливостями на основі САПР «Гвинтові конвеєри»” (№ державної реєстрації 0115U002450); “Моделювання, синтез і розроблення

енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів” (№ державної реєстрації 0117U002240); “Розробка та комплексне дослідження синтезованих транспортно-технологічних механізмів автоматизованих виробничих систем” (№ державної реєстрації 0117U003998).

Мета і задачі дослідження. *Метою роботи є підвищення експлуатаційних показників гвинтових конвеєрів шляхом розробки конструкцій та вибору раціональних параметрів шнекових робочих органів із секційною еластичною поверхнею.*

Для досягнення мети в роботі поставлені такі завдання:

- проаналізувати відомі способи та компоновки гвинтових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів і розробити конструкції шнекових робочих органів із секційною еластичною поверхнею;
- обґрунтувати параметри взаємодії шнека з еластичними секціями із зерновим матеріалом форми півсфера-конус;
- визначити зусилля деформації еластичної секції шнека при її взаємодії з зерниною еліпсоподібної форми;
- здійснити моделювання процесу переміщення сипкого матеріалу між сусідніми еластичними секціями;
- розробити методики проведення досліджень, стендове обладнання та експериментальну установку гвинтового конвеєра зі зміною конструктивних і регулюванням кінематичних параметрів шнекових робочих органів;
- провести комплекс експериментальних досліджень з визначення впливу параметрів шнеків з еластичною поверхнею на продуктивність та енерговитрати гвинтового конвеєра, а також ступінь пошкодження сипких матеріалів;
- розробити технологію виготовлення розроблених еластичних шнеків.

Об’єкт дослідження – технологічний процес переміщення сипких матеріалів гвинтовим конвеєром.

Предмет дослідження – взаємозв’язок режимів транспортування сипких

матеріалів з параметрами шнека із секційною еластичною поверхнею.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено з використанням методів механіко-математичного моделювання, класичної механіки, опору матеріалів, теорії контактної взаємодії при переміщенні матеріалу між сусідніми еластичними гвинтовими секціями. Експериментальні дослідження проведено за галузевими та розробленими методиками на спеціально сконструйованому та виготовленому обладнанні й установці. При проведенні експериментальних досліджень застосовувались математичні методи планування багатофакторного експерименту. Опрацювання отриманих результатів здійснено на ПЕОМ за допомогою прикладних програм.

Наукова новизна отриманих результатів. Вперше на основі виведених аналітичних залежностей обґрунтовано раціональні параметри взаємодії робочого органу з еластичними секціями з зерновим матеріалом форми півсфера-конус.

Вперше визначено зусилля деформації еластичної секції шнека при її взаємодії з зерниною еліпсоподібної форми, а також встановлено максимальні напруження, які виникають у зоні контакту зернини з внутрішньою поверхнею кожуха від величини прогину та параметрів еластичної секції.

Отримано подальший розвиток розроблення динамічної моделі з визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів еластичного шнека на характер руху сипкого матеріалу в зоні між сусідніми секціями.

Вперше встановлено закономірності впливу конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів розробленого шнека з секційною еластичною поверхнею на функціональні та експлуатаційні показники процесу роботи гвинтового конвеєра, а також ступінь пошкодження зернового матеріалу.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено нову конструкцію шнекового робочого органу із секційною еластичною поверхнею та обґрунтовано його раціональні конструктивно-технологічні параметри. Запропоновано методику та пристрій для визначення впливу на величину

деформації еластичної секції її параметрів, величини консольного виступу та зусилля навантаження. Спроековано та виготовлено лабораторну установку для визначення експлуатаційних параметрів гвинтового конвеєра. Розроблено технологічне обладнання для виготовлення основи шнека. Технічна новизна виконаних розробок захищена п'ятьма деклараційними патентами України на корисні моделі. Окремі наукові та практичні результати, методики й рекомендації впроваджено на ТОВ “Універст ЛТД” (м. Тернопіль) та ТОВ АП “Колос-2” (м. Тереховля, Тернопільської обл.).

Окремі результати впроваджено в навчальний процес підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за спеціальністю 274 “Автомобільний транспорт” для викладання дисциплін «Основи наукових досліджень» у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи здобувачем отримані особисто. В роботах, опублікованих в співавторстві, автором проведений аналіз існуючих конструкцій еластичних шнеків та напрямків зниження пошкодження сипких матеріалів [2; 8]; виведено аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних, силових і технологічних параметрів шнека з секційною еластичною поверхнею та параметрів їх взаємодії із зерновим матеріалом [4; 6; 7]; здійснено конструктивне виконання еластичних секцій, спосіб їх кріплення та виготовлення жорсткої основи шнека, компоновальні схеми обладнання та установки [1; 3; 8]; проведено експериментальні дослідження та здійснено обробку їх результатів [9; 14; 15; 17; 18].

У технічних рішеннях, які захищені деклараційними патентами України на корисні моделі, частка авторів однакова.

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідались і обговорювались на: наукових і міжнародних науково-технічних конференціях Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (Тернопіль, 2012-2016 рр.); міжнародних конференціях “Новые материалы, оборудование и технологии в

промышленности”, (Могилев: Белорусско-Российский университет, 2016-2017 рр.); міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні технології промислового комплексу”, (Херсон: ХНТУ, 2017 р.); міжнародній науково-практичній конференції “Імпортозамінні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва” (Умань: УНУС, 2017 р.); міжнародній науковій конференції “Сучасні проблеми землеробської механіки” (Кам’янець-Подільський, 2017 р.); міжнародній науково-практичній конференції “Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки” (Кропивницький: ЦНТУ, 2017 р.).

В повному обсязі робота доповідалась на розширеному засіданні кафедри менеджменту біоресурсів і природокористування Тернопільського національного економічного університету (2017 р.), на розширеному засіданні тематичного наукового семінару кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2017 р.) та міжкафедральному семінарі № 6 “Машинобудування, машинознавство та обробка матеріалів” Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2017 р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 25 наукових праць, з них 8 - у фахових виданнях, одна з яких опублікована в журналі, що входить до міжнародної наукометричної бази даних Scopus, 5 – деклараційних патентів України на корисні моделі, 12 - у матеріалах наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п’яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 141 найменувань, з них 20 іноземною мовою та 9 додатків. Загальний обсяг дисертації становить 197 сторінок, у тому числі 156 сторінок основного тексту.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ

1.1. 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 [11; 12; 17; 31; 33; 37; 61; 64; 68; 73; 80; 84; 84; 94; 100; 104; 106; 136; 137].

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 [82]. 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.

У формування наукових основ теорії проектування гвинтових транспортуючих механізмів, розробку конструкцій з визначенням їх оптимальних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів значний вклад внесли вчені Адамчук В. В., Акімов М. І., Булгаков В. М., Василенко П. М., Васильків В. В., Гевко Б. М., Гевко Р. Б., Гевко І. Б., Григор'єв А. М., Груздєв І. Е., Гутьян Б. М., Дідух В. Ф., Желтов В. П., Корнесв Г. В., Ловейкін В. С., Нечипасв М. В., Новширванов А. Г., Омельченко О. О., Пилипець М. І., Подуст С. С., Рогатинський Р. М., Ткач В. Д., Шкляр Ю. Л., Штуков М. К., Янков В. І., Е. Бернхард, Х. Герман, Д. Мак-Келві, Г. Шенкель, А. Таурін, Е. Wahl та ін.

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 [115]

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

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 [82]

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

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 [82]

$$\Phi_i = L_i(<x_i> <y_i>), \quad (1.3)$$

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 [60].

Механічні властивості такої структури можна описати еквівалентним модулем пружності та еквівалентним коефіцієнтом Пуассона [82; 116].

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 [82; 115].

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) [82].

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 [82]

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

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_1 , який визначається з допомогою трибометра [60].

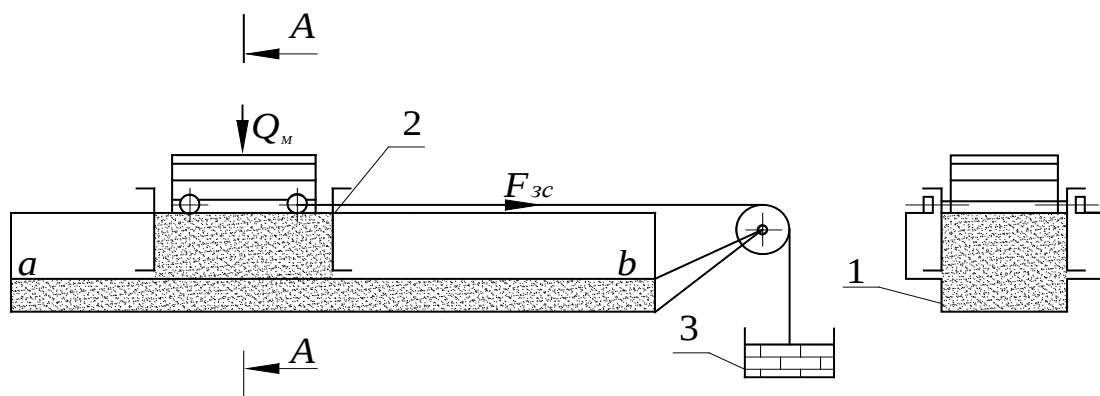


Рис. 1.1. Схема трибометра

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.1.2.) [82].

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.

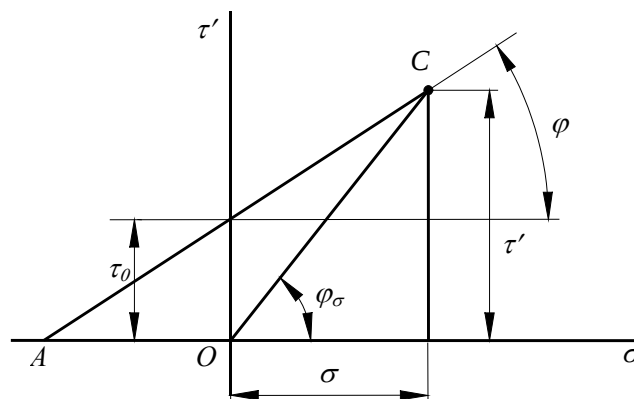


Рис. 1.2. Залежність граничних дотичних напружень τ' від нормальних напружень σ в товщі матеріалу

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 - $\tau_0 = 150...400$ Па та більше.

При наближених розрахунках можна користуватися наступними співвідношеннями [60]

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

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% [17], дані, яких наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1.

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 α_{ob}

$$\operatorname{tg} \alpha_n = f + \frac{\tau_0}{hg\rho} = f / 2 + \sqrt{f^2 / 4 + \frac{2\tau_0}{A_B g\rho}} \quad (1.8)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{ob} = \frac{hfg\rho}{hg\rho - 4,7\tau_0\sqrt{f}}, \quad (1.9)$$

де g – прискорення вільного падіння;

A_B – основа трикутного штабеля.

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 1.2. [115].

Під ідеально сипкими матеріалами варто розуміти такі, в котрих між частинками твердого тіла існують лише зв'язки тертя та однобічного стискання (зерно, цукор, просо, гранульовані мінеральні добрива тощо).

Під зв'язними сипкими матеріалами варто розуміти такі, в яких зв'язки між частинками твердого тіла є силами тертя та силами щеплення, що діють в одних і тих самих площинках контактів (порошкоподібні добрива, борошно тощо).

Таблиця 1.2.

Кути природного відкосу

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

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

Так в таблицях 1.3 і 1.4 наведені відповідні дані для різних зернових культур [82].

Таблиця 1.3

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 1.4

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

Вологість сипкого матеріалу W_B визначають висушуванням взятої проби за температури 105°C до сталої маси і обчислюють за формулою [82]

$$W = \frac{m_1 - m_2}{m_2}, \quad (1.10)$$

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

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.

1.2. Способи транспортування сипких матеріалів у замкнених технологічних магістралях

Гвинтові конвеєри використовують при транспортуванні різних типів сипких матеріалів, а їх конструктивне виконання є різноманітним [14 - 17].

Загальний вигляд одномагістрального горизонтального жорсткого шнекового конвеєра зображено на рис.1.3.

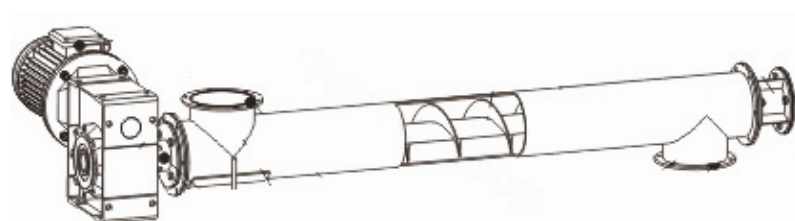


Рис.1.3. Компонувальна схема горизонтального шнекового конвеєра

Однією з функцій похилих та вертикальних шнекових конвеєрів (рис. 1.4) є переміщення матеріалу з одночасним його підніманням на задану висоту.

Відома низка робочих органів похилих шнекових конвеєрів, типова конструктивна схема якого зображена на рис. 1.4 а, які застосовуються для забезпечення додаткових технологічних операцій. Це дозволяє зменшити матеріаломісткість та енерговитрати виробничих комплексів при виконанні заданих операцій.

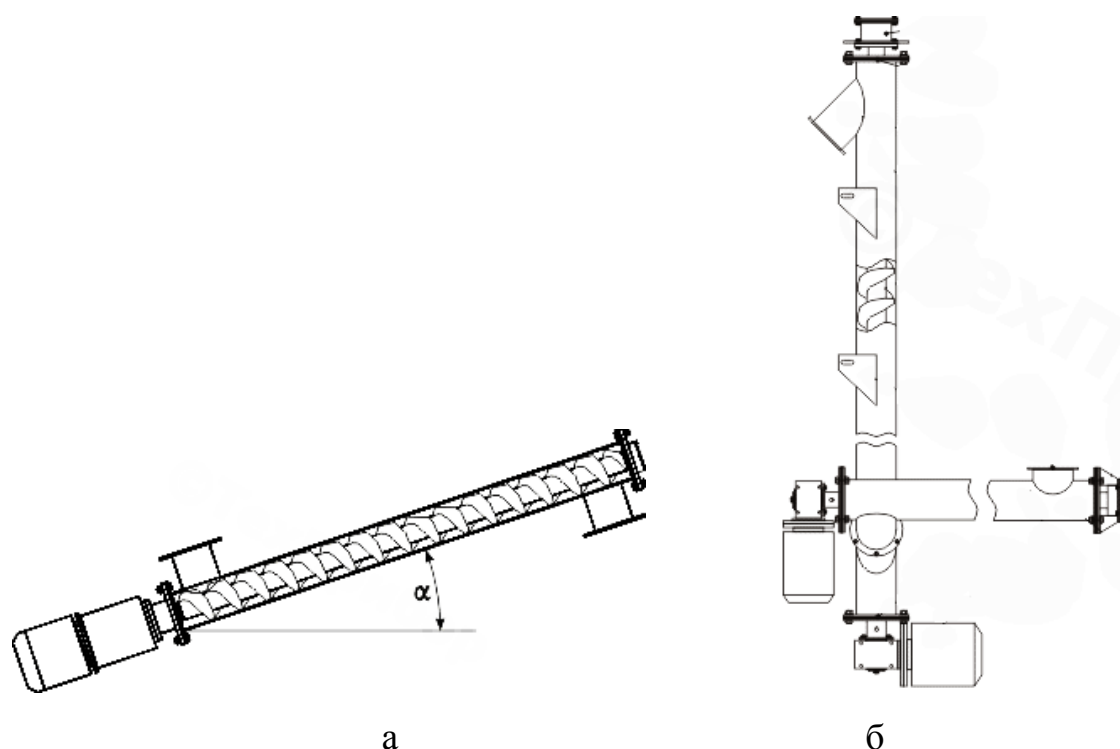


Рис. 1.4. Конструктивно-технологічні схеми похилого (а) та вертикального (б) шнекового конвеєра

Вертикальні шнекові конвеєри (рис.1.4 б), як правило, виконують функції підйому сипкого матеріалу при мінімальному шляху його переміщення [17; 71; 74; 108].

Також жорсткі 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 їх різної просторової конфігурації забезпечує гвинтовий конвеєр [30], конструктивно-технологічна схема якого зображена на рис. 1.5.

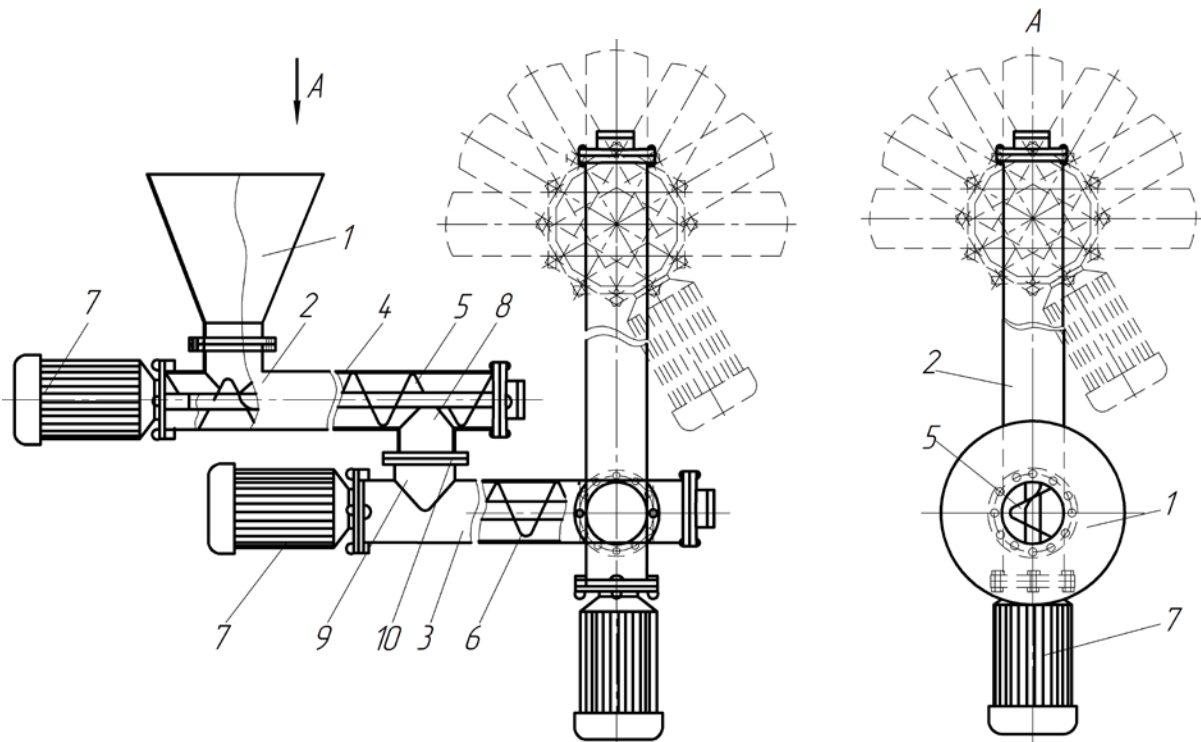


Рис. 1.5. Конструктивно-технологічна схема гвинтового конвеєра з різною просторовою конфігурацією траси

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. 1.6).

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 [17].



Рис. 1.6. Навантажувач зерна НЗ-20

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

У гнучких гвинтових транспортерах робочий орган вільно (без опор) розташовується в еластичному кожусі та по його внутрішній поверхні переміщає матеріал в зону вивантаження, що є основною їх перевагою.

При обертанні робочого органу з частотою понад 550...600 об/хв гнучка гвинтова спіраль рівномірно розподіляє сипкий матеріал по периферії кожуха, що зумовлює її самоцентрування і переміщення продукту в зону вивантаження.

Базова конструктивно-технологічна схема гнучкого гвинтового конвеєра зі спрощеним приводом робочих органів в технологічних магістралях шляхом застосування окремих електродвигунів, а також з розширеними функціональними характеристиками [16; 17; 19] зображена на рис.1.7.

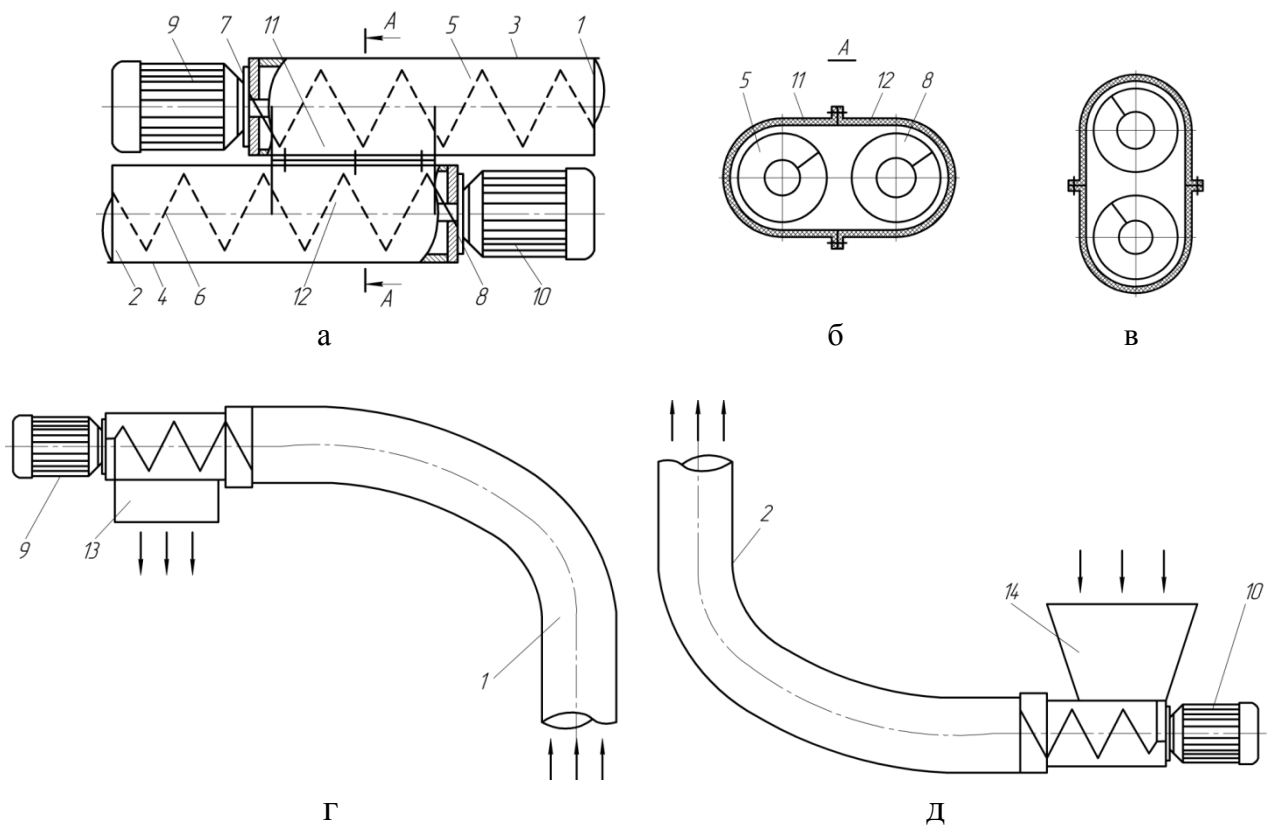


Рис. 1.7. Схема гвинтового конвеєра з приводом робочих органів від окремих електродвигунів: а – загальний вигляд; б – горизонтальне розташування магістралей; в – вертикальне розташування магістралей; г – варіант виконання однамагістрального завантажувального конвеєра; д - варіант виконання однамагістрального вивантажувального конвеєра

Гвинтовий конвеєр містить завантажувальну 1 та вивантажувальну 2 магістралі, які виконані у вигляді замкнутих кожухів 3 і 4 круглого поперечного перерізу, в яких розташовані гвинтові спіралі 5 і 6, що зв'язані з привідними валами 7 і 8 електродвигунів 9 і 10.

В зоні привідних валів завантажувальна та вивантажувальна магістралі з'єднані між собою за допомогою двох секцій 11 і 12 перевантажувального патрубкa, які з однієї сторони закріплені в отворах замкнутих кожухів 3 і 4, а з іншої сторони з'єднані між собою.

Гвинтові спіралі встановлені таким чином, що їх центральні осі співпадають з осями привідних валів електродвигунів.

Завантажувальна та вивантажувальна технологічні магістралі в зоні з'єднання секціями перевантажувального патрубкa можуть розташовуватись як у горизонтальній (рис. 1.7 б), так і у вертикальній (рис. 1.7 в) площинах.

Розширення експлуатаційних показників даного гвинтового конвеєра полягає в тому, що його технологічні магістралі можна застосовувати у вигляді одно магістральних конвеєрів. Так, до секцій перевантажувального патрубку, а саме, завантажувальної магістралі може кріпитись вивантажувальне вікно 13, а до вивантажувальної магістралі – бункер 14.

В процесі роботи сипкий матеріал подається в зону забору завантажувальної магістралі та спіраллю 5 в кожусі транспортується в напрямку перевантажувального патрубку. Далі матеріал по секціях патрубку переводиться на спіраль 6 і транспортується в зону вивантаження.

Перевагами даного конвеєра є те, що він може застосовуватись у трьох комбінаціях, як двомагістральний (з горизонтальним та вертикальним розташуванням перевантажувального патрубку), так і одномагістральний у тягнучому або завантажувальному (рис. 1.7 г) та подаючому або вивантажувальному режимах (рис. 1.7 д).

Привод гнучкого гвинтового конвеєра може здійснюватись як від валу відбору потужності трактора та агрегатуватись з його начіпною системою (рис. 1.8 а), так і від одного електродвигуна з механічним приводом (ланцюговим або пасовим) до робочих органів, які розташовані в технологічних магістралях (рис. 1.8 б) [17].

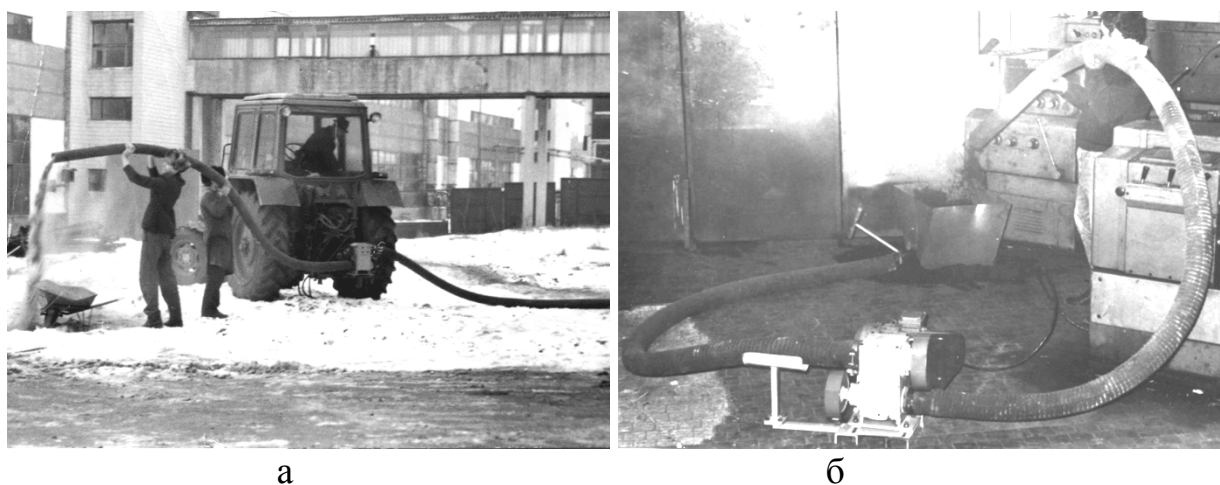


Рис. 1.8. Загальний вигляд компоновок гнучких гвинтових конвеєрів:
а – привод від валу відбору потужності трактора;
б – привод від одного електродвигуна

Встановлення робочого органу в еластичному кожусі дозволяє змінювати трасу транспортування та відповідно зони завантаження і вивантаження матеріалу шляхом переміщення технологічних магістралей при стаціонарному розташуванні бункера і елементів приводу.

Переміщення матеріалів (зерна, дерті, полови, комбікормів, сіна, сінажу, пластівців, гранул та ін.) також здійснюється пневматичними транспортерами в направляючих кожухах за допомогою стиснутого повітря [17; 57].

Пневматичні транспортери [60; 68] за способом переміщення вантажів, можна поділити на всмоктувальні, нагнітальні та змішані (рис. 1.9).

Конструктивно, пневматичні транспортери є прості за будовою та мають високу продуктивність, однак вони характеризуються значними енерговитратами (питомий розхід енергії у 8..14 разів є більшим, ніж в інших типів конвеєрів) [57].

Також в процесі переміщення матеріалу інтенсивно зношуються трубопроводи, особливо в місцях згину.

Всмоктувальні транспортери застосовують для розвантаження сипких матеріалів з вагонів і автомашин із спеціальним соплом на забірному кінці.

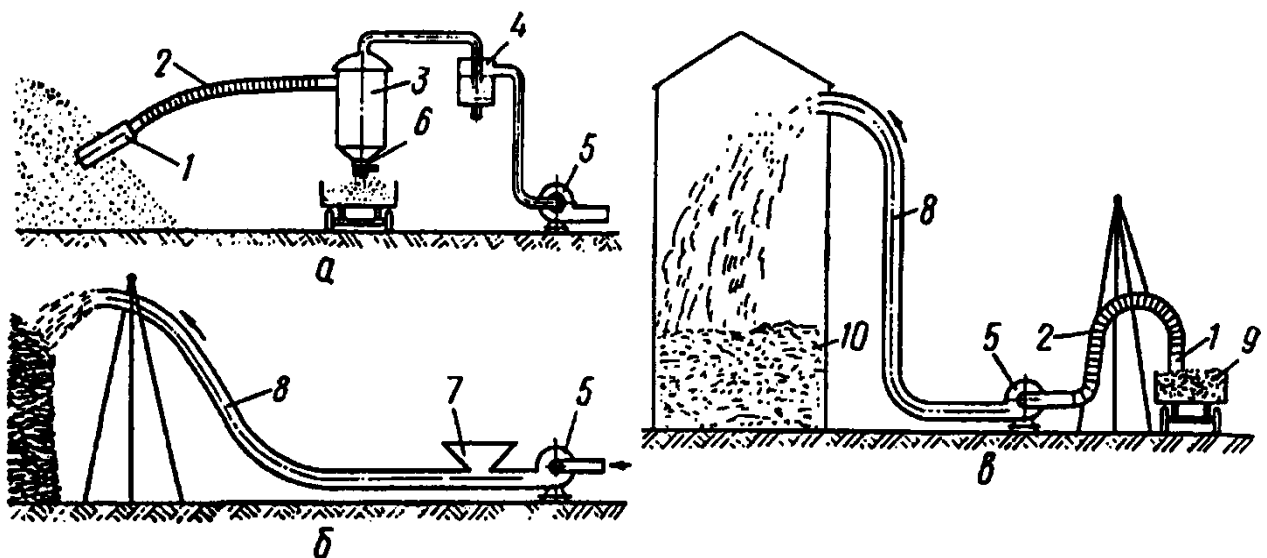


Рис. 1.9. Технологічні схеми пневматичних транспортерів:

- а - всмоктувальний; б – нагнітальний; в – змішаний;
 1 – сопло; 2 – всмоктувальна магістраль; 3 – циклон; 4 – фільтр; 5 - вентилятор;
 6 – затвор; 7 – бункер; 8 – вивантажувальна магістраль; 9 – причіп; 10 –сховище

Нагнітальні транспортери призначені для транспортування сипкого матеріалу на значні відстані. Він подається через завантажувальний бункер у трубопровід і розвантажується за допомогою циклона або спеціального розвантажувача. У циклоні повітря відділяється від сипкого матеріалу.

У змішаній установці транспортований матеріал засмоктується у вентилятор, а далі технологічний процес відбувається за схемою нагнітального пневмотранспортера.

Висока мобільність пневмотранспортерів дозволила суттєво розширити їх функціональні можливості, особливо при роботі в польових умовах. Так, на рис. 1.10 зображено схему роботи пневмотранспортера в польових умовах. Подібні типи пневмотранспортерів випускають ряд західноєвропейських країн, серед яких найбільш потужними є "Riela" (ФРН) та "Hecson" (Нідерланди).

Незважаючи на зазначені переваги, до яких відноситься висока мобільність, повна герметизація при переміщенні та завантаженні матеріалів з важкодоступних зон, у вітчизняному сільськогосподарському виробництві такі типи установок не знайшли широкого застосування через значні енерговитрати та високу їх вартість, а також інтенсивне зношення поверхні трубопроводів, особливо на згинах; необхідність ретельного очищення повітря від пилу та неможливості переміщення вологих і липких вантажів.



Рис. 1.10. Схема роботи пневмотранспортера фірми «Riela» в польових умовах

При розробці нових систем механізованого переміщення сипких вантажів доцільно застосувати ефект мобільності пневмотранспортерів та незначні енерговитрати гвинтових конвеєрів.

В роботі [1] приведені компоновальні схеми універсальних транспортних агрегатів до самохідного шасі та їх експлуатаційні характеристики. Вони призначені для роботи з різними сипкими сільськогосподарськими матеріалами, наприклад, зерном, мінеральними добривами та комбікормами в режимах механізованого само розвантаження, транспортування, вивантаження і перевантаження. Завантажувач складається з заднього борта 1, шнекового конвеєра 2 з гідравлічним приводом 3 (рис.1.11).

Заповнення причепа забезпечується шляхом переведення шнекового конвеєра з транспортного положення на само завантаження (рис.1.11 а).

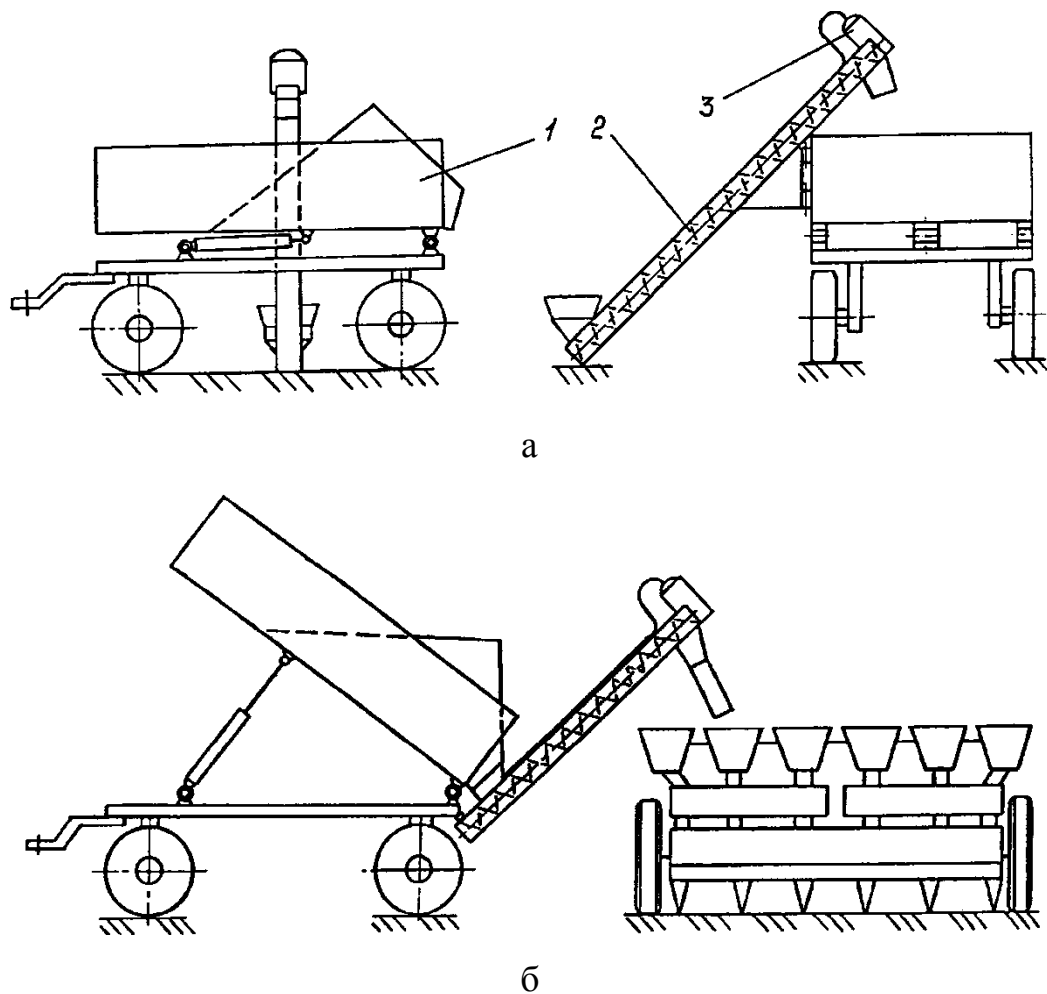


Рис. 1.11. Схема універсального гвинтового завантажувального агрегату:

а - само завантаження агрегату; б - агрегат при завантаженні сівалки

Далі знімають люк нижнього випускного вікна в приймальній частині конвеєра та вмикають гідропривід останнього. Гвинт конвеєра захоплює матеріал (зерно, добрива) і транспортує його до випускного вікна, звідки через вивантажувальний рукав направляє на платформу причепа.

У польових умовах конвеєр розташовується позаду причепа, де попередньо відкривають заслінку та починають повільно піднімати платформу причепа. Матеріал самопливом надходить у завантажувальну горловину конвеєра, а далі в технологічні ємності агрегатів, наприклад, в кузов розкидача мінеральних добрив або завантажувальні бункери сівалки (рис.1.11 б).

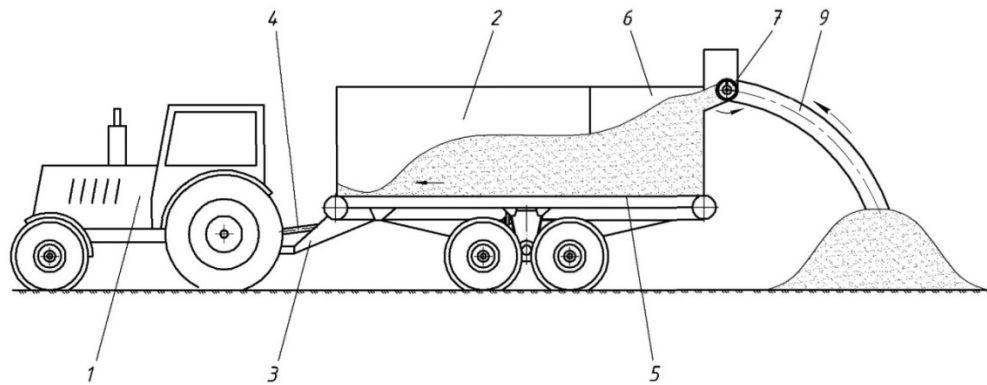
Встановлені наступні технологічні можливості та показники завантажувача: вантажопідйомність - 3,5т; пропускна здатність на матеріалі з насипною густиною 1100 кг/м^3 - 5т/год; пошкодження гранул мінеральних добрив - до 3%, насіння зернових культур - до 1%.

До переваг даного універсального агрегату відносяться розширення функціональних можливостей. До недоліків можна віднести: складність при переведенні жорсткого шнекового конвеєра з транспортного в робоче положення, обмеженість технологічних операцій в процесі завантаження сипким матеріалом тракторного причепа, а також необхідність високоточного маневрування енергетичним засобом при завантаженні технологічних місткостей сільськогосподарських машин.

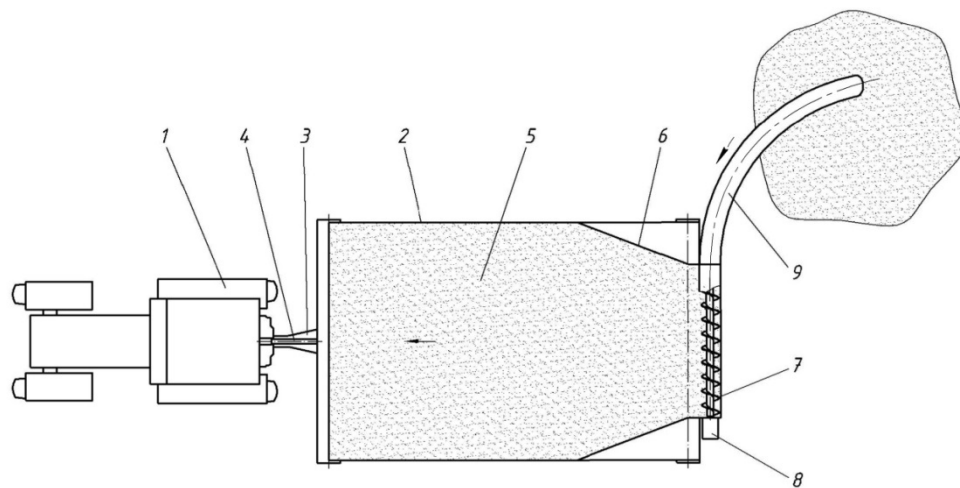
Для розширення функціональних можливостей при транспортуванні, завантаженні та розвантаженні сипких матеріалів, а також підвищення мобільності технологічних транспортних магістралей розроблено ряд конструктивно-технологічних схем компоновок гнучких гвинтових конвеєрів з транспортними та робочими сільськогосподарськими машинами для виконання відповідних операцій [16], які зображено на рис.1.12.

Агрегат складається з трактора 1, який за допомогою зчіпки 3 з'єднаний з причепом 2, днище котрого обладнане стрічковим транспортером 5. Кузов причепа 6 в задній частині виконано конусоподібним в напрямку зони забору 7 гнучкого гвинтового конвеєра 9. Привод транспортера здійснюється від валу

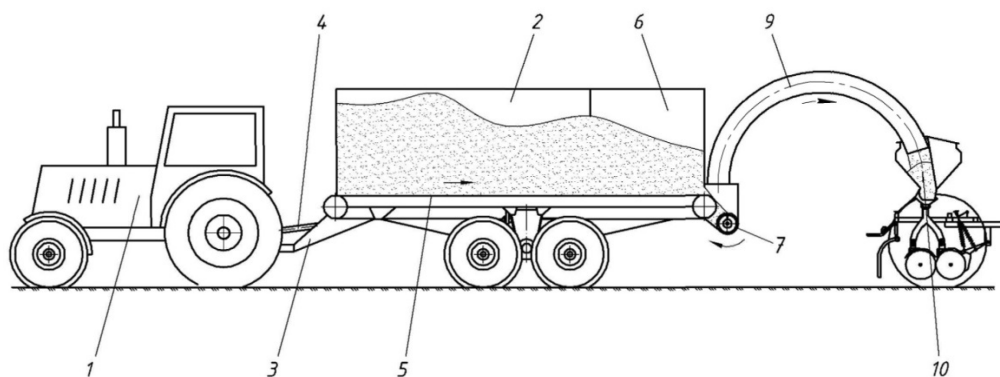
відбору потужності 4 трактора з реверсним механізмом. Привод 8 гнучкого гвинтового конвеєра може бути виконано у вигляді гідродвигуна або механічної передачі з'єднаної з валом барабана стрічкового транспортера.



а



б



в

Рис. 1.12. Конструктивно-технологічна схема агрегату в компонованні з гнучким гвинтовим конвеєром для завантаження та розвантаження сипких матеріалів в польових умовах

Процес роботи агрегату здійснюється наступним чином. При завантаженні в причеп (рис. 1.12 а, б) наприклад зернового матеріалу в польових умовах завантажувальний патрубок гнучкого гвинтового конвеєра вводять в купу зернового матеріалу, після збирання зернозбиральними комбайнами.

Далі вмикається гнучкий гвинтовий конвеєр, який транспортує зерновий матеріал у верхню частину причепа, який спадає на стрічковий транспортер, котрий переміщує його в протилежну сторону причепа.

З причепу матеріал може вивантажуватись як у стаціонарні сховища, так і завантажувати сівалки в польових умовах (рис.1.12 в).

В цьому випадку бункер разом із зоною забору гнучкого гвинтового конвеєра вертикально переміщують в нижню частину причепа. Далі робочому органу надають протилежний напрямок обертання, який захоплює сипкий матеріал з причепа та транспортує його у насінневі бункери зернових сівалок. В протилежному напрямку періодично вмикається і стрічковий транспортер по мірі відбору робочим органом конвеєра зернового матеріалу.

Гнучкі гвинтові конвеєри також можуть застосовуватись при заборі сипких злежаних матеріалів (мінеральні добрива, сіль, тощо) наприклад з вагонів з подальшим транспортуванням і завантаження їх у мірну тару, наприклад мішки [16].

Конструктивно-технологічна схема процесу забору сипких злежаних матеріалів з вагонів та завантаження їх у мішки гнучким гвинтовим конвеєром зображена на рис. 1.13.

Злежаний сипкий матеріал 1, який знаходиться у вагоні 2, суцільною гвинтовою спіраллю, яка виступає над завантажувальною магістраллю 3 конвеєра розрихлюється і подається в гнучку завантажувальну магістраль, де шарнірним секційними гвинтовим робочим органом транспортується в зону перевантажувального патрубку 4. У патрубку матеріал переводиться на вивантажувальну магістраль 5, яка виконана похилою та жорсткою.

В зоні вивантаження оператори наповнюють мішки 6 сипким матеріалом.

Така компоновальна схема гнучкого гвинтового конвеєра дозволяє механізувати процес розрихлення та транспортування сипких злежаних матеріалів із завантаженням в мірну тару, що дозволить суттєво підвищити продуктивність при здійсненні таких операцій.

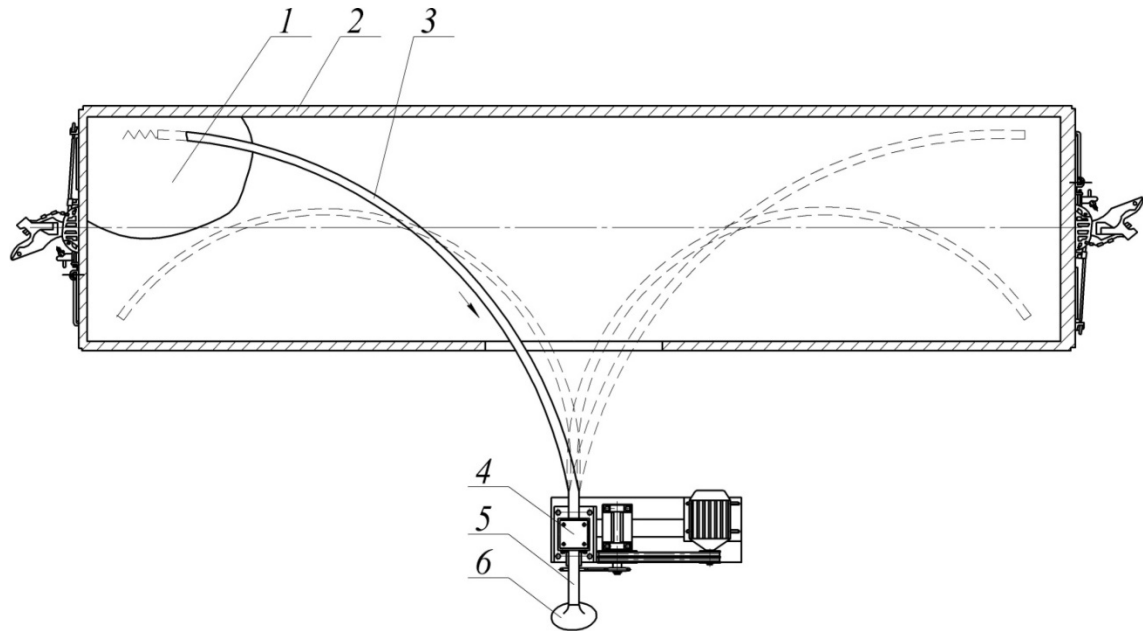
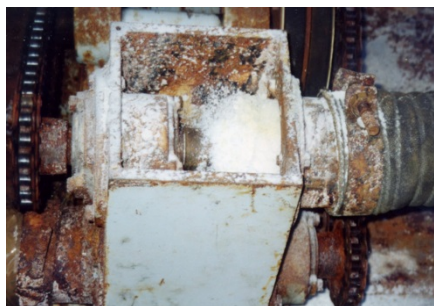


Рис. 1.13. Технологічна схема процесу забору сипких злежаних матеріалів з вагонів та завантаження їх у мішки гнучким гвинтовим конвеєром

На рис.1.14 представлено фотографії процесу забору сипкого злежаного матеріалу завантажувальною магістраллю (а), його перевантаження у патрубку на вивантажувальну магістраль (б) та завантаження у мішки (в) гнучким гвинтовим конвеєром. При впровадженні даного конвеєра було вивільнено п'ять робітників, які вручну виконували дані операції за аналогічний час.



а



б



в

Рис.1.14. Процес забору сипкого злежаного матеріалу завантажувальною магістраллю (а), його перевантаження у патрубку на вивантажувальну магістраль (б) та завантаження у мішки (в) гнучким гвинтовим конвеєром

Окреме місце займають трубчасті скребкові (шайбові) конвеєри, які можуть транспортувати сипкі матеріали по складних трасах з вертикальними та горизонтальними ділянками.

На рис. 1.15 зображено робочий орган шайбового конвеєра англійської фірми «Spiroflow Ltd», який призначений для транспортування будь-яких сипких матеріалів [115].



Рис. 1.15. Робочий орган шайбового конвеєра

Незважаючи на те, що даний тип транспортера переміщає матеріал по криволінійних трасах, сама траса може бути виключно стаціонарною, а довжина робочого органу є у двічі більшою від необхідної відстані транспортування, що знижує функціональні можливості та експлуатаційні показники такого транспортера.

1.3. Аналіз конструкцій робочих органів гвинтових конвеєрів, спрямованих на зниження пошкодження сипких матеріалів

Як встановлено з попередніх досліджень [21; 34; 61-63; 83] поперечний переріз гвинтової спіралі робочого органу суттєво впливає як на ступінь пошкодження сипкого зернового матеріалу, так і на експлуатаційні показники гвинтових конвеєрів. Для забезпечення надійного виконання технологічного процесу при транспортуванні сипких матеріалів і зменшення ступеня їх пошкодження розроблено цілий ряд гвинтових робочих органів як в Україні, так і за рубежом [9; 10; 12; 20; 76; 92; 110; 122-135].

Одними з перших розробок і проведених досліджень були конструкції гвинтових конвеєрів з робочими органами круглого поперечного перерізу [31; 84; 85; 100].

Дані робочі органи виготовляються з високо вуглецевих сталей, які підлягають термічній обробці.

Однак, такі спіралі можуть виготовлятися лише у некаліброваному стані, з подальшим калібруванням на крок, з довжиною 3...6 м. Тому їх термічна обробка є надто складною.

Також до їх недоліків слід віднести низьку продуктивність, оскільки круглий переріз спіралі не забезпечує зосередженої направляючої сили в осьовому напрямку при транспортуванні матеріалу.

Смугові спіралі характеризуються значно вищою продуктивністю, однак їх маневреність є суттєво обмеженою, так як низьковуглецеві сталі, що застосовуються при їх виготовленні, швидко руйнуються при роботі спіралей на малих радіусах кривизни, внаслідок виникнення знакозмінних напружень при обертанні [17].

На рис.1.16 представлена схема комбінованого робочого органу з прутковою несучою та смуговою технологічною спіралями.

Різне направлення при навиванні, та виконання з різними кроками даних типів спіралей, приводить до взаємного їх стискання при крученні та зростанні навантаження в точках контакту, що сприяє підвищенню крутильної здатності такого робочого органу.

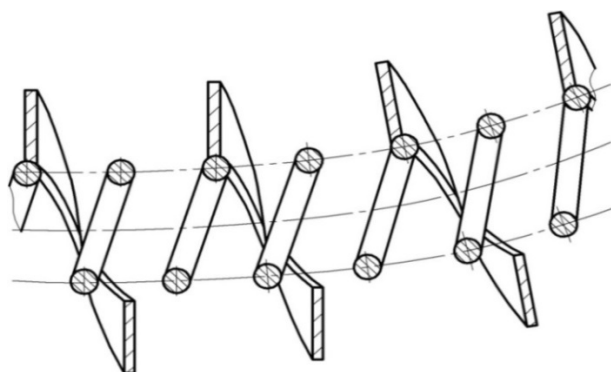


Рис. 1.16. Робочий орган з прутковою несучою та смуговою робочою спіралями

Даний тип гнучкого робочого органу має ряд недоліків. Не вирішеною є проблема кріплення окремих спіралей між собою. При роботі на криволінійних трасах смугова спіраль з вертикальним ребром швидко руйнується від знакозмінних деформацій. Внутрішня спіраль з протилежним напрямком навівання знижує продуктивність конвеєра. При виході з ладу необхідно повністю замінювати всю секцію спіралі.

На основі аналізу літературних джерел [5; 6; 11; 16; 17; 18; 61; 64] можна констатувати, що з точки зору пошкодження матеріалу спіралі круглого поперечного перетину суттєво поступаються смуговим, оскільки в перших кут заклинювання матеріалу, який виникає між обертовим робочим органом та внутрішньою нерухомою поверхнею направляючого кожуха, є значно більший ніж у смугових. Проте суттєвий вплив на ступінь травмування сипкого матеріалу має величина зазору між периферійною обертовою поверхнею гвинтової спіралі та внутрішньою поверхнею кожуха.

Для прямолінійних жорстких шнеків із суцільною гвинтовою спіраллю відомі способи покриття їх металевих ребер різними типами полімерних матеріалів, жорсткість яких є значно меншою ніж несучих спіралей, що сприяє зменшенню ступеня пошкодження сипкого матеріалу.

Так, на рис. 1.17 представлено загальний вигляд робочих органів італійської компанії «WAM Group», гвинтова основа яких покрита полімерними матеріалами.



Рис. 1.17. Гвинтові робочі органи італійської компанії «WAM Group» з полімерним покриттям гвинтового ребра

До переваг даних конструкцій також можна віднести невисокий коефіцієнт тертя між поверхнею гвинтового ребра та сипким матеріалом, що знижує енерговитрати на процес транспортування. Однак дані конструкції мають ряд недоліків, до яких можна віднести підвищену трудомісткість і ресурсозатратність при виготовленні шнеків, а також низьку їх ремонтоздатність. При цьому, як і попередньому випадку, жорсткість периферійної поверхні шнека залишається досить високою у порівнянні з еластичними матеріалами.

Для усунення даних недоліків американська компанія «Lundell Plastics Corp» [21; 22] пропонує використовувати механічно закріплені полімерні спіральні накладки на гвинтових ребрах (рис.1.18).

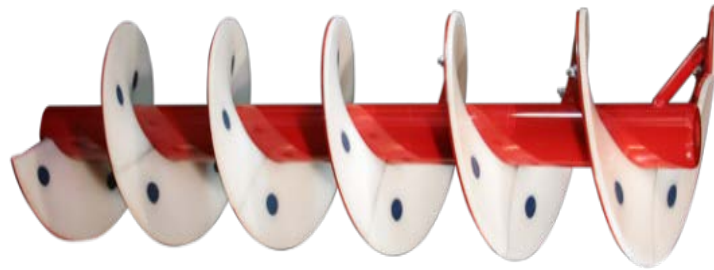


Рис. 1.18. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею американської компанії «Lundell Plastics Corp»

Для зниження ступеня пошкоджень сипких матеріалів можна застосовувати робочі органи, гвинтової поверхні яких виконані у вигляді секторів еластичних пелюстків, що кріпляться до несучого валу. На рис.1.19 наведено таку конструктивну схему робочого органу [94].

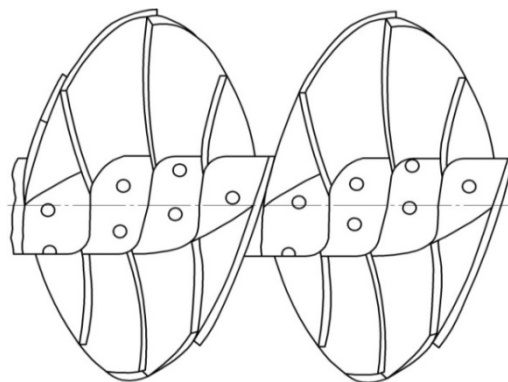


Рис. 1.19. Гвинтовий робочий орган, який виконаний з набору еластичних гвинтових пелюстків

До недоліків даного робочого органу слід віднести ненадійність кріплення гвинтових пелюстків до валу та підвищену металомісткість, оскільки можливе його виконання лише з двозахідною спіраллю.

Одним із напрямків вдосконалення гвинтових робочих органів при їх транспортуванні та одночасній мінімізації пошкоджень сипких матеріалів є застосування еластичної щіткоподібної гвинтової периферійної поверхні.

Типовим прикладом такого засобу механізації для транспортування сипких зернових матеріалів є виконання несучої поверхні спіралі з радіально закріпленими еластичними щітками (патент Німеччини № 4001121), конструктивна схема якого зображена на рис. 1.20.

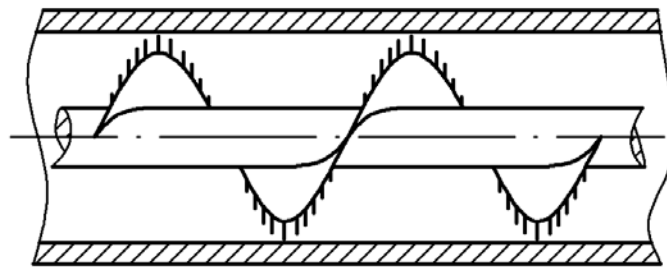


Рис. 1.20. Конструктивна схема шнекового робочого органу із еластичною щітками на периферії гвинтової поверхні

Конструктивне рішення способу кріплення радіальних еластичних щіток до гвинтового ребра шнека запропоноване в А.С. №1652230, яке представлено на рис.1.21.

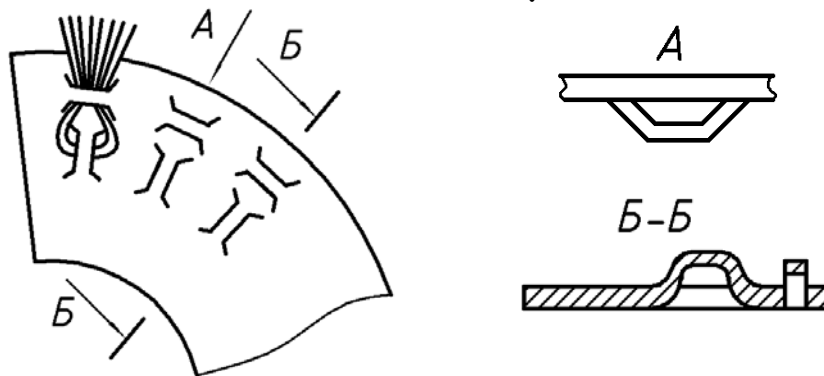


Рис. 1.21. Конструктивне рішення способу кріплення радіальних еластичних щіток до гвинтового ребра

До недоліків такого способу кріплення щіток можна те, що гвинтова поверхня є технологічно складною у виготовленні, а саме фіксації на ній радіальних та поздовжніх скоб. При цьому, значна відстань між сусідніми пучками щіток призводитиме до постійного зриву потоку сипкого матеріалу, що негативно впливатиме на ступінь його пошкодження.

Варіанти виконання еластичних гвинтових робочих органів (без вальний рис. 1.22 а), (вал виконаний у вигляді пружини рис. 1.22 б), (вал виконаний у вигляді тросу рис. 1.22 в) запропоновано в патенті Франції № 0067725.

Особливістю даного технічного рішення є безпосередній контакт обертових еластичних щіток з внутрішньою поверхнею кожуха.

З однієї сторони таке виконання еластичного гвинтового робочого органу сприяє підвищенню продуктивності конвеєра, оскільки не відбувається просипання матеріалу через зазор між периферійною поверхнею шнека та внутрішньою поверхнею направляючого кожуха. З іншої сторони, внаслідок тертя, яке виникає між еластичними щітками та внутрішньою поверхнею кожуха, підвищуються енерговитрати на процес транспортування матеріалу.

Варіант конструктивного рішення подібного способу кріплення еластичних пучків щіток до поверхні ребра шнека, виконаного у вигляді профільного пластмасового матеріалу, наведене в А.С. №1613404 (рис. 1.23).

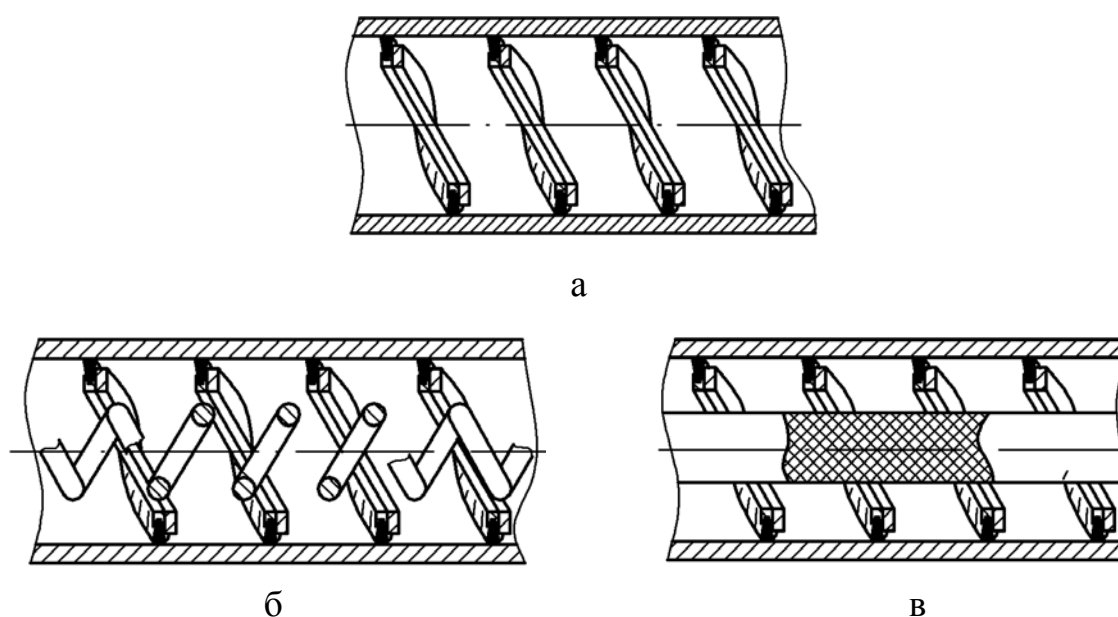


Рис. 1.22. Варіанти виконання еластичних гвинтових робочих органів

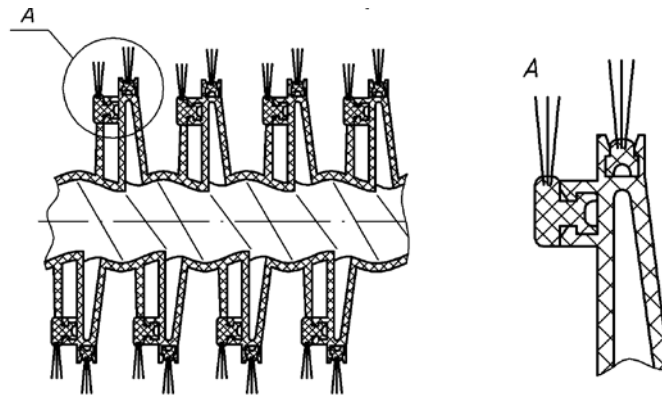


Рис. 1.23. Конструктивне виконання способу кріплення еластичних пучків щіток до поверхні ребра шнека

Особливістю даних винаходів є розташування транспортуючих щіткоподібних елементів у периферійному фігурному пазу гвинтової спіралі.

Значна різноманітність технічних рішень свідчить про те, що проблема зменшення пошкоджень сипких сільськогосподарських матеріалів (зерна, сої, рису, гранульованих мінеральних добрив та ін.) є особливо актуальною.

Загальний вигляд конструкції шнека австралійської компанії «Bulknet», периферійна поверхня якої виконана у вигляді еластичної щітки, зображено на рис.1.24. До недоліку даної конструкції можна віднести те, що робоча поверхня шнека не є однорідною, а отже при переході від суцільної спіралі до еластичної щітки, за рахунок відцентрових сил, можуть виникати зміни швидкості та напрямку руху сипкого матеріалу, що приводить до його підвищеного пошкодження.



Рис. 1.24. Шнековий гвинтовий робочий орган австралійської компанії «Bulknet» з периферійною поверхнею у вигляді еластичних щіток

Основними недоліками розглянутих конструкцій робочих органів є технологічна складність їх виготовлення та низька ремонтоздатність.

Тому, використовуючи дані перспективні підходи в напрямку зниження пошкодження продуктів транспортування, необхідно розробити більш простіші за конструкцією і надійні в експлуатації гвинтові робочі органи з їх еластичною робочою поверхнею.

1.4. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень гвинтових конвеєрів

З проведеного аналізу наукових праць можна зробити висновок, що розрахунок і вибір оптимальних параметрів гвинтових робочих органів необхідно здійснювати на основі реалізації моделей безпосередньої взаємодії робочих поверхонь із сипким матеріалом, враховуючи при цьому його реологічні властивості. Також встановлено, що існуючі конструкції робочих органів гвинтових конвеєрів не в повній мірі задовольняють функціональні вимоги щодо пошкодження зернових матеріалів при забезпеченні мінімальних енерговитрат на виконання технологічного процесу.

З аналізу літературних джерел [7; 13; 17; 33; 56; 63; 68; 95; 100] виявлено ряд аналітичних залежностей для визначення продуктивності та потужності процесу транспортування сипкого матеріалу гвинтовими конвеєрами. Встановлено, що значення продуктивності для конкретних числових параметрів суттєво відрізняються між собою. Таким чином, можна зробити висновок, що на даний час не існує абсолютно чітких методик розрахунку продуктивності та потужності при роботі гвинтових конвеєрів, які б адекватно відображали параметри технологічного процесу.

Перші дослідження гнучких гвинтових конвеєрів, в якості робочого органу яких була застосована пружина круглого поперечного перетину, викладені в праці Х. Германа [31]. Однак, в даній роботі наведені лише загальні принципи функціонування таких робочих органів і значна увага приділена

конструктивним схемам завантажувальних патрубків з метою забезпечення максимального коефіцієнту заповнення технологічної магістралі сипким матеріалом.

Проведені дослідження з визначення продуктивності та енерговитрат на транспортування сипких матеріалів робочими органами з пружною спіраллю круглого поперечного перетину викладено в працях С.М. Михайлова, К.Д. Вацагіна, О.О. Труфанова, П.А. Преображенського [84; 85; 89; 100]. Ними виведені досить громіздкі аналітичні залежності для визначення продуктивності та енерговитрат на виконання технологічного процесу одно спіральним шнеком.

При цьому, дані залежності не в повній мірі відображають реальні процеси, що протікають в процесі функціонування гвинтових конвеєрів, так як не враховують реологічні властивості матеріалів, а також конструктивні та кінематичні параметри робочих органів.

Проведені експериментальні дослідження для визначення корисної потужності при роботі одно спірального гвинтового конвеєра, що проведені С.М. Михайловим [84; 85], показали, що при частоті обертання гвинтової спіралі в межах 400...600 об/хв її частка в загально затраченій потужності складає від 5 до 20 %. Тобто значна частина потужності витрачається на перемішування та подрібнення матеріалу.

Також встановлено, що для частот обертання гвинтової спіралі в межах 350...400 об/хв при транспортуванні зернового матеріалу максимальна продуктивність не перевищувала 1 м³ за годину. Така низька продуктивність суттєво обмежує можливість застосування пружних спіралей з круглим поперечним перетином.

В роботах Б.М. Гевка [12-14] наведено наукові основи аналізу та синтезу гвинтових механізмів, виведені рівняння геометричних поверхонь робочих органів гнучкого шнекового конвеєра, досліджено нелінійну задачу динаміки руху матеріальної точки з нестационарними зв'язками, а також встановлені кінетичні та динамічні параметри рухомого потоку сипкого вантажу.

Значного підвищення продуктивності гвинтових конвеєрів можна досягнути шляхом застосування смугових спіралей шнеків. Встановлено, що розрахункове значення коефіцієнта заповнення простору між витками шнека з врахуванням зміни швидкості транспортування в діапазоні кутових частот обертання $\omega = 25,0 \dots 50 \text{ с}^{-1}$ встановлюється в межах $0,5 \dots 0,7$.

Досягнути продуктивності гвинтового конвеєра до 20 т/год при транспортуванні зернових матеріалів можливо при таких конструктивних та кінематичних параметрах робочого органу: крок спіралі $T = (0,5 \dots 0,7) D$; частота обертання $n = 600 \dots 700 \text{ об/хв}$; висота ребра спіралі $H = 30 \text{ мм}$; внутрішній діаметр кожуха $D_k = 100 \text{ мм}$.

У працях Р.М. Рогатинського [105-108] висвітлено механіко – технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва. Розв’язана задача руху зв’язаних і сипких зернових матеріалів потоком по гвинтових поверхнях, а також встановлено розподіл навантажень та напружено-деформівний стан таких робочих органів. Розроблено уніфікований метод формалізованого опису поверхонь сільськогосподарської продукції та робочих органів на основі алгебраїчних функцій і математичні моделі їх зближення та ударної взаємодії.

Встановлено, що мінімізація енерговитрат та ступеня пошкодження сільськогосподарської продукції досягається при збереженні відповідності між кутовою швидкістю гвинта та продуктивністю технологічної операції у співвідношенні $\omega = k / Q^{1/5}$, де $12 < k < 20$: для пшениці $k = 13 \dots 14$, для кукурудзи $k \approx 16$, для ячменю $k = 13 \dots 15$. Для зернових матеріалів із коефіцієнтом зовнішнього тертя μ до 0,5 раціональний крок спіралі становить $0,9 \dots 1,0$ від діаметра спіралі D , для матеріалів із коефіцієнтом тертя $0,5 \dots 0,8$ відповідно $0,8 \dots 0,9 D$ і $\mu > 0,8$ крок $T = (0,6 \dots 0,8) D$.

При транспортуванні зернових матеріалів ступінь їх пошкодження та енерговитрати зменшуються при зменшенні кута нахилу стінок гвинтового живильника та зміщення вертикального тиску матеріалу в сторону периферії робочого органу. Так, при без бункерному завантаженні раціональними є кути

нахилу стінок живильника $40^0...50^0$, зміщення вектору узагальненого тиску матеріалу на величину $(0,8...1,5) D$ від осі обертання. Зменшення стовпа завантаження з 0,5 м до 0,3 м зменшує енерговитрати на 12...18 %.

Згідно даних, які викладені у працях [106; 107] при швидкості обертання спіралі більш ніж 450...500 об/хв, весь потік переходить у гвинтовий рух, що сприяє зниженню непродуктивних енерговитрат. Однак, при зростанні частоти обертання гвинтового робочого органу понад 600 об/хв, починається падіння продуктивності гвинтового конвеєра внаслідок незадовільного завантаження простору між витками спіралі.

Збільшення зазору між спіраллю та кожухом з 3 до 5 мм при частоті обертання спіралі шнека близько $\omega = 37 \text{ c}^{-1}$ призводить до зриву гвинтового руху матеріалу і його транспортування відбувається по нижній поверхні русла кожуха, тобто з підвищенням зазору зростає критичне значення кутової швидкості, при якій здійснюється процес транспортування.

В працях М.І. Пилипця [95; 96] запропоновані методи розрахунку та вибору конструктивних параметрів робочих органів; вирішена нелінійна задача руху матеріальної точки із нестационарними зв'язками; досліджено кінематичні та динамічні параметри рухомого потоку вантажу; розроблені методи оптимізації конструктивних параметрів гвинтових конвеєрів з врахуванням продуктивності, конструктивних, технологічних і економічних обмежень.

Для ефективної роботи конвеєрів параметри гвинтових робочих органів доцільно вибирати з погонною висотою 12...17 мм і кроком спіралі $T = (0,5...0,7) D$ на вході системи і $T = (0,6...0,8) D$ на виході системи.

Встановлено залежності крутного моменту при транспортуванні муки, зерна, комбікормів від висоти підйому гнучкого кожуха із поперечним перетином 0,1 м при частоті обертання спіралі $n = 357$ об/хв.

Так, при підніманні вантажу на висоту 1 м значення крутного моменту зростає в 1,1...1,3 рази. Підвищення частоти обертання спіралі шнека від 270 до 550 об/хв при транспортуванні пшениці сприяє зниженню крутного моменту від 13 до 9 Нм.

У працях А.О. Вітрового [10; 11] представлено результати теоретичних і експериментальних досліджень з визначення функціональних та експлуатаційних показників секційного гвинтового робочого органу, а також дослідження з визначення ступеня пошкодження матеріалів зернових культур від частоти обертання робочого органу, коефіцієнту завантаження гнучкого кожуха, висоти підйому та радіуса кривизни вивантажувальної магістралі. Встановлено, що оптимальна частота обертання робочого органу знаходиться в межах 450...650 об/хв, оскільки, як показали дослідження при $n = 300$ об/хв, пошкодження зростає на 14...16 %, а при $n = 700$ об/хв – на 4...7%. При малих коефіцієнтах завантаження гнучкого кожуха матеріалом $k \leq 0,5$ пошкодження зерна є значним, а при зростанні k від 0,5 до 0,8 ступінь пошкодження зерна знижується.

Так, при $k = 0,35$ ступінь пошкодження зерна є більшим на 30...40%, ніж при транспортуванні його з коефіцієнтом завантаження $k = 0,7$. Збільшення висоти транспортування матеріалу до 0,6...0,8 м практично не впливає на ступінь його пошкодження, однак при подальшому зростанні висоти траси до 2 м, травмування зерна збільшується на 40...60 %.

Теоретичні та експериментальні дослідження А.І. Піка [94] присвячені підвищенню технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів.

Автором запропоновано раціональні форми лопаті, яка виконана у вигляді гвинтової поверхні з кутом нахилу до нормального січення кожуха 12...20° в залежності від кута підйому технологічної траси та реологічних властивостей транспортованого матеріалу. Встановлено, що кутовий параметр лопаті, що визначає довжину гвинтового елемента повинен бути не менше $2\pi/3$, а зазор між лопатями сусідніх секцій не повинен перевищувати 25...30 мм.

Автором доведено, що при сталому режимі транспортування рівень пошкодження зерна на 7...12% є менший, ніж для суцільних гнучких спіралей шнеків, а при використанні лопатей покритих еластичним матеріалом величина пошкодження зменшується на 18...20%.

В наукових роботах А.І. Бойка та В.Л. Куликівського [5; 6; 62; 63; 64] наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень нових конструкцій гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом та зниженим ступенем пошкодження зернового матеріалу для зерноочисних машин.

Встановлено, що зусилля тертя залежить від напружень защемлення та руйнування зернин у зазорі “виток - кожух”.

Основною дією осьової складової зусилля тертя є створення напружень тиску та руйнування зернин у зазорі.

Експериментально підтверджено, що застосування розробленого транспортера зменшує питому енергоємність процесу переміщення на 14...16%, порівняно із серійним живильником, при цьому травмування зернового матеріалу знижується до 0,29...0,31%.

У дисертаційній роботі О.Р. Рогатинської [104] встановлено особливості транспортування сипких матеріалів швидкохідними гвинтовими конвеєрами.

Так, під час пуску гвинтового конвеєра із завантаженим робочим простором момент зрушення вантажу, особливо для високошвидкісних конвеєрів, суттєво перевищує момент усталеного транспортування, а взаємодія гвинтової поверхні із вантажем має ударний характер, що призводить до його пошкодження.

Згідно даних О.П. Тарасенка, С.М. Герука, Р.С. Грудового кількість травмованих насінин після проходження всієї технологічної лінії по збиранні, післязбиральної та передпосівної обробки становить 80-90%. На робочі органи транспортувальних машин припадає 28,8-79,4%.

Встановлено що кожні 10% травмованих насінин знижується врожайність пшениці на 1,0-2,5 ц/га [112; 113].

Травмування зерна залежить від таких факторів: ймовірності контакту не травмованої зернини з поверхнею тертя; швидкості зернини, з якою вона вдаряється об робочий орган; часу (протяжності) транспортування з наявним ударом чи тертям зернини із витком або кожухом шнекового транспортеру; ймовірності защемлення зернини між витком і кожухом.

Ці фактори напряду залежать від конструкційних і технологічних параметрів гвинтових конвеєрів, а також від фізико-механічних характеристик транспортованого матеріалу.

Одним із основних чинників, через який відбувається травмування зерна, є спрацьовування робочих поверхонь транспортерів зерновим потоком, що супроводжується збільшенням зазору між витком і кожухом, а також шорсткість поверхні [61].

У роботі М.Е. Мерчалової [83] доведено, що при збільшенні зазору від 2 до 3 мм і постійній швидкості транспортування, травмування насіння зростає та досягає максимуму при зазорах, близьких до товщини насіння, а потім зменшується до мінімуму. При зазорах, менших мінімального розміру насіння, защемлення їх в процесі руху по кожуху є мінімальним.

В роботі О.П. Тарасенка [112] встановлено, що з підвищенням частоти обертання шнека збільшується травмування зерна. Це обумовлено тим, що при збільшенні обертів збільшується ймовірність защемлення насінини між витком і кожухом. Травмування зерна шнеком знаходиться в прямій залежності від тривалості його переміщення. Після проходження половини довжини шнека кількість травмованих зерен збільшується приблизно на 55% від їх загальної кількості.

В статті В.Л. Куликівського, В.К. Палійчука, В.М. Боровського наведено результати дослідження процесу травмування зерна гвинтовим конвеєром [64].

Автори пропонують оцінку травмування зернин при транспортуванні вивчати шляхом аналізу їх фізико-механічних властивостей (модуль пружності, відносна видовженість, щільність оболонки, коефіцієнт Пуассона, форма, розмір, твердість оболонки, коефіцієнт тертя, мікротвердість, шорсткість поверхні), а також параметрами силового впливу (статична сила, динамічна сила, імпульс сили, площа контакту).

Також на травмування зернового матеріалу впливають наступні фактори: кінематичні - частота обертання шнекового робочого органу; конструктивні - зазор між витком та кожухом і кут нахилу гвинтового конвеєра.

Так, при збільшенні зазору від 2 до 7 мм і постійній швидкості переміщення матеріалу травмування зерен зростає, а потім поступово зменшується.

Збільшення частоти обертання гвинтового робочого органу та кута його нахилу до горизонту також призводить до суттєвого травмування зерен. Зміна кута нахилу конвеєра від 0 до 20° спричиняє зростання травмування зернового матеріалу на 20...25%.

У вказану модель входять морфолого-анатомічні та фізико-механічні властивості зернини, параметри силового впливу, а також характеристика контакту зернини та гвинтової поверхні (рис. 1.25).

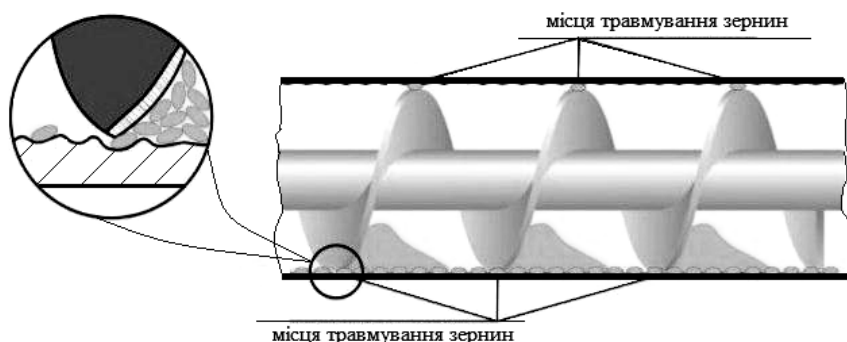


Рис. 1.25. Процес взаємодії гвинтового робочого органу конвеєра з зерном

Автори стверджують, що основний вплив на травмування зернового матеріалу мають такі фактори: кінематичний – частота обертання гвинтового робочого органу; конструктивні – зазор між гвинтовим ребром шнека та кожухом, а також кут нахилу гвинтового робочого органу до горизонту.

При збільшенні зазору від 2 до 7 мм пошкодження зернового матеріалу зростає, досягаючи максимуму при зазорах, близьких до товщини зернини, а потім поступово зменшується.

За результатами фото та відео зйомки встановлено, що при зазорі меншому мінімальних розмірів зернин, їх защемлення в процесі переміщення по кожуху практично не спостерігається. При зазорі, більшому ніж три середніх розміри зернин (12 мм і більше), на дні кожуха утворюється ледь рухомий пасивний шар матеріалу.

Як показав аналіз, збільшення частоти обертання гвинтового робочого органу призводить до зростання травмування за рахунок інтенсивнішого тертя зерен об поверхні, що контактують та повторних взаємодій з витком (рис. 1.26).



Рис. 1.26. Рух зернового матеріалу в гвинтовому конвеєрі

Кут нахилу робочого органу гвинтового конвеєра до горизонту також суттєво впливає на травмування. Аналіз показав, що при збільшенні кута нахилу конвеєра до 20° травмування зерна підвищується на 20...25 %, що обумовлено зростанням тиску матеріалу на робочі поверхні кожуха та витки шнека особливо в нижній завантажувальній частині шнека.

За рахунок використання рентгенівського апарату продемонстровано техніку візуалізації потоку сипкого матеріалу у гвинтовому живильнику [16]. Для отримання тривимірного зображення потоку використовувались дві рентгенівські установки з горизонтальним і вертикальним напрямками променів. Експериментальна установка складається з дозувального та вивантажувального бункерів, з'єднаних гвинтовим живильником та інжектора маркера. Після виходу матеріалу на стаціонарний режим у гвинтовий простір через інжектор добавляють маркер – речовину, яка відрізняється по щільності від транспортованого матеріалу (рис. 1.27).

Рентгенограми отримують через однакові, малі проміжки часу. Набір зображень об'єднують в панораму на фоні спіралі живильника. За рахунок використання кольорового спектру на зведеному зображенні відображена траєкторія транспортування в часі (рис. 1.28).

З траєкторії руху маркера можна зробити висновок про те, що частинки вантажу у гвинтовому конвеєрі рухаються по спіралеподібній орбіті.

На рис.1.28 показано траєкторію руху маркера в часі при різному кроці шнека.

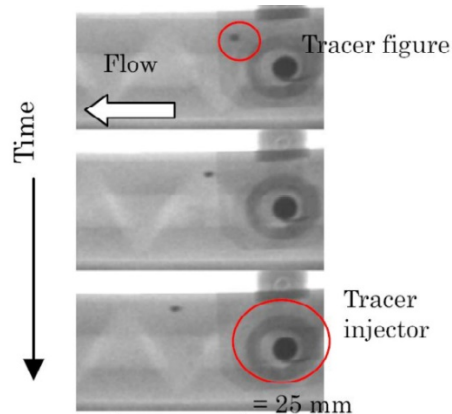


Рис. 1.27. Схема розташування інжектора та маркера

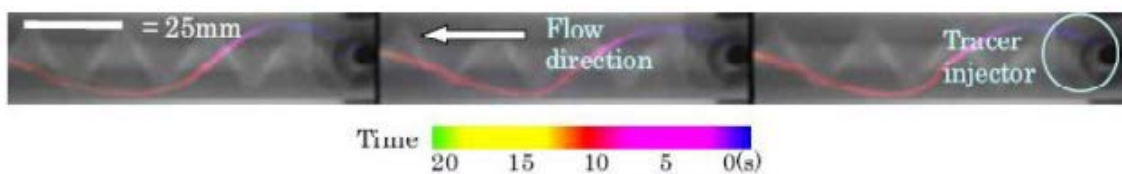


Рис. 1.28. Траєкторія руху маркера

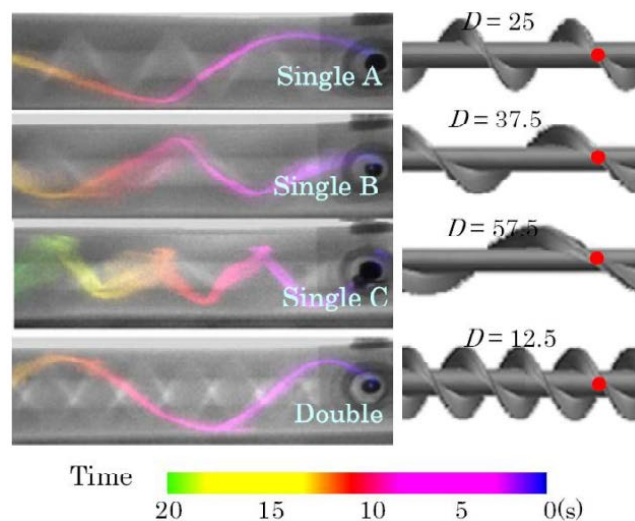


Рис. 1.29. Траєкторія руху маркера в часі при різному кроці спіралі

1.5. Висновки до першого розділу

У першому розділі проведений аналіз механіко-технологічних властивостей сипких матеріалів переважно сільськогосподарського виробництва. Наведено значення їх коефіцієнтів зовнішнього тертя, кутів природного відкосу, геометричних розмірів та насипної маси зернових культур.

Наведено характеристику способів транспортування сипких матеріалів у замкнутих технологічних магістралях та основних технологічних вимог до них.

Приведено аналіз конструктивних схем робочих органів гвинтових конвеєрів, які спрямовані на зниження пошкодження сипких матеріалів.

Також наведено результати аналізу відомих теоретичних і експериментальних досліджень гвинтових конвеєрів.

З аналізу теоретичних досліджень гвинтових конвеєрів можна зробити висновок, що в переважній більшості автори приділяли увагу виведенню аналітичних залежностей для визначення конструктивних і кінематичних параметрів гвинтових робочих органів.

Експериментальні дослідження переважно спрямовані на визначення таких параметрів робочих органів, які б забезпечували їх високі функціональні та експлуатаційні показники при мінімально допустимій масі робочого органу, що дозволить знизити енерговитрати на процес транспортування.

В той же час не повністю вирішеною залишається проблема, яка полягає у зменшенні ступеня пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні.

У дисертації наведено теоретичне узагальнення та вирішення нової науково-прикладної задачі, яка полягає у підвищенні функціональних та експлуатаційних показників процесу транспортування сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва шляхом розробки нових конструкцій шнекових робочих органів із секційною еластичною поверхнею та обґрунтування їх конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів, які забезпечать мінімізацію пошкодження сипких матеріалів в процесі їх транспортування.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ШНЕКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З ЕЛАСТИЧНОЮ ГВИНТОВОЮ ПОВЕРХНЕЮ ІЗ ЗЕРНОВИМ МАТЕРІАЛОМ

2.1. 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 [141].

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.2.1) 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.2.1.

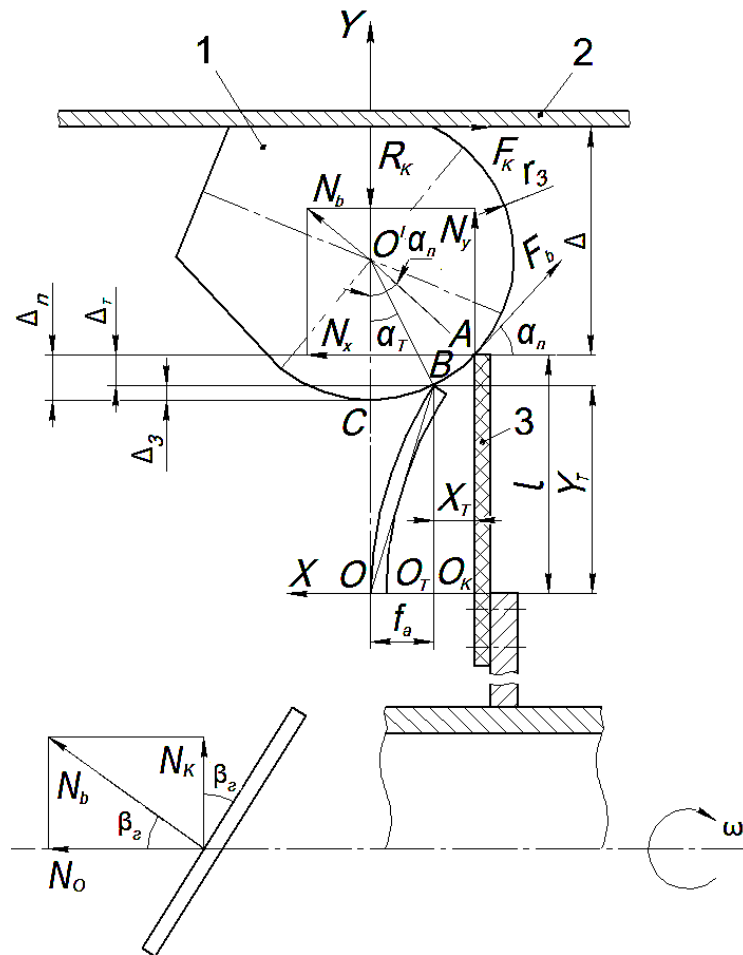


Рис. 2.1. Розрахункова схема для визначення переміщень, деформацій та зусиль, які виникають між еластичною секцією шнека та защемленою зерниною форми півсфера-конус (кукурудза)

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 U_T при переміщенні її вільного кінця з т. A в т. B , тобто від початкового кута контакту α_n до текучого α_T . Тоді

$$U_T = l - \Delta_T, \quad (2.1)$$

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

Величина Δ_T визначається з виразу

$$\Delta_T = \Delta_n - \Delta_z, \quad (2.2)$$

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

Δ_z – величина залишкового перекриття еластичної секції із зерниною, м.

Величини Δ_n і Δ_z відповідно визначаються

$$\Delta_n = r_z - r_z \cos \alpha_n = r_z (1 - \cos \alpha_n), \quad (2.3)$$

$$\Delta_z = r_z - r_z \cos \alpha_T = r_z (1 - \cos \alpha_T), \quad (2.4)$$

де r_3 – радіус напівсферичної поверхні зернини кукурудзи, м.

Підставляючи залежності (2.3) і (2.4) у (2.2) отримаємо

$$\Delta_T = r_3 (1 - \cos \alpha_n) - r_3 (1 - \cos \alpha_T) = r_3 (\cos \alpha_T - \cos \alpha_n). \quad (2.5)$$

Підставляючи (2.5) в (2.1) отримаємо

$$Y_T = l - r_3 (\cos \alpha_T - \cos \alpha_n). \quad (2.6)$$

Тоді з трикутника BOO_T визначаємо текуче значення прогину еластичної секції

$$f_a^2 = l^2 - Y_T^2, \quad (2.7)$$

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

Після перетворень отримаємо

$$f_a = \sqrt{r_3 (\cos \alpha_T - \cos \alpha_n) (2l - r_3 [\cos \alpha_T - \cos \alpha_n])}. \quad (2.8)$$

Згідно відомих залежностей опору матеріалів [111] переміщення навантаженого кінця консольно закріпленої балки визначається як

$$f_a = \frac{Nl^3}{3EI} k. \quad (2.9)$$

де N – сила взаємодії еластичної секції шнека з поверхнею зернини, Н; E – модуль пружності еластичної секції шнека, Па; I – момент інерції еластичної секції, м^4 ; k – коефіцієнт, який враховує форму профілю еластичної секції шнека;

Підставляючи значення f_a з рівняння (2.8) в рівняння (2.9), а також враховуючи момент інерції секції сила N_b , яка виникає між периферією еластичної секції та зерниною визначається за залежністю

$$N_b = \frac{E(b^4 - a^4) \sqrt{r_3 (\cos \alpha_T - \cos \alpha_n) (2l - r_3 [\cos \alpha_T - \cos \alpha_n])}}{16l^2 (b - a)k}. \quad (2.10)$$

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

При аналізі залежності (2.10) попередньо встановили інтенсивність впливу тих чи інших параметрів взаємодії на величину N_b .

Для цього визначені можливі межі зміни величини параметрів.

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

Згідно даних [111] модуль пружності для цих матеріалів становить: гума (при малих деформаціях): $E = (0,01...0,1) \cdot 10^9$ Па; поліетилен низького тиску: $E = 0,2 \cdot 10^9$ Па; поліетилен високого тиску: $E = 0,8 \cdot 10^9$ Па.

Приймемо, що аналіз залежності (2.10) будемо проводити в діапазоні значень $E = (0,05...0,25) 10^9$ Па, при середньому значенні $E = 0,15 \cdot 10^9$ Па.

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

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

Згідно відомих досліджень [82] 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 $r_s = 0,0015...0,0045$ м (середнє значення $r_s = 0,003$ м).

Згідно [82] 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_z нахилу гвинтової поверхні еластичного ребра шнека приймали в межах $10^\circ...30^\circ$ (середнє значення $\beta_z = 20^\circ$).

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

Відповідно у формулі (2.10) величина $\cos \alpha_T = 1$.

Тоді залежність (2.10) прийме вигляд

$$N_b = \frac{E(b^4 - a^4) \sqrt{r_3(1 - \cos \alpha_n)(2l - r_3[1 - \cos \alpha_n])}}{16l^2(b - a)k}. \quad (2.11)$$

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

$$N_o = \frac{E(b^4 - a^4) \sqrt{r_3(1 - \cos \alpha_n)(2l - r_3[1 - \cos \alpha_n])}}{16l^2(b - a)k} \cos \beta_z; \quad (2.12)$$

$$N_k = \frac{E(b^4 - a^4) \sqrt{r_3(1 - \cos \alpha_n)(2l - r_3[1 - \cos \alpha_n])}}{16l^2(b - a)k} \sin \beta_z; \quad (2.13)$$

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 (2.12) і (2.13) підставляли їх середні значення.

На рис. 2.2 і 2.3 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.

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.

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_e нахилу гвинтової поверхні еластичної секції.

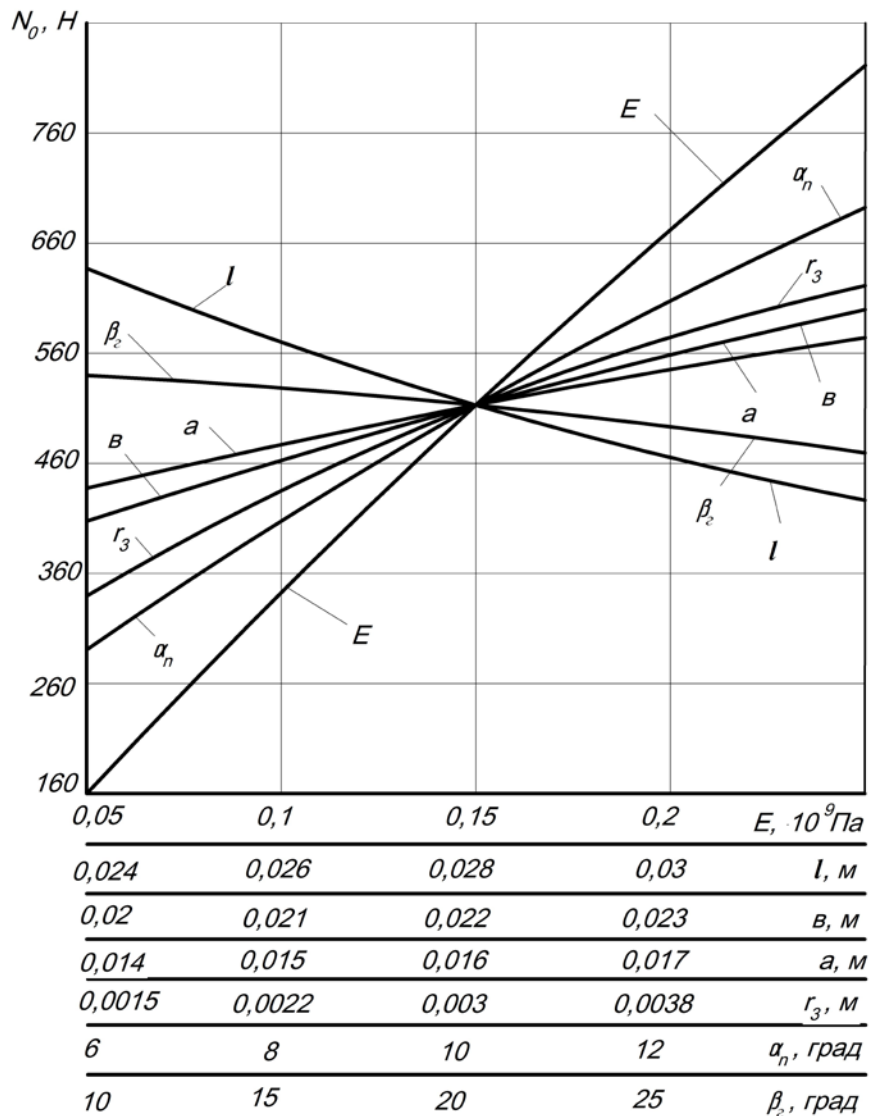


Рис. 2.2. Графічні залежності з визначення інтенсивності впливу на величину осьової сили N_o параметрів взаємодії робочої поверхні шнека та зернини кукурудзи

Збільшення радіуса зернини r_3 призводить до зростання як N_o так і N_k .

Конструктивні параметри трапецієвидної секції шнека, а саме параметри a і b мають мінімальний вплив на величини N_o і N_k .

Стосовно колової сили N_k , то після модуля пружності, наступним за інтенсивністю впливу на її значення є кут β_e нахилу гвинтової поверхні еластичного ребра шнека.

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_3 – 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_3 – 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.

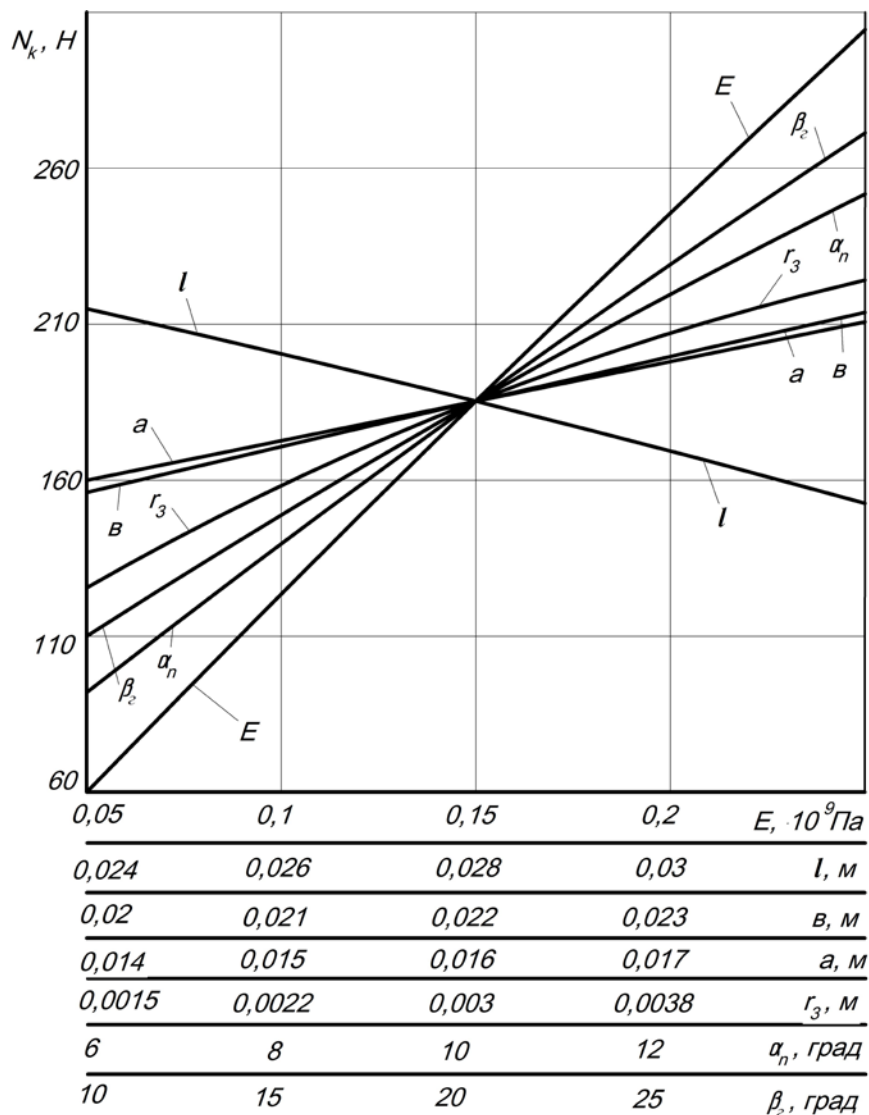


Рис. 2.3. Графічні залежності з визначення інтенсивності впливу на величину колової сили N_k параметрів взаємодії робочої поверхні шнека та зернини кукурудзи

2.2. 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 [43].

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.2.4).

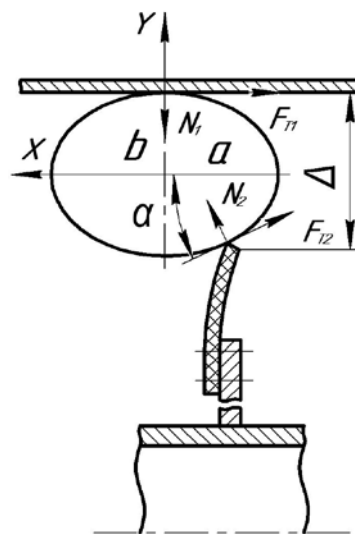


Рис. 2.4. Схема сил, які виникають при попаданні зернини у зазор Δ між еластичною секцією та внутрішньою поверхнею циліндричного кожуха

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

$$N_2 \cos \alpha - N_1 + F_{t2} \sin \alpha = 0 . \quad (2.14)$$

Рівняння рівноваги у проекції на горизонтальну вісь

$$N_2 \sin \alpha - F_{t1} - F_{t2} \cos \alpha = 0 , \quad (2.15)$$

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

$$\begin{aligned} F_{t1} &= \mu_1 N_1, \\ F_{t2} &= \mu_2 N_2, \end{aligned} \quad (2.16)$$

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 (2.16) у систему рівнянь (2.14) і (2.15), визначимо співвідношення для шуканих величин зусиль

$$\begin{aligned} \mu_1 N_1 &= N_2 (\sin \alpha - \mu_2 \cos \alpha) , \\ N_1 &= N_2 (\cos \alpha + \mu_2 \sin \alpha) , \end{aligned} \quad (2.17)$$

З системи (2.17), розділивши перше рівняння на друге, отримаємо умову заклинювання зернини

$$\mu_1 = \frac{\sin \alpha - \mu_2 \cos \alpha}{\cos \alpha + \mu_2 \sin \alpha} = \frac{\operatorname{tg} \alpha - \mu_2}{1 + \mu_2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.18)$$

Рівняння (2.18) 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 (2.18) можна визначити критичне значення кута α_3 , при якому можливе заклинювання

$$\alpha_3 \leq \operatorname{arctg} \left(\frac{\mu_1 + \mu_2}{1 - \mu_1 \mu_2} \right). \quad (2.19)$$

Аналіз співвідношення (2.19) 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. 2.5 і 2.6.

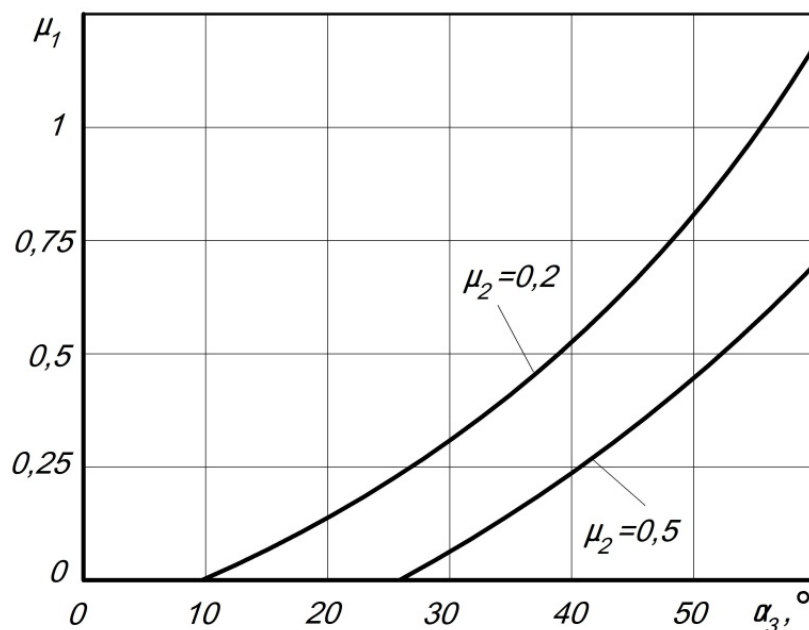


Рис. 2.5. Залежність коефіцієнта тертя μ_1 від кута тиску α_3 при $\mu_2 = 0,2$ і $0,5$.

Як видно із рис. 2.5, 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.

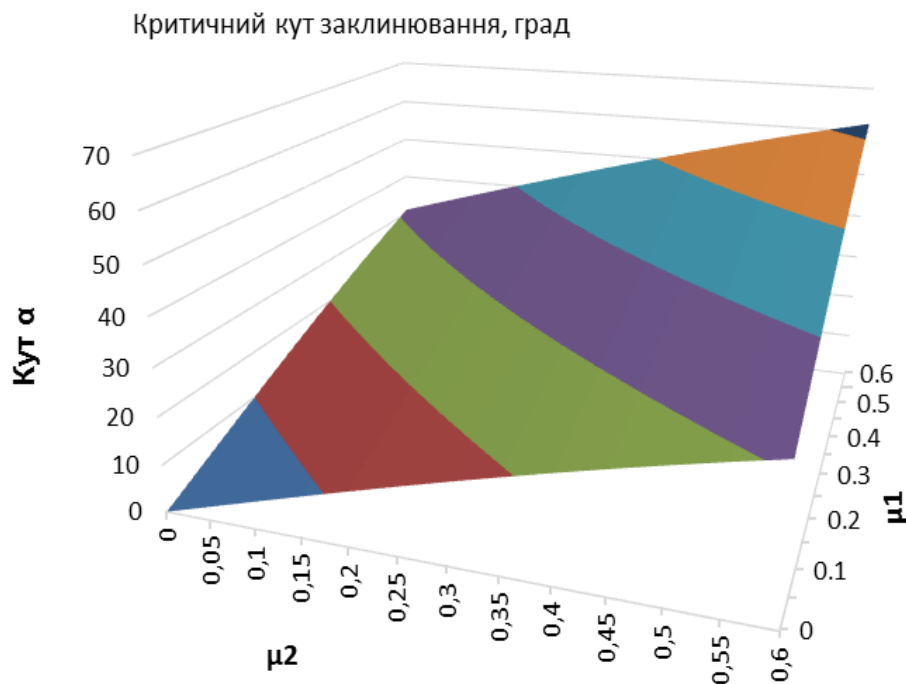


Рис. 2.6. Залежність кута заклинювання від величини коефіцієнтів тертя μ_1 і μ_2

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

$$2b = l + \delta, \quad (2.20)$$

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

У формулі (2.20) 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.2.4).

Рівняння еліпса відносно його геометричного центра записується у вигляді [3]

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1, \quad (2.21)$$

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

$$\frac{xx_0}{a^2} + \frac{yy_0}{b^2} = 1. \quad (2.22)$$

Рівняння дотичної прямої (2.22) має вигляд

$$y = -x \frac{x_0 b^2}{y_0 a^2} + \frac{b^2}{y_0}. \quad (2.23)$$

Коефіцієнт у рівнянні (2.23) біля x виражає тангенс кута дотичної, який співпадає з кутом тиску секції на зернину

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{x_0 b^2}{y_0 a^2}. \quad (2.24)$$

Виразивши залежність між координатами точки (x_0, y_0) , з використанням (2.21), із (2.24) отримаємо

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{b^2}{y_0^2} - 1}. \quad (2.25)$$

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

$$y_0 = d - b. \quad (2.26)$$

Отже, вираз (2.25) остаточно набере вигляду

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{b^2}{(d-b)^2} - 1}. \quad (2.27)$$

На рис. 2.7 зображено залежність кута тиску α_z від величини y_o/b . При розрахунках прийнято $a = 2b$ (верхня крива) і $a = 3b$ (нижня крива).

З аналізу графіків (рис.2.7) можна встановити, що небезпечне значення кута тиску $\alpha_z < 45^\circ$ спостерігається при співвідношенні

$$\begin{aligned} y_o/b &> 0,45 \quad (d > 1,45b) \text{ при } a = 2b, \\ y_o/b &> 0,3 \quad (d > 1,3b) \text{ при } a = 3b. \end{aligned} \quad (2.28)$$

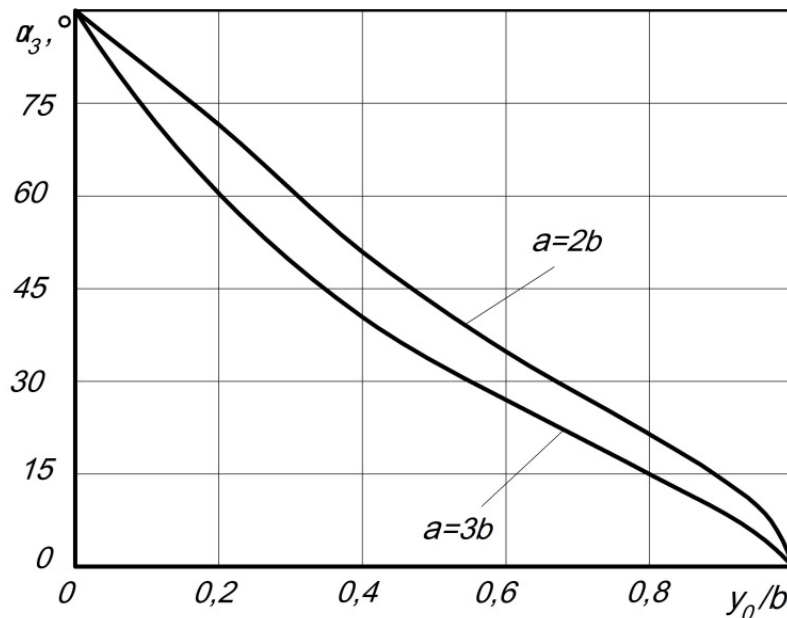


Рис. 2.7. Залежність кута тиску α_z від співвідношення y_o/b

Нерівності (2.28) можна вважати певною межею для початку заклинювання зернового матеріалу при його транспортуванні шнеком. Величини зазорів, які є меншими, що розраховані згідно нерівності (2.28) 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 (2.21) - (2.28).

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 [4; 99].

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 [4] 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 [99] запропоновано при дослідженнях згину секції (пластини) використовувати безрозмірний критерій подібності

$$\beta_n = \frac{PL^2}{EJ}, \quad (2.29)$$

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 [4], деформація гнучкої секції під дією навантаження, що направлене під кутом 45° до початкового положення секції, з урахуванням коефіцієнта подібності (2.29), може бути представлена графічними залежностями, які зображені на рис. 2.8.

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

$$\frac{X}{L} = \sum \rho_i \beta^i \quad (i=1..n), \quad (2.30)$$

З графіків (рис.2.8) 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 2.1 та формули

$$P = \frac{\beta_n EJ}{L^2}. \quad (2.31)$$

Таблиця 2.1

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 2.1, наведено на рис.2.8.

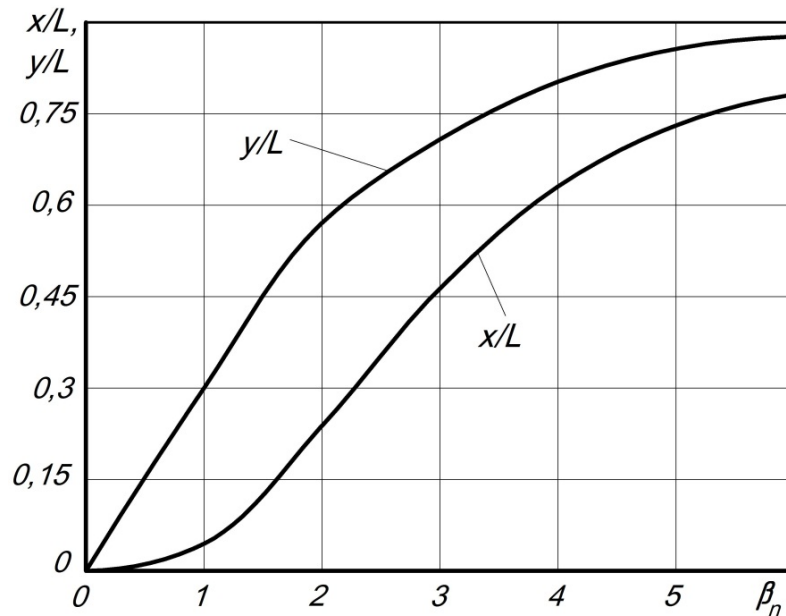


Рис. 2.8. Відносна деформація еластичної секції з довжиною L у поздовжньому X та поперечному Y напрямках в залежності від навантаження, заданого коефіцієнтом подібності β_n

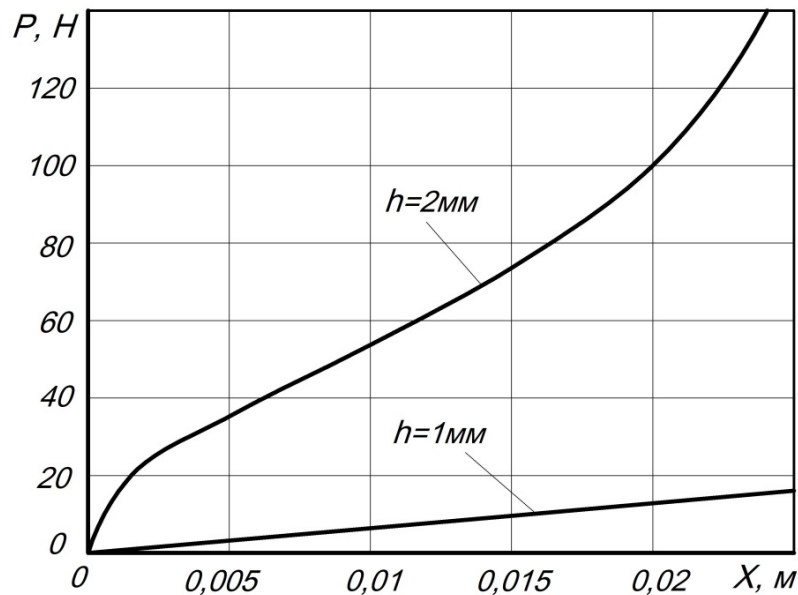


Рис. 2.9. Зусилля, що виникають при поздовжній X деформації еластичної секції

Аналіз графіків, які зображені на рис.2.9, 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. 2.8).

З графіків (рис.2.9) 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.2.9) 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 [102]. Використовуючи наведені розрахункові вирази для визначення контактних зусиль в даному випадку, можна записати залежність для визначення максимальних контактних напружень

$$\rho_0 = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} P_T \left(\frac{\sum k}{\eta} \right)^2}, \quad (2.32)$$

де $n_p = \frac{1}{n_a n_b}$ - коефіцієнт, що визначається по табличних даних n_a і n_b ;

$\sum k$ - сума кривини труби кожуха та еліпсоїда зернини;

P_T - зусилля тиску;

$\eta = \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}$ - 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 $\eta \approx \frac{1-v_2^2}{E_2}$.

Коефіцієнти n_a і n_b визначаються з таблиць [102] через співвідношення A/B , де вказані величини розраховуються за формулами

$$A = \frac{1}{4} \left[(k_{11} + k_{12}) + (k_{21} + k_{22}) - \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})} \right], \quad (2.33)$$

$$B = \frac{1}{4} \left[(k_{11} + k_{12}) + (k_{21} + k_{22}) + \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22})} \right]. \quad (2.34)$$

Значення кривин залежать від геометрії еластичного шнека та зернини

$k_{11} = 0$ - кривина поверхні шнека вздовж осі її циліндричної поверхні;

$k_{12} = -\frac{1}{R_1}$; де R_1 - радіус внутрішньої поверхні шнека;

$k_{21} = \frac{1}{b}$;

$k_{22} = \frac{b}{a^2}$.

В результаті обчислень, підставляючи усереднені значення геометричних та механічних параметрів зернини, які наведені в таблиці 2.2, 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. 2.10 (результати навантажень взяті з рис.2.9).

Таблиця 2.2

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 ν_2		0,2
A/B	розраховано	0,110625
n_a	з таблиць	2,463
n_b	з таблиць	0,5224

Аналіз графіків (рис. 2.9) показує, що при заклинюванні зернини контактні напруження різко зростають до певної величини, після чого їх зростання суттєво уповільнюється.

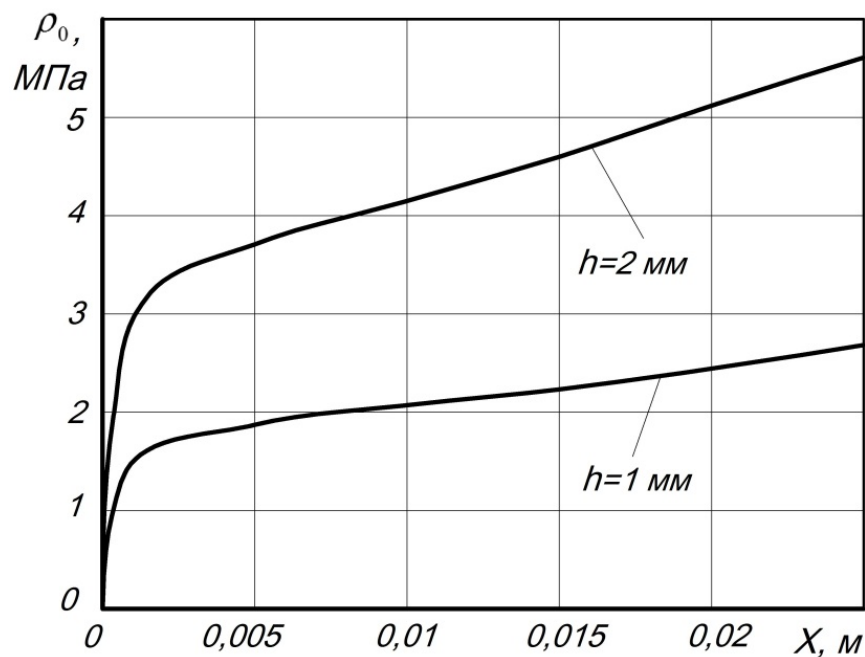


Рис. 2.10. Залежність контактних напружень в залежності від поздовжньої X деформації еластичної лопаті при її різних товщинах h

Це пояснюється двома причинами – нелінійною залежністю сили від деформації (рис.2.9) та кубічним коренем при визначенні максимальних контактних напружень згідно формули (2.32).

У реальних випадках деформування, прогин секції не перевищує декількох міліметрів, що відповідає зусиллям, які зображені у лівій (початковій) частині графіків рис.2.10.

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.

2.3. 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 [29], що дозволить потоку сипкого матеріалу плавно переходити з однієї еластичної секції на іншу.

Загальний вигляд розташування країв сусідніх еластичних секцій, які кріпляться до жорсткої основи шнека зображено на рис. 2.11.

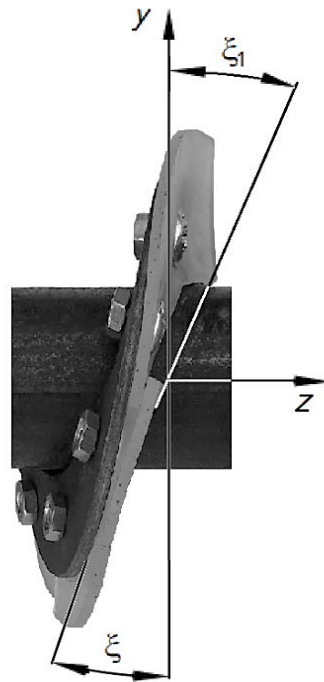


Рис. 2.11. Загальний вигляд розташування країв сусідніх еластичних секцій

На рис. 2.11 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.2.11), які при ударній взаємодії з матеріалом, особливо зерновим, призводитимуть до його підвищеного травмування.

Проблематиці розрахунку руху потоку вантажу по суцільному гладкому шнеку присвячено достатню кількість робіт [12, 13, 15]. При цьому, розрахунок руху потоку із розривною поверхнею шнека досліджено у роботах [16; 60].

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 [16], 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. 2.12).

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

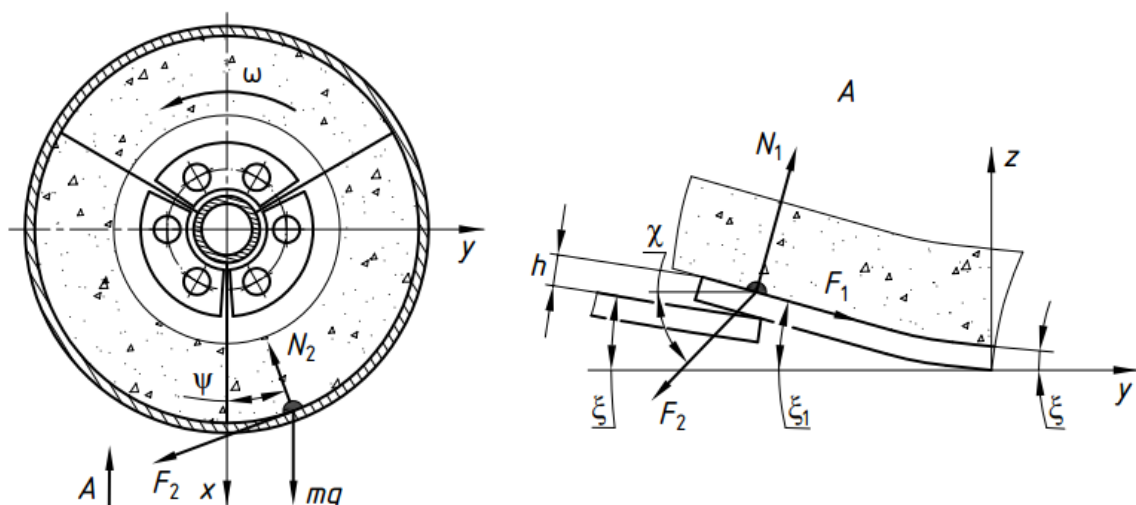


Рис. 2.12. Розрахункова схема зусиль, що діють на елементарну частинку потоку сипкого матеріалу

На рис. 2.12 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

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = N_1 \cos \xi - F_1 \sin \xi - F_2 \sin \chi; \quad (2.35)$$

$$m R_\kappa \frac{d^2 \psi}{dt^2} = N_1 \sin \xi + F_1 \cos \xi - F_2 \cos \chi; \quad (2.36)$$

$$N_2 = mg \cos \psi + m R_\kappa \left(\frac{d\psi}{dt} \right)^2, \quad (2.37)$$

$$F_1 = \mu_1 N_1; \quad (2.38)$$

$$F_2 = \mu_2 N_2. \quad (2.39)$$

Між напрямками руху частинки та геометрією шнека, при його обертанні з кутовою швидкістю ω , можна записати такі геометричні залежності [107]

$$\operatorname{tg} \chi = \frac{\dot{z}}{R_\kappa \dot{\psi}}; \quad (2.40)$$

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{\dot{z}}{R_\kappa (\omega - \dot{\psi})}. \quad (2.41)$$

Для розв'язку системи рівнянь (2.35) - (2.41) застосуємо перетворення та підстановки, щоб позбутись невідомого зусилля N_1 та виразити всі параметри через величину кута ψ . Спочатку система зведеться до такої

$$m \ddot{z} = N_1 (\cos \xi - \mu_1 \sin \xi) - \mu_2 (mg \cos \psi + m R_\kappa \dot{\psi}^2) \sin \chi; \quad (2.42)$$

$$m R_\kappa \ddot{\psi} = N_1 (\sin \xi + \mu_1 \cos \xi) - \mu_2 (mg \cos \psi + m R_\kappa \dot{\psi}^2) \cos \chi \quad (2.43)$$

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

$$\ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 A + B \cos \psi = 0. \quad (2.44)$$

У цьому рівнянні коефіцієнти A і B визначаються за такими залежностями

$$A = \mu_2 [\cos(\chi + \xi) - \mu_1 \sin(\chi + \xi)]; \quad (2.45)$$

$$B = \frac{\mu_2 g}{R_\kappa} [\cos(\chi + \xi) - \mu_1 \sin(\chi + \xi)] \cos \xi; \quad (2.46)$$

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 відбуватися пересипання та їх перемішування, що значно спотворить картину потокового транспортування.

Це досягається при умові [107]

$$\dot{\psi} > \sqrt{\frac{g}{R_{\kappa}}}. \quad (2.47)$$

Рівняння (2.44) 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. 2.11. 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

$$V \sin \xi = \dot{z}. \quad (2.48)$$

Відповідно, при зміні кута виходу потоку матеріалу з виступу

$$V \sin \xi_1 = \dot{z}_1. \quad (2.49)$$

Отже, величини швидкостей руху потоку при виході з виступу, із врахуванням (2.40), (2.41) та (2.48), (2.49), обчислюватимуться за формулами

$$\dot{z}_1 = \dot{z} \frac{\sin \xi_1}{\sin \xi}, \quad (2.50)$$

$$\dot{\psi}_1 = \dot{\psi} \frac{\cos \xi_1}{\cos \xi} + \omega \left(1 - \frac{\cos \xi_1}{\cos \xi} \right). \quad (2.51)$$

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

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = -F_2 \sin \chi; \quad (2.52)$$

$$mR_k \frac{d^2 \psi}{dt^2} = -F_2 \cos \chi - mg \sin \psi, \quad (2.53)$$

з початковими умовами на початок відриву:

$$\dot{z}(0) = \dot{z}_1,$$

$$z(0) = z_1 + h,$$

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

$$\dot{\psi}(0) = \dot{\psi}_1,$$

$$\psi(0) = \psi_1, \quad (2.54)$$

$$\operatorname{tg} \chi = \frac{\dot{z}_1}{R_k \dot{\psi}_1}.$$

Після перетворень отримаємо

$$m\ddot{z} = -\mu_2 (mg \cos \psi + mR_k \dot{\psi}^2) \sin \chi; \quad (2.55)$$

$$mR_k \ddot{\psi} = -\mu_2 (mg \cos \psi + mR_k \dot{\psi}^2) \cos \chi - mg \sin \psi. \quad (2.56)$$

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

$$R_{\kappa} \omega t \operatorname{tg} \xi < z + R_{\kappa} \psi \operatorname{tg} \xi, \quad (2.57)$$

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 (2.55), (2.56) з відповідними початковими умовами (2.54).

З нерівності (2.57) під час розв'язку системи рівнянь руху матеріалу на кожному кроці визначається виконання вказаної умови, а також час 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

$$\varphi_2 = \frac{z_2}{R_{\kappa} \operatorname{tg} \xi}. \quad (2.58)$$

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 2.3.

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

Результати моделювання зображені на рис. 2.13 – 2.18. 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.

Таблиця 2.3

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

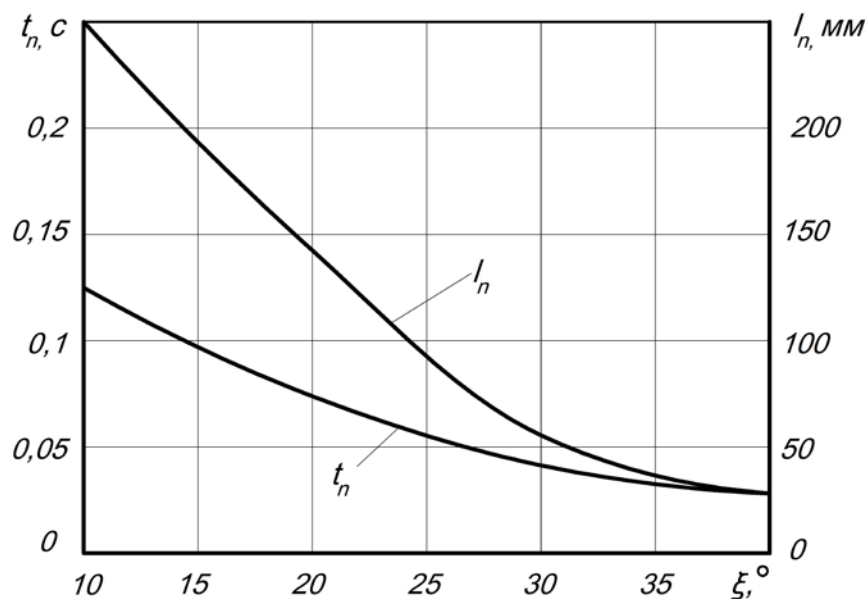


Рис. 2.13. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до контакту з наступною секцією в залежності від кута підйому шнека ξ

З аналізу рис. 2.13 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 (2.41).

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 від 10° до 30° призводить до зменшення шляху l_n у 4,2 рази, а часу t_n у 3,1 рази.

На рис. 2.14 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 .

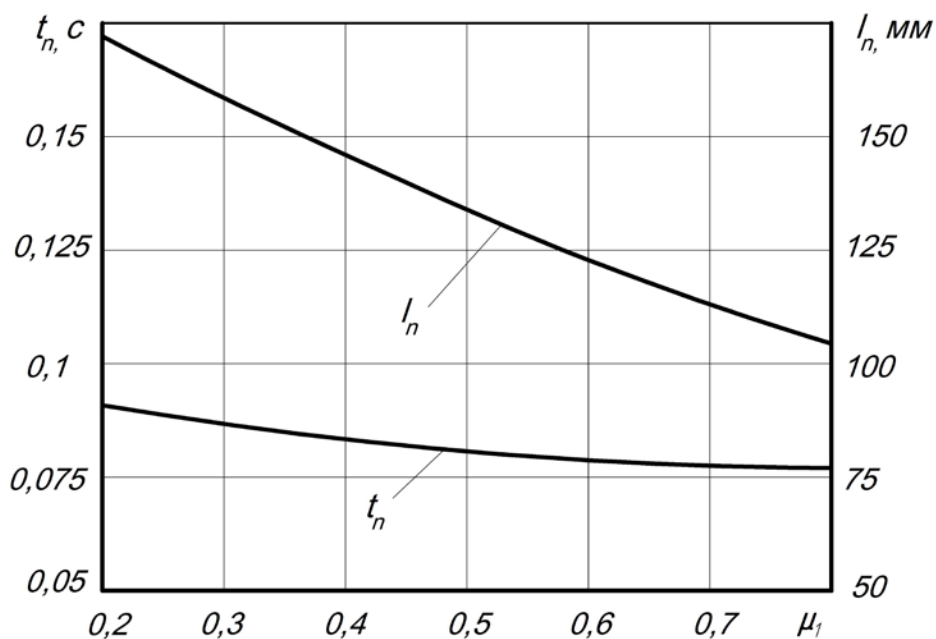


Рис. 2.14. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до їх контакту з наступною секцією в залежності від коефіцієнту тертя сипкого матеріалу по еластичних секціях шнека μ_1

Аналогічно, як і в попередньому випадку зростання величини μ_1 призводить до падіння значень t_n і l_n .

Так, збільшення величини коефіцієнта 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. 2.15 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 .

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.

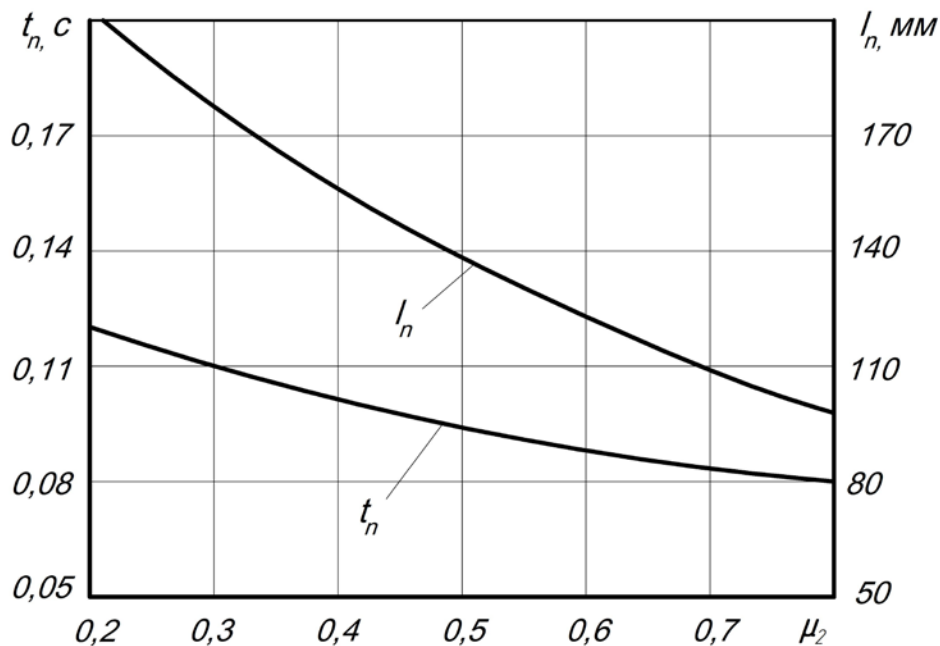


Рис. 2.15. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до їх контакту з наступною секцією в залежності від коефіцієнту тертя сипкого матеріалу по внутрішній поверхні кожуха μ_2

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. 2.16 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.

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.

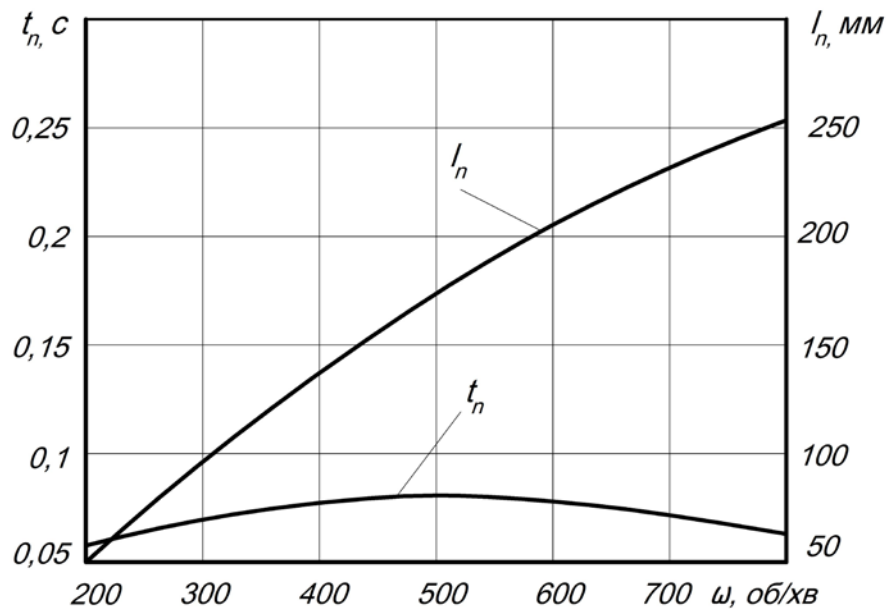


Рис. 2.16. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до їх контакту з наступною секцією в залежності від частоти обертання гвинтового робочого органу n

На рис. 2.17 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.

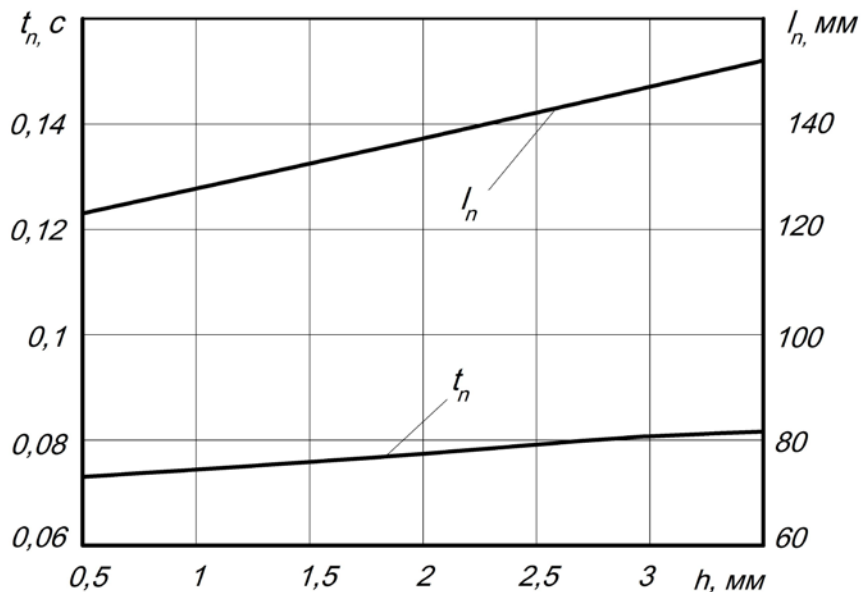


Рис. 2.17. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до їх контакту з наступною секцією в залежності від висоти h розташування вільного кінця зовнішньої лопаті над нижньою

На рис. 2.18 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.

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.

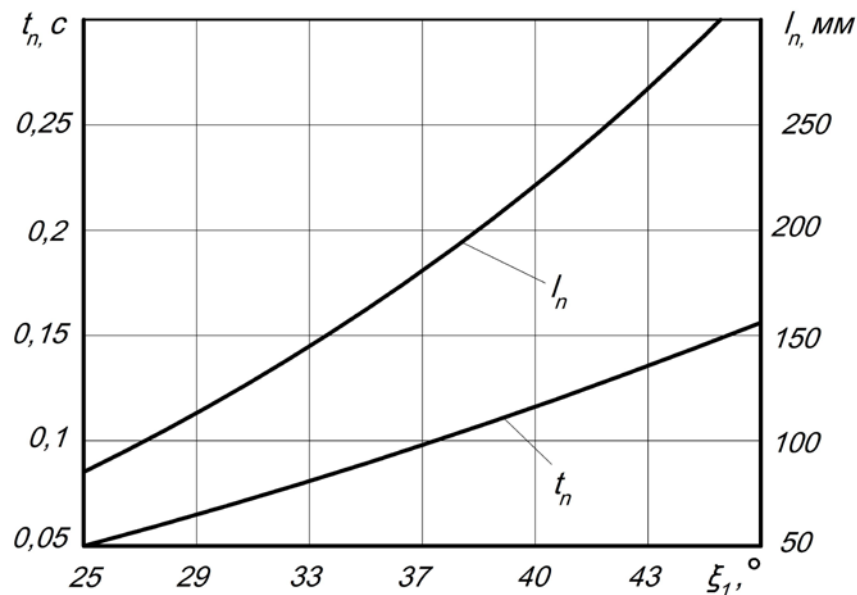


Рис. 2.18. Залежність часу t_n та шляху l_n вільного переміщення частинок до їх контакту з наступною секцією в залежності від кута вильоту матеріалу, який визначається кутом нахилу краю зовнішньої секції ξ_1

Зміна напрямку руху потоку сипкого матеріалу відносно еластичної поверхні секції шнека відкидає потік від них і є джерелом тривалого вільного переміщення частинок.

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.2.13 – 2.18 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.

2.4. Висновки до другого розділу

В другому розділі проведено теоретичне обґрунтування процесу взаємодії секційної гвинтової поверхні шнекового робочого органу із зерновим матеріалом.

На основі виведених аналітичних залежностей обґрунтовано раціональні параметри взаємодії еластичних секцій із зерновим матеріалом форми півсфера-конус.

Визначено інтенсивність впливу параметрів взаємодії еластичної поверхні шнека та зернини кукурудзи на величини осьової N_o та колової N_k сил. Встановлено, що максимальний вплив на значення N_o і N_k має модуль пружності еластичної секції шнека, тобто властивості матеріалу, з якого виготовлено гвинтову поверхню.

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

Стосовно колової сили N_k , то після модуля пружності, наступним за інтенсивністю впливу на її значення є кут нахилу гвинтової поверхні еластичного ребра шнека.

Визначено зусилля деформації еластичної секції шнека при її взаємодії із зерниною еліпсоподібної форми. Встановлені максимальні напруження, які виникають у зоні контакту зернини з внутрішньою поверхнею кожуха від величини прогину та параметрів еластичної секції.

Встановлено, що під час транспортування зернового матеріалу з різним значенням співвідношення осей еліпсоїда ймовірність заклинювання буде більшою для відносно довгих зернин, а для зернин сферичної форми ймовірність заклинювання буде меншою.

Зусилля тиску на зернину в найбільш навантаженому положенні є тоді, коли еластична секція є максимально деформованою та направлене перпендикулярно до внутрішньої поверхні кожуха.

Іншим фактором, що зменшує контактні напруження на зернину при взаємодії з секцією є її локальна деформація у місці заклинювання. При цьому збільшується пляма контакту i , відповідно, зменшуються контактні навантаження. 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 та кубічним коренем при визначенні максимальних контактних напружень.

Встановлено вплив конструктивних і кінематичних параметрів еластичного шнека на характер руху потоку сипкого матеріалу в зоні між сусідніми секціями, що перекриваються між собою.

На основі виведених аналітичних залежностей та їх аналізу встановлено, що збільшення сил тертя як по поверхні шнека μ_1 , так і по поверхні кожуха μ_2 , призводить до зменшення часу t_n та шляху l_n вільного руху частинок потоку сипкого матеріалу. Це пояснюється гальмуванням руху частинок матеріалу та меншою початковою відносною швидкістю їх вильоту з зовнішньої еластичної секції. Збільшення величини коефіцієнта тертя μ_1 від 0,2 до 0,8 призводить до зменшення шляху l_n у 1,6 рази, а часу t_n в 1,09 рази. Зростання величини коефіцієнта тертя μ_2 від 0,2 до 0,8 спричиняє зменшення шляху l_n у 2,1 рази, а часу t_n в 1,5 рази.

Збільшення кута підйому шнека ξ призводить до зменшення шляху l_n та часу t_n внаслідок зменшення швидкості потоку сипкого матеріалу відносно поверхні шнека. Зростання величини кута підйому шнека ξ від 10° до 30° призводить до зменшення шляху l_n у 4,2 рази, а часу t_n у 3,1 рази.

Зміна частоти обертання робочого органу n від 200 до 800 об/хв призводить до збільшення шляху l_n вільного переміщення частинки у 5 разів.

При цьому, час вільного польоту частинки 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.

Встановлено, що висота h розташування вільного кінця зовнішньої секції над нижньою несуттєво впливає на переліт потоку матеріалу, 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.

Зміна кута вильоту частинок потоку сипкого матеріалу, який визначається кутом нахилу краю зовнішньої еластичної секції ξ_1 суттєво впливає на час t_n та шлях l_n вільного переміщення частинок.

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.

Проведений аналіз теоретичних досліджень дає можливість оцінити вплив кожного із зазначених параметрів системи на поведінку потоку сипкого матеріалу при його проходженні через зону перекриття країв сусідніх секцій.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма експериментальних досліджень

Відповідно до основних завдань дисертаційної роботи розроблено програму експериментальних досліджень, якою передбачалось:

- розробку експериментальних конструкцій шнекових робочих органів з різними конструктивними виконаннями еластичних секцій та способів їх кріплення до жорсткого гвинтового ребра;
- виготовлення експериментального обладнання для визначення впливу на величину деформації еластичних секцій, її ширини та товщини, а також консольного виступу від маси мірних вантажів;
- розробку методик проведення лабораторних експериментальних досліджень з визначення продуктивності конвеєра та енерговитрат при транспортуванні матеріалів сільськогосподарського виробництва;
- розробку та виготовлення експериментальної установки для визначення потужності на приводі гвинтового конвеєра, його продуктивності, а також впливу на ступінь пошкодження зернового матеріалу конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів гвинтового конвеєра з шнеком, робоча поверхня якого є жорсткою та еластичною;
- проведення експериментальних досліджень для визначення потужності на приводі робочого органу гвинтового конвеєра від зміни впливу основних факторів;
- проведення експериментальних досліджень для визначення залежностей продуктивності гвинтового конвеєра від зміни впливу конструктивних і кінематичних параметрів;
- здійснення статистичної обробки отриманих результатів експериментальних досліджень з метою побудови рівнянь регресії та проведення їх аналізу.

3.2. Конструктивні схеми шнекових робочих органів з секційною еластичною поверхнею

На основі запропонованих, у другому розділі, розрахункових схем розроблено шнековий робочий орган [29, 69] з механічним кріпленням секційної еластичної поверхні, а також варіанти виконання їх кріплень у вигляді пелюстків, що зображено на рис. 3.1.

Шнек з еластичною секційною гвинтовою поверхнею містить центральний вал 1, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль 2, по периферії якої закріплена робоча еластична спіраль 3. На несучій смуговій спіралі за допомогою секційних гвинтових пластин 4, а також болтових з'єднань з напівкруглими головками 5 та гайок 6 з пружинними шайбами закріплена робоча еластична спіраль 2.

Робоча еластична спіраль шнека може бути виконана як суцільною (рис. 3.1 а, б, в, г), так із окремих секцій 8 (рис. 3.1 д, е, ж, з, л, к).

Секції робочої еластичної спіралі кріпляться до несучої гвинтової спіралі щонайменше через два отвори, а периферійна поверхня робочої еластичної секційної спіралі може бути виконана у вигляді розрізних пелюстків різної ширини в залежності від геометричних та реологічних параметрів транспортованого матеріалу.

Працює шнековий робочий орган з секційною еластичною гвинтовою поверхнею наступним чином.

В процесі транспортування сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва в направляючій трубі 7 вони взаємодіють з робочою еластичною гвинтовою поверхнею.

В процесі транспортування, у випадку попадання та защемлення, наприклад зернини, між нерухомою поверхнею направляючого кожуха та обертовою робочою секційною еластичною гвинтовою поверхнею розрізні пелюстки прогинаються, що забезпечує уникнення дроблення та пошкодження транспортованого матеріалу.

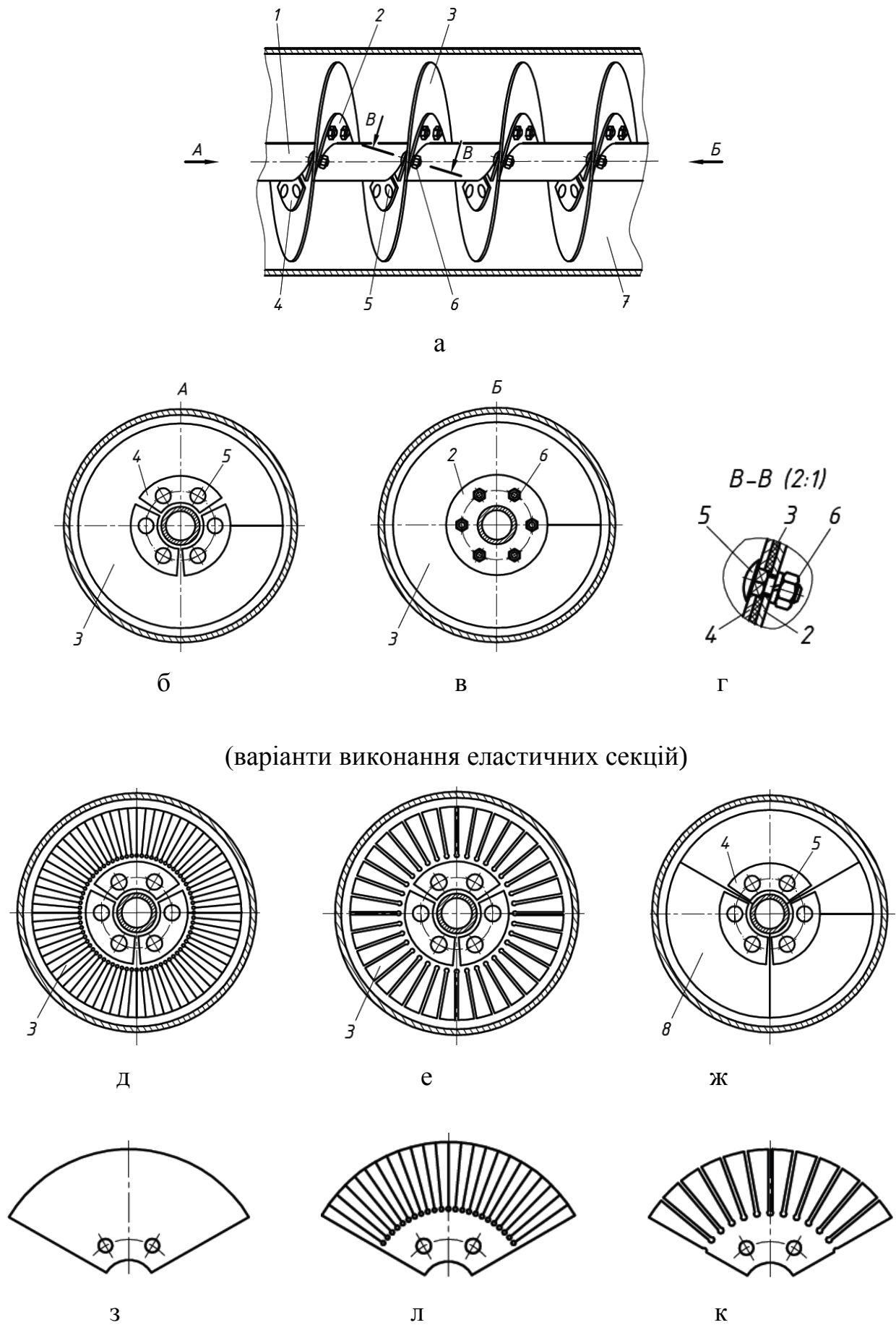


Рис. 3.1. Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею

Ширина та жорсткість секцій (пелюстків) робочої поверхні вибираються в залежності від фізико-механічних властивостей транспортованого матеріалу.

Запропонована конструкція шнека з еластичною гвинтовою поверхнею дає можливість мобільної заміни секцій робочої еластичної спіралі у випадку їх зношення або транспортування інших матеріалів.

Однак недоліком вищерозглянутого варіанту виконання шнека з секційною еластичною гвинтовою поверхнею є те, що сусідні секції розташовуються в стик між собою, що технологічно виконати є досить складно.

У випадку розташування секцій з радіальним зазором це може призводити до попадання та защемлення частинок матеріалу в радіальних зазорах між секціями та їх хаотичного відхилення між собою, що призводитиме до розриву геометрії гвинтової лінії робочого органу і транспортованого потоку сипкого матеріалу, а також підвищення енерговитрат на виконання технологічного процесу.

Для усунення даного недоліку розроблений шнек з перекриттям сусідніх еластичних секцій [29], конструктивна схема якого зображена на рис. 3.2.

В процесі роботи транспортований матеріал плавно сходитиме з верхнього краю верхньої секції на нижній край наступної, що виключатиме розрив потоку сипкого матеріалу та відповідно защемлення їх частинок в радіальних зазорах між секціями. Це позитивно буде впливати на енерговитрати процесу транспортування та зменшить ступінь пошкодження сипкого матеріалу.

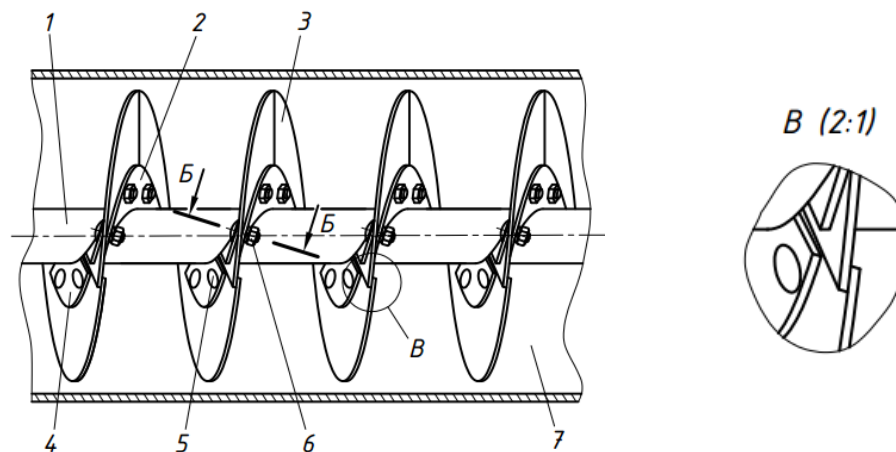


Рис. 3.2. Шнек з перекриттям еластичних секцій

Загальний вигляд виконання шнека з перекриттям еластичних секцій зображено на рис. 3.3.



Рис. 3.3. Загальний вигляд шнека з перекриттям еластичних секцій

Однак недоліком такого конструктивного виконання шнека є те, що в зоні перекриття верхній край зовнішньої секції надто високо розташовується над нижнім краєм наступної секції по ходу переміщення матеріалу, що призводитиме до утворення, так званого трампліну, що негативно впливатиме на процес транспортування.

Для усунення цього недоліку запропоновано варіант виконання еластичного шнека, конструктивна схема якого зображена на рис. 3.4. За рахунок того, що в зоні перекриття суміжних секцій край нижньої секції 4 виконаний скошеним у верхній частині, а край верхньої секції 5 виконаний скошеним у нижній частині, причому в зоні перекриття суміжних секцій вони взаємодіють між собою скошеними краями, що забезпечує плавний перехід матеріалу між секціями та мінімізує ступінь пошкодження матеріалу.

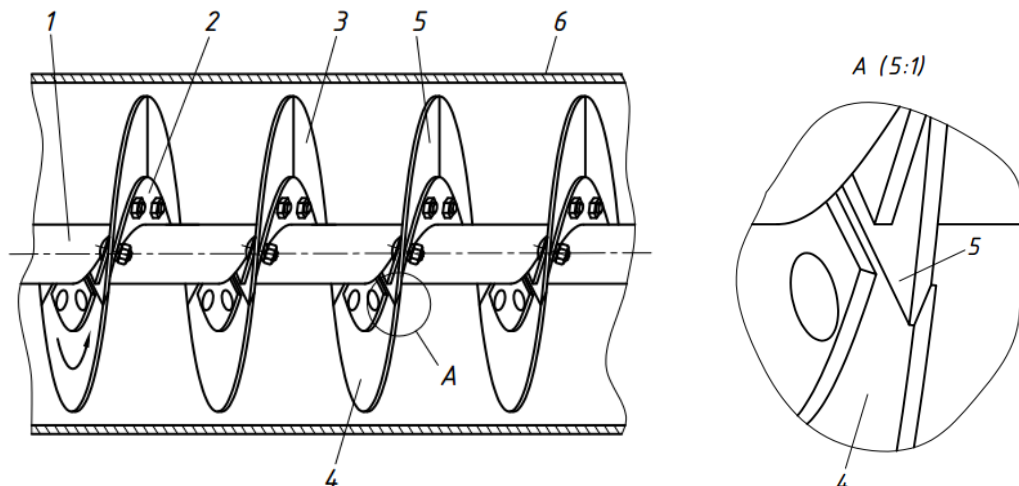


Рис. 3.4. Шнек зі скошеними краями перекритих еластичних секцій

3.3. Пристрій та методика визначення впливу на величину деформації еластичної секції від її параметрів і розташування, а також 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. 3.5. 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.

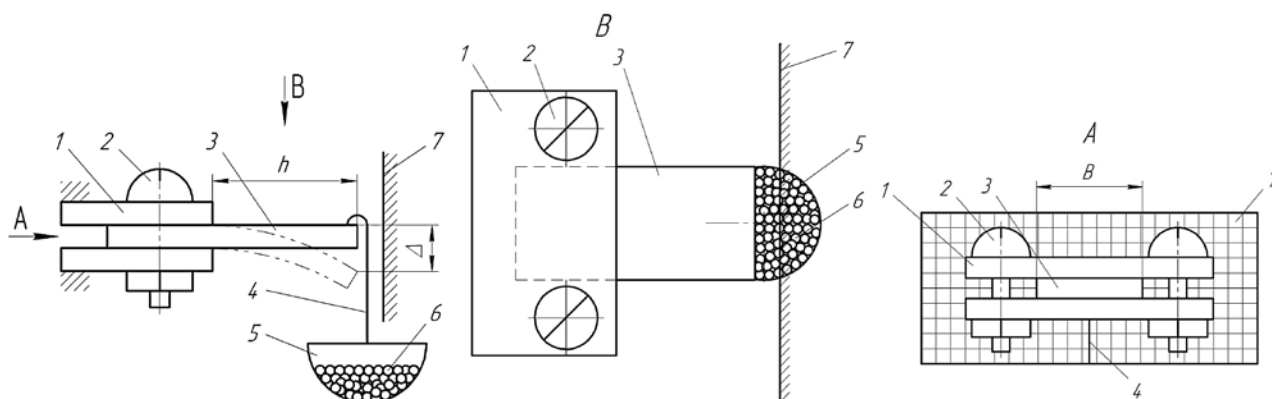


Рис. 3.5. Пристрій для визначення впливу на величину деформації “ Δ ” секції еластичної секції від її ширини “ B ” та консольного виступу “ h ”

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.

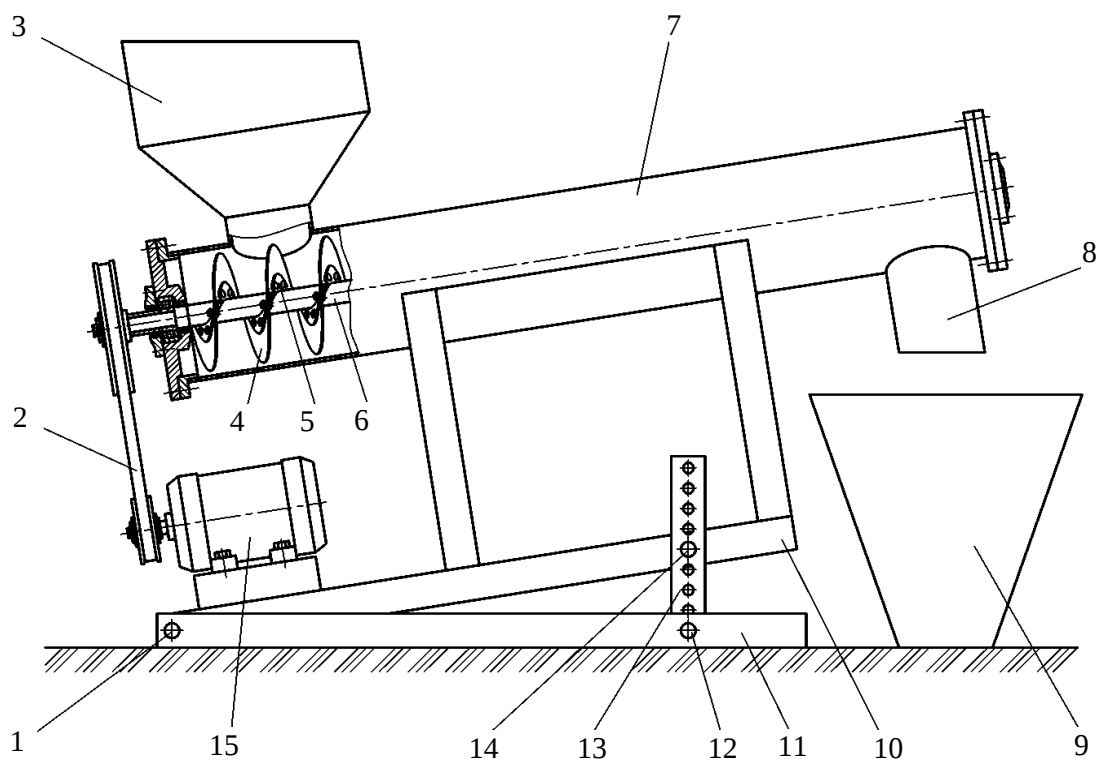
Величину консольного виступу еластичної секції дискретно встановлювали з відстанню: $h = 25; 20; 15; 10$ мм, при її наступних значеннях ширини: $B = 25; 20; 15; 10; 5$ мм.

3.4. Експериментальна установка та методика визначення енерговитрат, продуктивності та ступеня пошкодження зернового матеріалу від конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів секційного еластичного гвинтового робочого органу

Для проведення комплексу експериментальних досліджень з визначення раціональних конструктивно-кінематичних параметрів гвинтового робочого органу з секційною еластичною поверхнею, які дозволять вибрати їх раціональні значення, для мінімізації ступеня пошкодження зернових матеріалів, а також встановлення енерговитрат на процес транспортування таких типів матеріалів, роблено експериментальну установку, схема якої зображена на рис. 3.6.

Вона містить раму 11, на якій шляхом шарнірного з'єднання 1, з однієї сторони, та шарнірних з'єднань 12 і 14 з іншої сторони, за допомогою кронштейна з отворами 13, з можливістю кутового повертання та фіксації, закріплена підрама 10.

На підрамі встановлений електродвигун 15 з пасовим приводом 2 шнекового робочого органу, який виконано у вигляді вала 6 з закріпленою несучою смуговою спіраллю 5, по периферії якої закріплена робоча еластична спіраль 4, що виконана у вигляді окремих секцій.



а



б

Рис. 3.6. Експериментальна установка для проведення досліджень еластичних гвинтових робочих органів: а – схема установки; б – загальний вигляд експериментальної установки

Гвинтовий робочий орган встановлений в корпусі транспортера 7, на якому з однієї сторони (в зоні завантаження сипкого матеріалу) розташований бункер 3, а з іншої сторони (в зоні вивантаження сипкого матеріалу) встановлений вивантажувальний патрубок 8, під яким розташована місткість 9 для відбору матеріалу.

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 [16]. До уваги бралось 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. [16, 35].

Вікно програми Power Suite v.2.5.0 з отриманими результатами досліджень зображено на рис. 3.7.

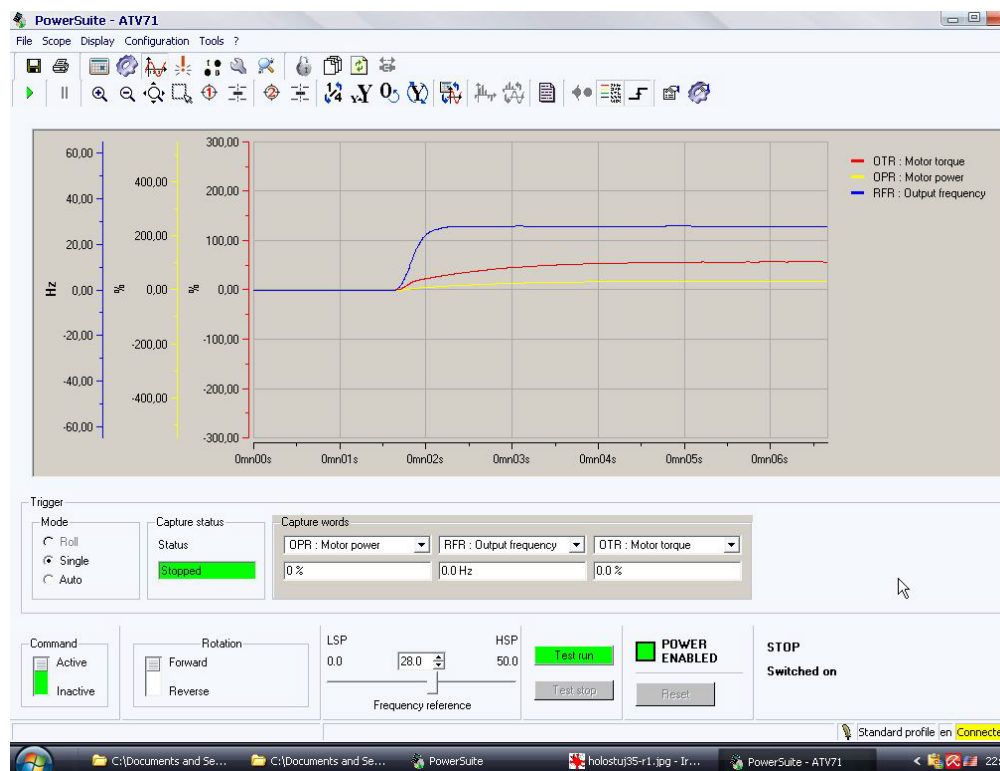


Рис. 3.7. Вікно програми Power Suite з отриманими результатами досліджень

Значення крутного моменту та потужності на привод електродвигуна фіксувались у відсотках.

Потужність електродвигуна визначалась із множенням його номінальної потужності (2,2 кВт) на максимальне значення (у відсотках) для заданого режиму роботи [16].

При встановленні номінального крутного моменту на привод електродвигуна застосовувалась відома формула:

$$M_n = 9554 \cdot P_n / n \text{ (Н·м)}, \quad (3.3)$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт);

n – частота обертання (об/хв).

3.5. Методика проведення досліджень з визначення ступеня пошкодження зернового матеріалу та енерговитрат при його транспортуванні за багатofакторним експериментом

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 [16].

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 [16] 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 типу ПФЕ P^k , де P – кількість рівнів варіювання відповідного фактора; k – кількість факторів, що присутні в експерименті.

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 3.1.

Таблиця 3.1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при визначенні потужності на привод гвинтового еластичного робочого органу ПФЕ 3³

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 еластичними 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 $T_n = f(x_1; x_2 \dots x_i)$, де T_n – ступінь травмування зернового матеріалу від 1 до i -го випадку; $x_1; x_2 \dots x_i$ – натуральні змінні фактори, які вибирали згідно умовного плану багатофакторного 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 [16].

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. 3.8.

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 .

Результати кодування змінних факторів і рівні їх варіювання для жорсткого шнека наведено у таблиці 3.2, а для еластичного відповідно у таблиці 3.3.

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 [116].

Після кодування факторів складали план-матрицю експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = 3^3$ [35], яку наведено в таблиці 3.4.

Функцію відгуку, тобто параметр оптимізації, приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратного полінома, який описує реальний експериментальний процес

$$T = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.4)$$

де T - експериментальне значення потужності на привод експериментальної установки гвинтового робочого органу; $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти регресії, що відповідають відповідним значенням вхідних факторів x_i ; x_1, x_2, x_3 - вхідні кодовані фактори.



а



б



в

Рис. 3.8. Загальний вигляд розташування гвинтового робочого органу до горизонту: а – 15°; б -30°; в - 60°

Таблиця 3.2

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для жорсткого шнека
ПФЕ 3³

Фактори	Позначення		Інтер- вал варію вання	Рівні варіювання, натуральні/кодовані		
	Код	Нату- рал.				
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 3.3

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для еластичного шнека
ПФЕ 3³

Фактори	Позначення		Інтер- вал варію вання	Рівні варіювання, натуральні/кодовані		
	Код	Нату- рал.				
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 еластичними шнеком і кожухом, Δ , мм	X_3	x_3	3	0/-1	2/0	4/+1

План-матриця експерименту типу ПФЕ 3³

№ 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	У _{сер.}
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	У ₁₁	У ₁₂	У ₁₃	У _{1с}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	У ₂₁	У ₂₂	У ₂₃	У _{2с}
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	У ₃₁	У ₃₂	У ₃₃	У _{3с}
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	У ₄₁	У ₄₂	У ₄₃	У _{4с}
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	У ₅₁	У ₅₂	У ₅₃	У _{5с}
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	У ₆₁	У ₆₂	У ₆₃	У _{6с}
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	У ₇₁	У ₇₂	У ₇₃	У _{7с}
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	У ₈₁	У ₈₂	У ₈₃	У _{8с}
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	У ₉₁	У ₉₂	У ₉₃	У _{9с}
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	У ₁₀₁	У ₁₀₂	У ₁₀₃	У _{10с}
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	У ₁₁₁	У ₁₁₂	У ₁₁₃	У _{11с}
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	У ₁₂₁	У ₁₂₂	У ₁₂₃	У _{12с}
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	У ₁₃₁	У ₁₃₂	У ₁₃₃	У _{13с}
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	У ₁₄₁	У ₁₄₂	У ₁₄₃	У _{14с}
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	У ₁₅₁	У ₁₅₂	У ₁₅₃	У _{15с}
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	У ₁₆₁	У ₁₆₂	У ₁₆₃	У _{16с}
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	У ₁₇₁	У ₁₇₂	У ₁₇₃	У _{17с}
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	У ₁₈₁	У ₁₈₂	У ₁₈₃	У _{18с}
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	У ₁₉₁	У ₁₉₂	У ₁₉₃	У _{19с}
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	У ₂₀₁	У ₂₀₂	У ₂₀₃	У _{20с}
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	У ₂₁₁	У ₂₁₂	У ₂₁₃	У _{21с}
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	У ₂₂₁	У ₂₂₂	У ₁₂₃	У _{22с}
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	У ₂₃₁	У ₂₃₂	У ₂₃₃	У _{23с}
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	У ₂₄₁	У ₂₄₂	У ₂₄₃	У _{24с}
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	У ₂₅₁	У ₂₅₂	У ₂₅₃	У _{25с}
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	У ₂₆₁	У ₂₆₂	У ₂₆₃	У _{26с}
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	У ₂₇₁	У ₂₇₂	У ₂₇₃	У _{27с}

Коефіцієнти апроксимуючого полінома, представленого у вигляді повного квадратичного рівняння, за умови ортогональності та симетрії, визначали за відомими формулами [35; 59]

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору:

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N_1}; \quad (3.5)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij} :

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N_1}, \quad (3.6)$$

де x_{iu} - значення кодової змінної у відповідному стовпці плану експерименту;

$\bar{y}_u$ - середній результат u -го досліду;

u - порядковий номер досліду;

i - номер фактору;

j, k - номер фактору, відмінного від i -го;

N_1 - кількість проведених експериментів.

Перевірку відтворюваності отриманих значень експериментального масиву при ідентичному числі повторюваності для кожного досліду здійснювали за критерієм Кохрена [116]

$$G = \frac{D_{Y \max}}{\sum_{U=1}^N D_{YU}}, \quad (3.7)$$

де G – розрахункове значення критерію Кохрена;

$D_{Y \max}$ – числове значення максимальної дисперсії в u -й точці;

N – число дослідів у плані;

D_{YU} – дисперсія, що характеризує розсіювання результатів проведених досліджень u -го експерименту.

Дисперсію відтворюваності експериментів визначали за формулою

$$D_{YU} = \frac{1}{m-1} \sum_{U=1}^N (Y_{Uj} - \bar{Y}_U)^2, \quad (3.8)$$

$$\bar{Y}_U = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m Y_{Uj}, \quad (3.9)$$

де $m-1$ – число ступенів вільності;

Y_{Uj} – числове значення j -го відгуку u -го експерименту;

$\bar{Y}_U$ – середньоарифметичне значення відгуку u -го експерименту;

m – число повторності кожного u -го експерименту.

Знайдені розрахункові значення критерію Кохрена порівнювали з табличним G_T [116]. Якщо умова $G \leq G_T(0,05; N; m-1)$ виконувалася, то дисперсії вважались однорідними, а це означає, що процес відтворюється.

Після перевірки адекватності розподілу випадкових величин реальному процесу проводили оцінку статистичної значущості коефіцієнтів регресії за допомогою t -критерію Ст'юдента [116].

Коефіцієнт вважався значущим, коли виконувалася нерівність

$$|b_i| \geq \Delta b_i = t(0,05; r_2) \sqrt{\frac{D_{\bar{Y}0}}{\sum_{U=1}^N x_i^2}}, \quad (3.10)$$

де b_i – коефіцієнти рівняння регресії багатofакторного експерименту;

Δb_i – довірна границя;

$t(0,05; r_2)$ – критерій Ст'юдента при 5%-му рівні значущості та числі ступеня вільності дисперсії відтворюваності r_2 .

Коефіцієнт регресії вважали значущим, коли довірна границя Δb_i була менше значення відповідного коефіцієнту.

Після визначення коефіцієнтів рівняння регресії наводили загальний вигляд рівняння регресії багатofакторного експерименту, перевірку адекватності якого проводили за допомогою F_p -критерію Фішера [116]

$$F_p = \frac{D_{Ya}}{D_{\bar{Y}U}}, \quad (3.11)$$

де D_{Ya} – оцінка дисперсії адекватності, яку визначали за формулою

$$D_{Ya} = \frac{1}{N - S} \sum_{U=1}^N (Y_{Pi} - \bar{Y}_U)^2, \quad (3.12)$$

де Y_{Pi} – розрахункове значення відгуку в U -му досліді отриманого регресійного рівняння.

Значення оцінки дисперсії адекватності $D_{\bar{Y}U}$ визначали із рівняння (3.8), а потім визначали розрахункове значення F_p - критерію Фішера.

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T , яке визначали згідно з [116].

Якщо умова $F_p < F_T(0,05,r_1,r_2)$ виконувалася, тобто розрахункове значення F_p - критерію Фішера було менше ніж табличне F_T при 5%-му рівні значущості, числі ступеня вільності дисперсії адекватності $r_1 = N - S$ та числі ступеня вільності дисперсії відтворюваності $r_2 = N(m - 1)$, то рівняння регресії багатofакторного експерименту адекватно описує отриманий реальний експериментальний масив даних.

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”.

3.6. Висновки до третього розділу

В третьому розділі наведено програму та методику проведення експериментальних досліджень.

Здійснено опис та принципу роботи розроблених конструктивних схем шнекових робочих органів із секційною еластичною поверхнею.

Наведено будову пристрою та методику визначення впливу на величину деформації еластичної секції її параметрів і розташування, а також зовнішнього навантаження. Запропоновано експериментальні дослідження проводити для матеріалу еластичної секції “поліуретан PU-60” з товщиною 2,5 мм. Величину консольного виступу секції дискретно встановлювали з відстанню: $h = 25; 20; 15; 10$ мм, при наступних значеннях її ширини: $B = 25; 20; 15; 10; 5$ мм.

Наведено будову експериментальної установки та методики визначення енерговитрат, продуктивності та ступеня пошкодження зернового матеріалу від конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів секційного еластичного гвинтового робочого органу.

Розроблені конструкції гвинтових робочих органів з секційною еластичною поверхнею та стендового обладнання з використанням перетворювача частоти Altivar 71 та програмного забезпечення Power Suite v.2.5.0 дозволили здійснити комплекс експериментальних досліджень.

Запропонована методика проведення досліджень з визначення ступеня пошкодження зернового матеріалу та енерговитрат при його транспортуванні за багатofакторним експериментом.

Для проведення експериментальних досліджень змінними факторами були: частота обертання робочого органу (n , об/хв.); кут його нахилу до горизонту (α , град) та величина зазору між обертовою поверхнею шнека та кожухом (Δ мм).

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. 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.

На рис.4.1- 4.4 представлено результати експериментальних досліджень залежності величини деформації вільного кінця еластичної секції Δ від маси мірних вантажів m_{zp} для різних величин її ширини B та величини консольного виступу h .

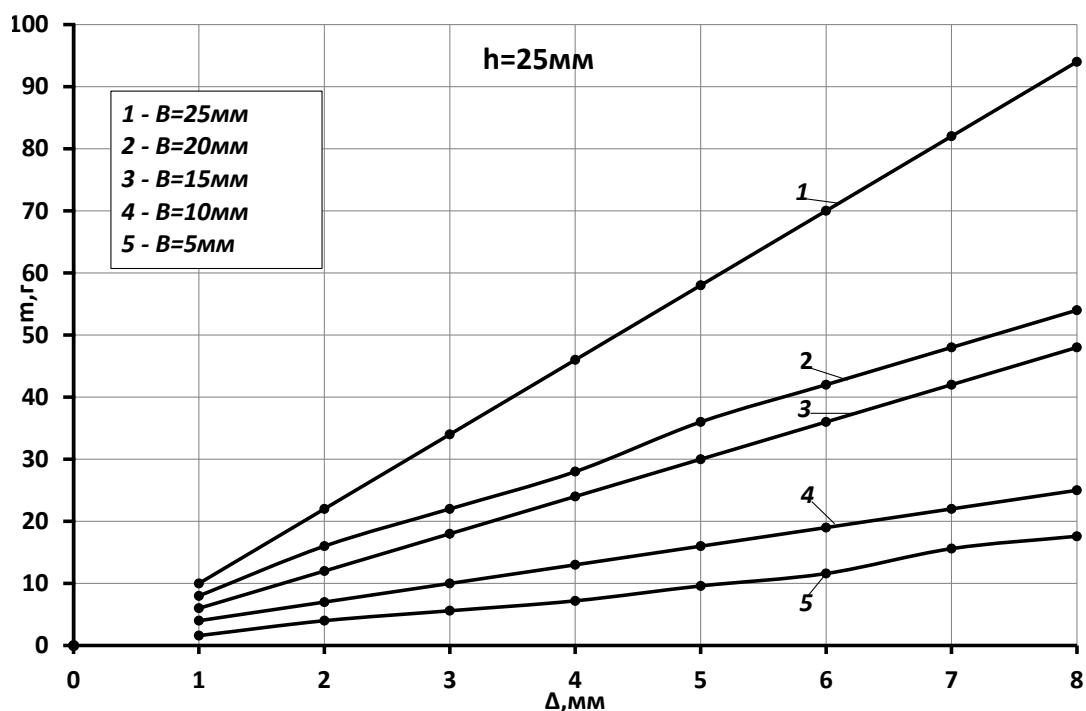


Рис. 4.1. Результати експериментальних досліджень залежності величини деформації вільного кінця секції Δ від маси мірних вантажів m_{zp} для різних значень її ширини B та величини консольного виступу $h = 25мм$

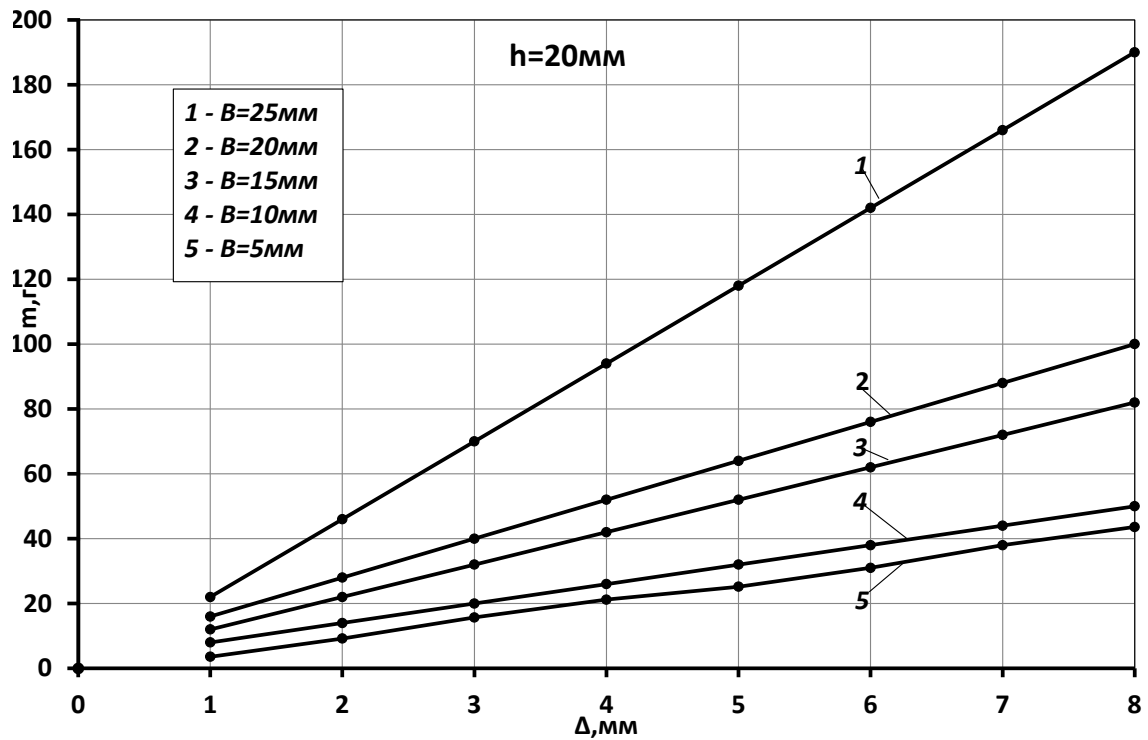


Рис. 4.2. Результати експериментальних досліджень залежності величини деформації вільного кінця секції Δ від маси мірних вантажів m_{cp} для різних значеннях її ширини B та величини консольного виступу $h = 20\text{mm}$.

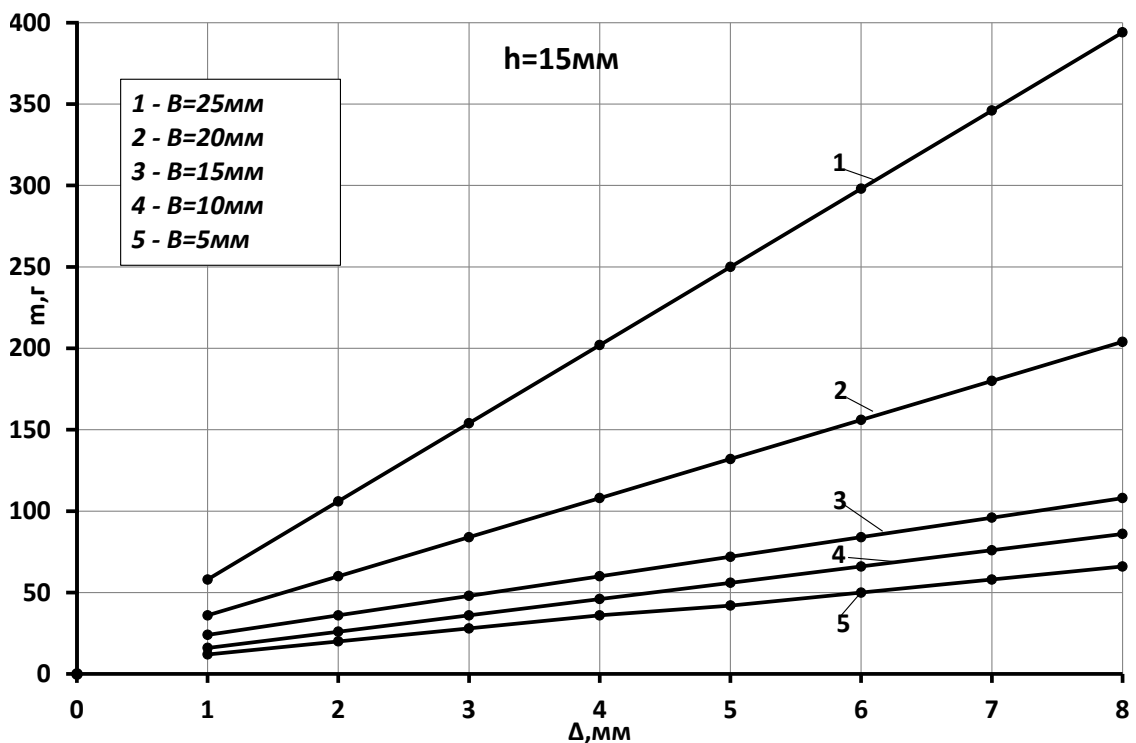


Рис. 4.3. Результати експериментальних досліджень залежності величини деформації вільного кінця секції Δ від маси мірних вантажів m_{cp} для різних значеннях її ширини B та величини консольного виступу $h = 15\text{mm}$.

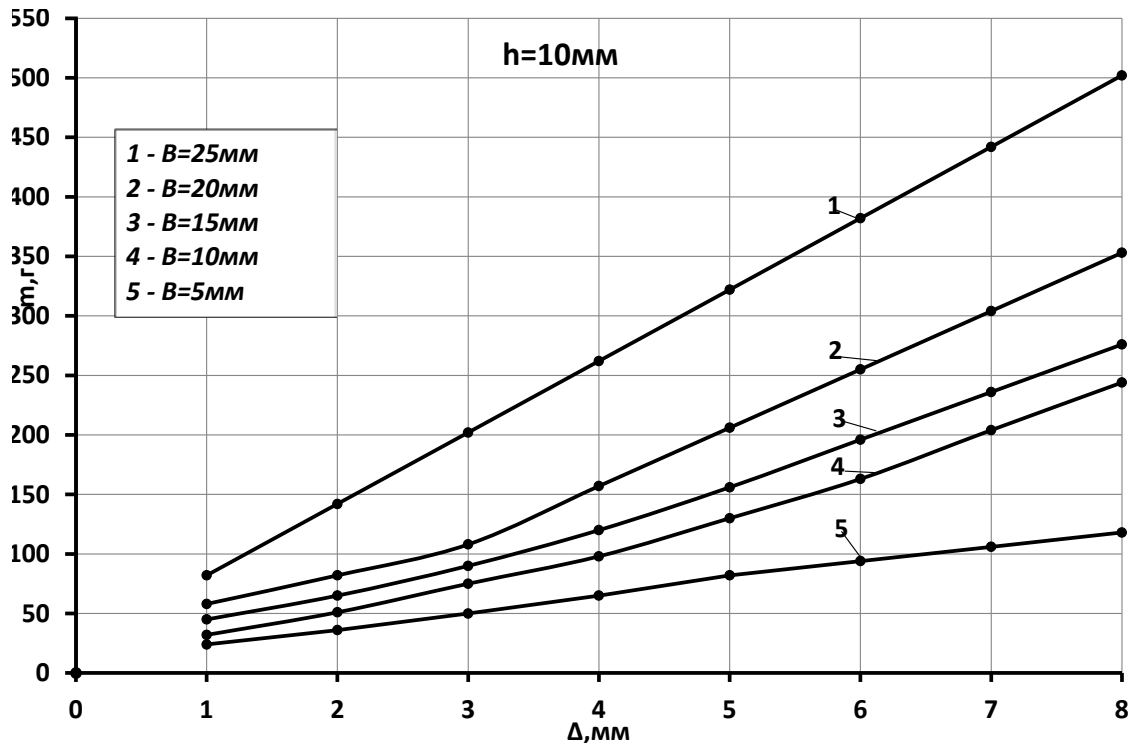


Рис. 4.4. Результати експериментальних досліджень залежності величини деформації вільного кінця секції Δ від маси мірних вантажів $m_{сп}$ для різних значеннях її ширини B та величині консольного виступу $h = 10$ мм.

З аналізу побудованих 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 разів; для $\Delta = 4$ мм – у 5,6 разів; для $\Delta = 6$ мм – у 5,8 разів; для $\Delta = 8$ мм – у 5,3 разів.

Для величини консольного виступу еластичної секції: $h = 20$ мм аналогічні значення становлять: для $\Delta = 2$ мм – у 4,8 разів; для $\Delta = 4$ мм – у 4,6 разів; для $\Delta = 6$ мм – у 4,4 разів; для $\Delta = 8$ мм – у 4,3 разів.

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. 4.5 представлено результати експериментальних досліджень залежності величини впливу величини консольного виступу h еластичної секції від маси мірних вантажів $m_{\text{гр}}$ при деформації секцій $\Delta = 8$ мм.

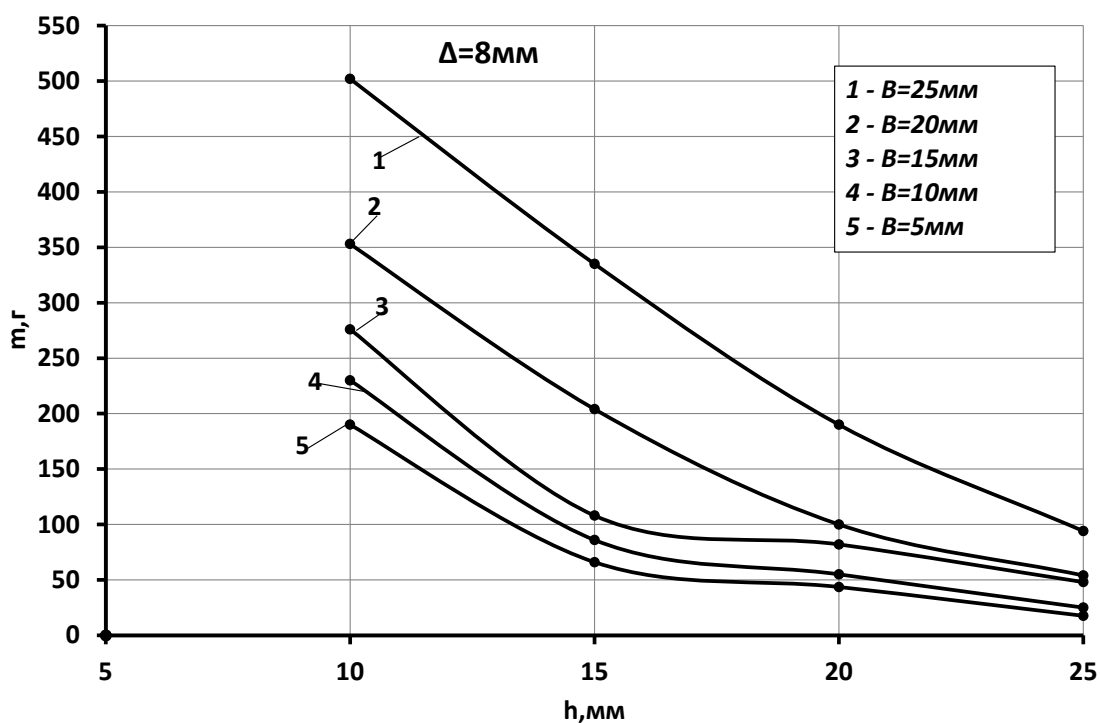


Рис. 4.5. Результати експериментальних досліджень залежності величини впливу консольного виступу h еластичної секції від маси мірних вантажів $m_{\text{гр}}$ при деформації її вільного кінця: $\Delta = 8$ мм

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 $m_{\text{гр}}$ змінюється від лінійного до криволінійного.

4.2. Результати експериментальних досліджень з визначення потужності на привод гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею

Експериментальні дослідження з визначення затраченої потужності на привод гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею 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); $0 < \alpha < 90$ (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 багатофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3 наведені у таблиці 4.1.

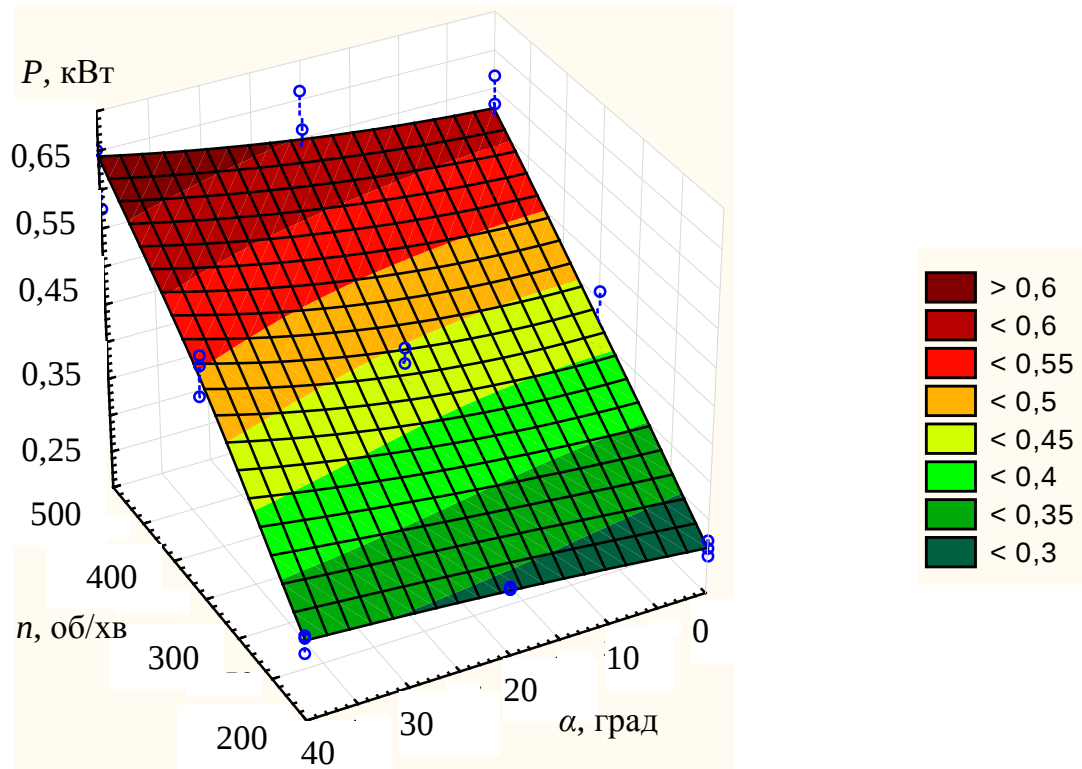
Рівняння регресії у вигляді апроксимуючої квадратичної моделі повного квадратного полінома з визначення енерговитрат на привід гвинтового конвеєра з секційною еластичною робочою поверхнею має вигляд

$$P = 0,055 + 0,11 \cdot 10^{-2}n - 0,06 \cdot 10^{-4}\alpha - 0,014\Delta + 0,21 \cdot 10^{-5}n\alpha + 0,84 \cdot 10^{-4}n\Delta + 0,75 \cdot 10^{-4}\alpha\Delta - 0,33 \cdot 10^{-6}n^2 + 0,21 \cdot 10^{-4}\alpha^2 - 0,5 \cdot 10^{-4}\Delta^2 \quad (4.1)$$

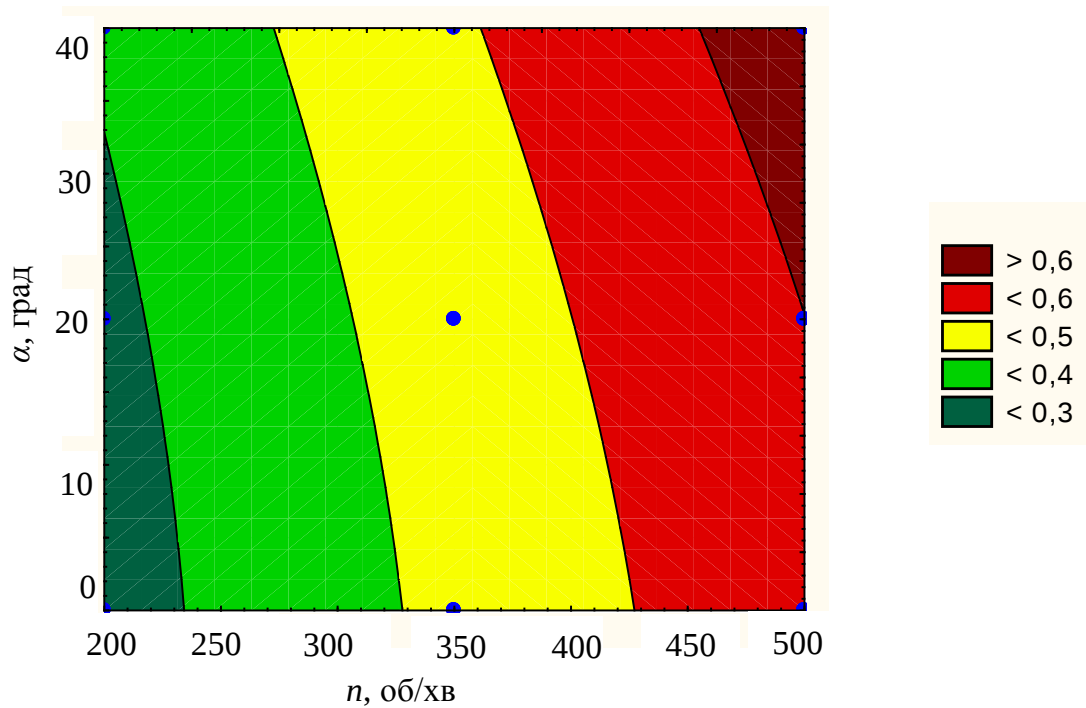
Результати експерименту

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, P_n , кВт			Середні значення P_n , кВт
									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	
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

На рис. 4.6-4.8 зображено поверхні відгуку та їх двомірний переріз залежності потужності на привод конвеєра при транспортуванні зерна.

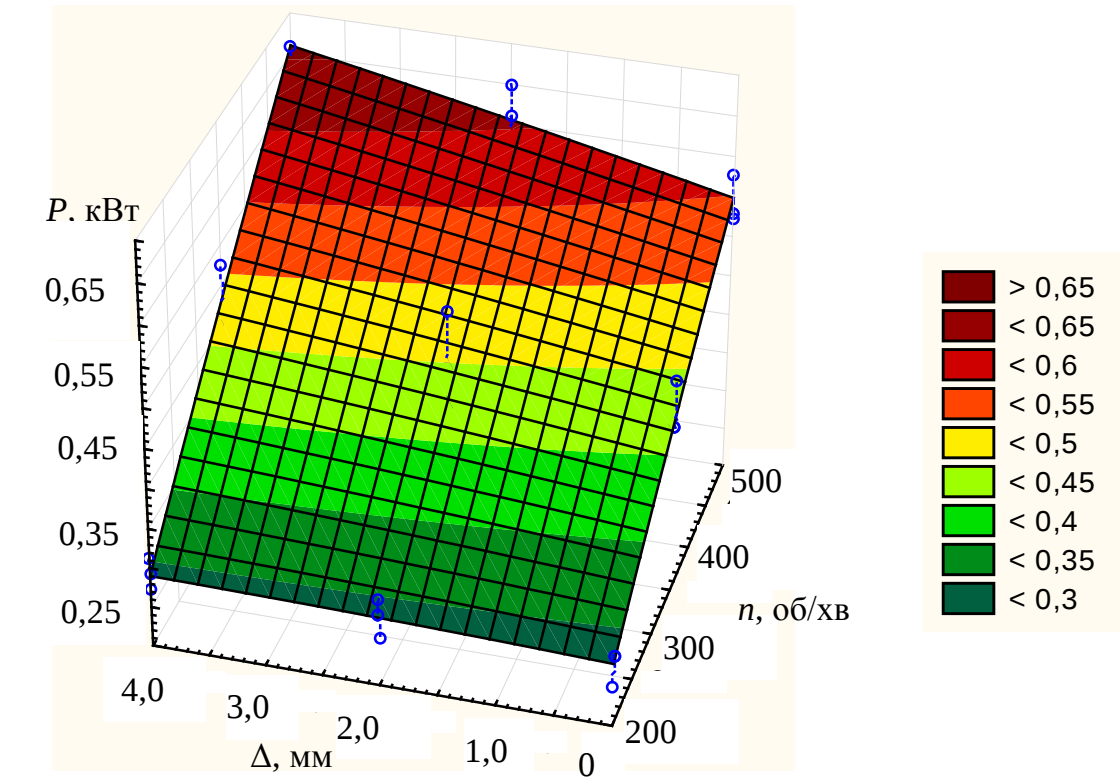


а

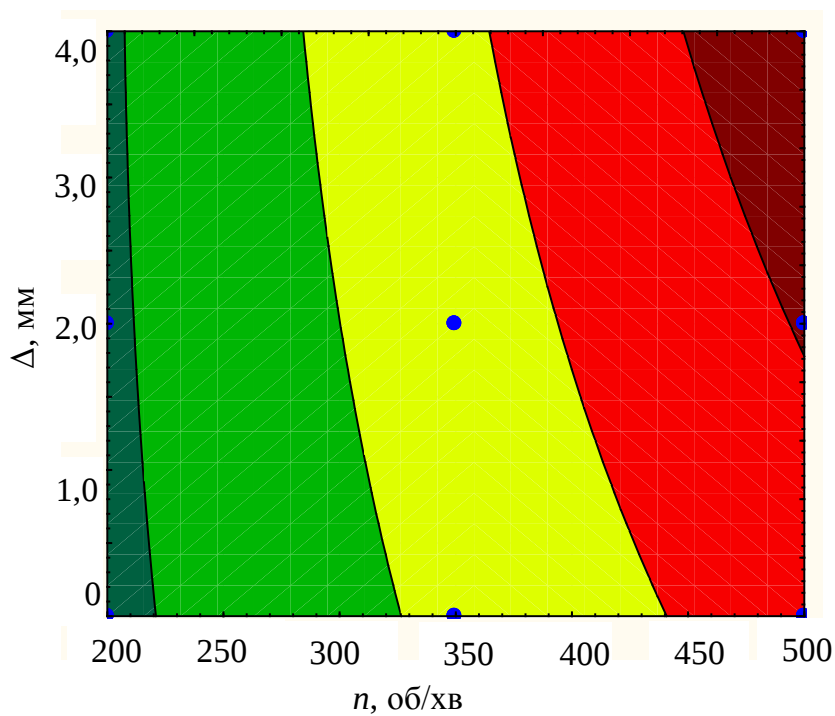


б

Рис. 4.6. Поверхня відгуку (а) та двовірний 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

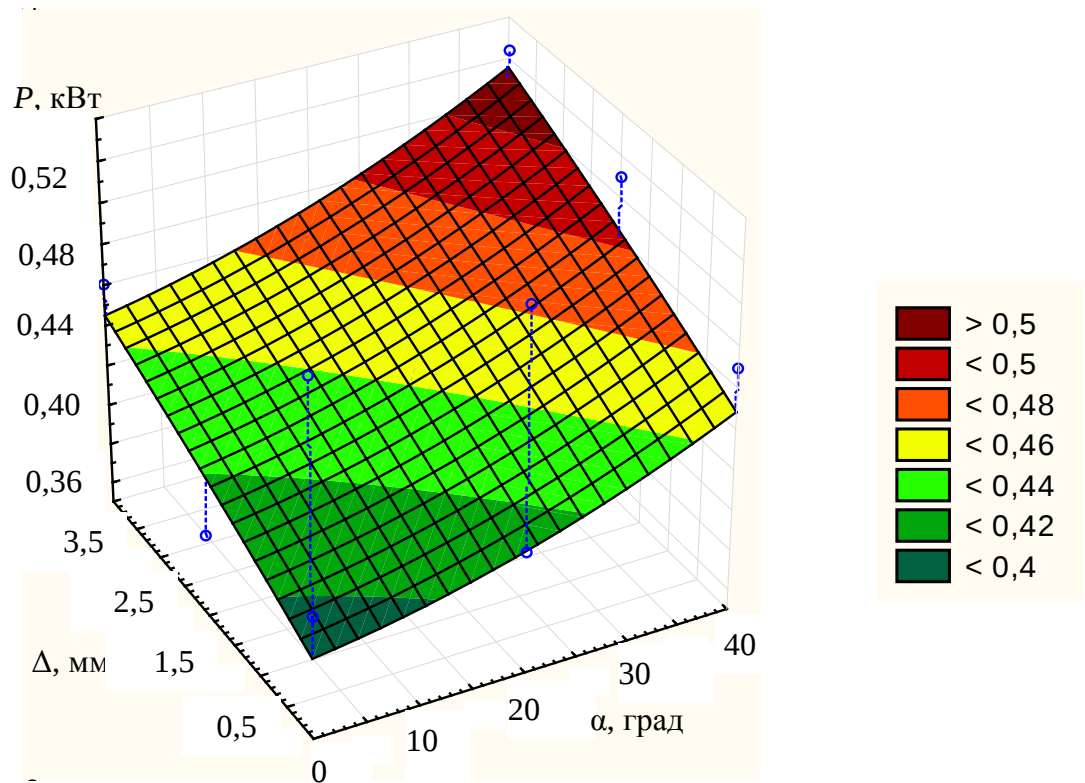


а

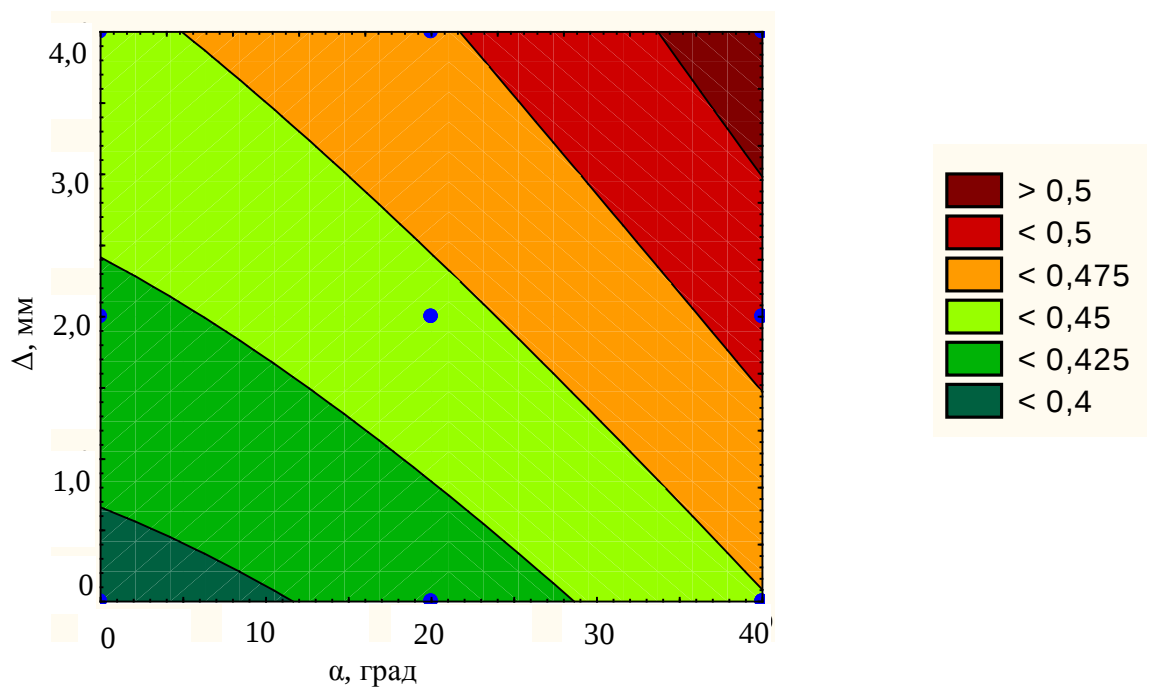


б

Рис. 4.7. Поверхня відгуку (а) та двомірний 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. 4.8. Поверхня відгуку (а) та двовірний 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

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.

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 двомірних 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 .

4.3. 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.4.9 і 4.10.

Дані дослідження були попередніми перед проведенням багатофакторного експерименту з метою встановлення ефективності застосування еластичних секцій на гвинтовому робочому органі.

Аналіз графічних залежностей, які зображені на рис. 4.9 і 4.10 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° ступінь пошкодження зернового матеріалу при застосуванні еластичних секцій зменшується в 1,63...4,0 рази.

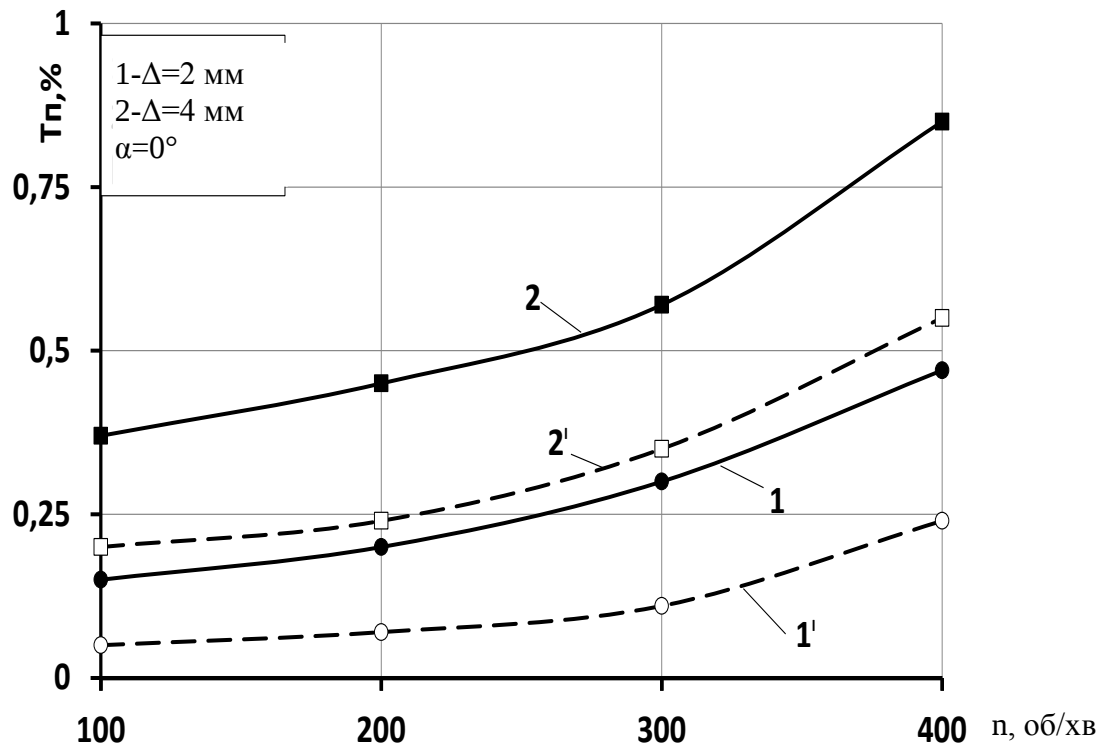


Рис. 4.9. Графічні залежності ступеня травмування зернового матеріалу T_n % жорстким шнеком (суцільна лінія) та шнеком з еластичною поверхнею (штрихова лінія) при різних зазорах Δ між шнеком і направляючою трубою від частоти його обертання n

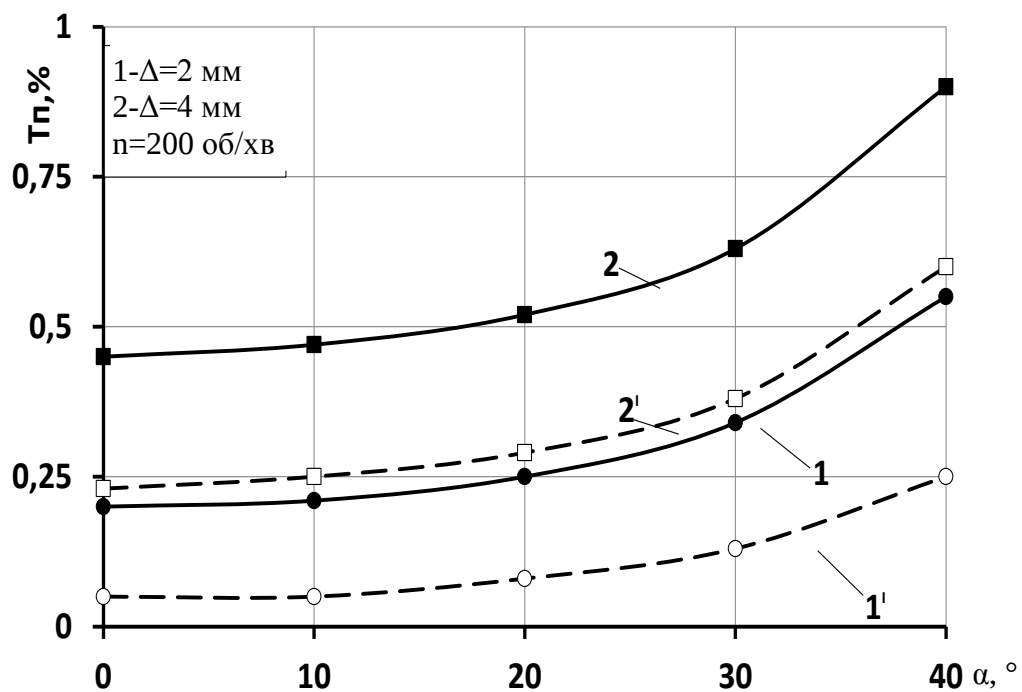


Рис. 4.10. Графічні залежності ступеня травмування зернового матеріалу T_n % жорстким шнеком (суцільна лінія) та шнеком з еластичною поверхнею (штрихова лінія) при різних зазорах Δ між шнеком і направляючою трубою, від кута нахилу шнека α до горизонту

4.4. Результати експериментальних досліджень з визначення ступеня травмування зернового матеріалу за багатофакторним експериментом

Експериментальні дослідження з визначення ступеня травмування зернового матеріалу за багатофакторним експериментом здійснювались згідно методики, яка наведена в третьому розділі.

При проведенні багатофакторного 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

$$T_{жс} = 0,0108 + 0,0046\alpha + 0,0005n + 0,053\Delta. \quad (4.2)$$

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. 4.11 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

$$T_e = 0,0011 + 0,0012\alpha + 0,0002n + 0,051\Delta. \quad (4.3)$$

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. 4.12 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 $T_{жс}$).

З аналізу поверхонь відгуку ступеня травмування $T_{жс}$ зернового матеріалу жорстким шнеком (рис.4.11) 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 .

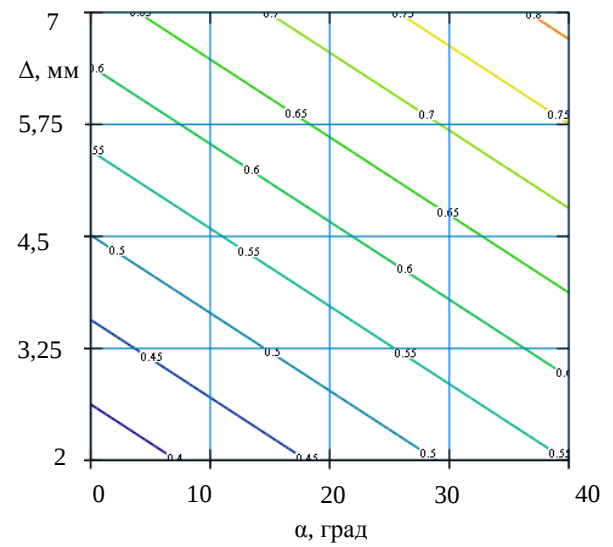
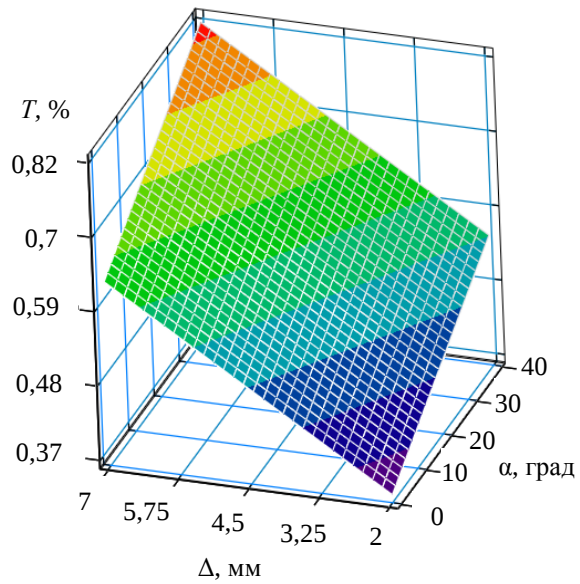
Так, у зазначених діапазонах зміни параметрів, зростання величини зазору Δ від 2 до 7 мм призводить до збільшення травмування зерна $T_{жс}$ від 0,385 до 0,65 % (у 1,69 рази).

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).

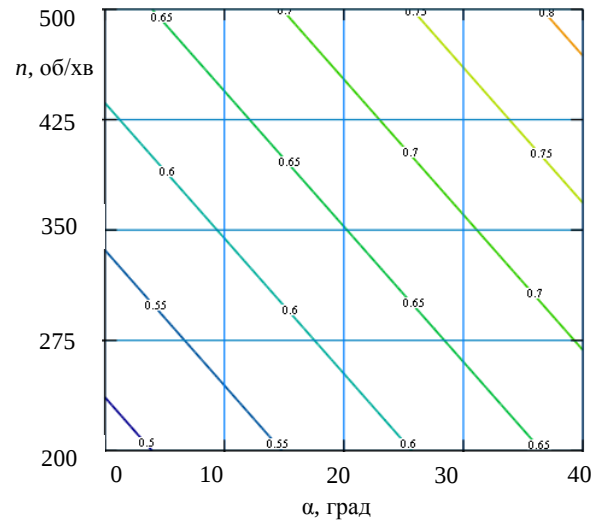
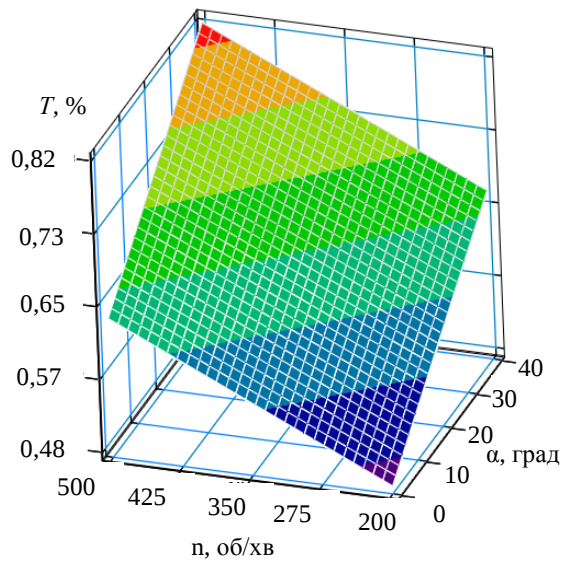
З аналізу поверхонь відгуку ступеня травмування T_e зернового матеріалу еластичним шнеком (рис.4.12) встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення T_e також є величина зазору Δ , а далі за інтенсивністю впливу, на відміну від жорсткого шнека, є частота обертання шнека n і несуттєво поступається 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).

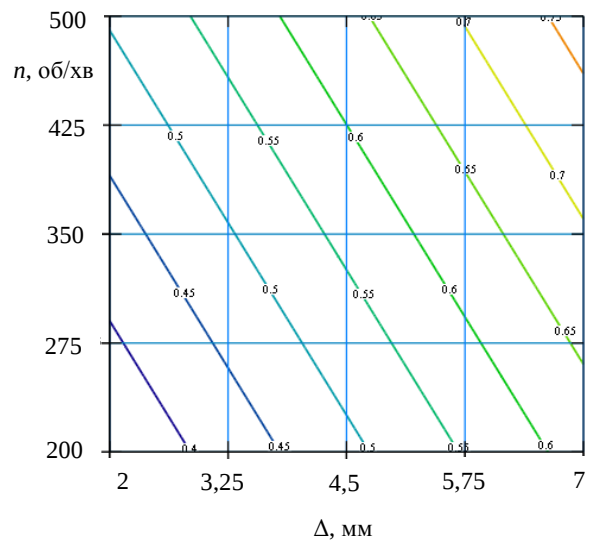
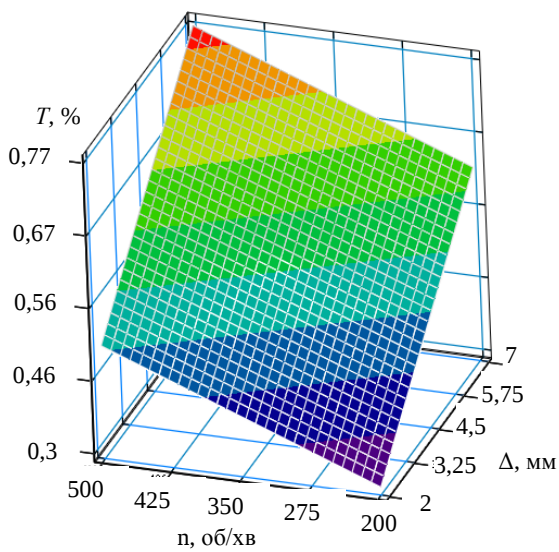
Зростання частоти обертання n від 200 до 500 об/хв призводить до збільшення величини T_e від 0,17 до 0,23 % (у 1,35 рази), а зміна кута нахилу шнека до горизонту α від 0 до 40° спричиняє збільшення величини T_e від 0,165 до 0,21 % (у 1,27 рази).



а



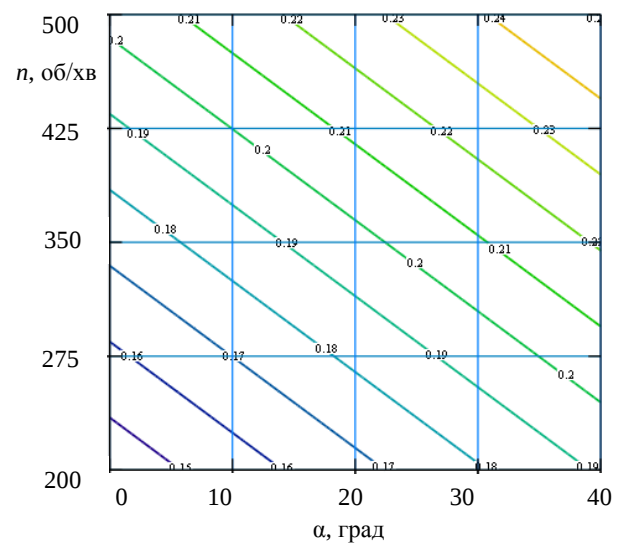
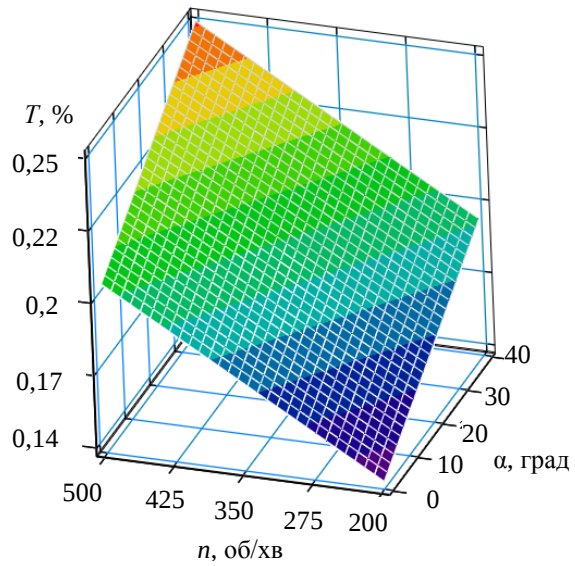
б



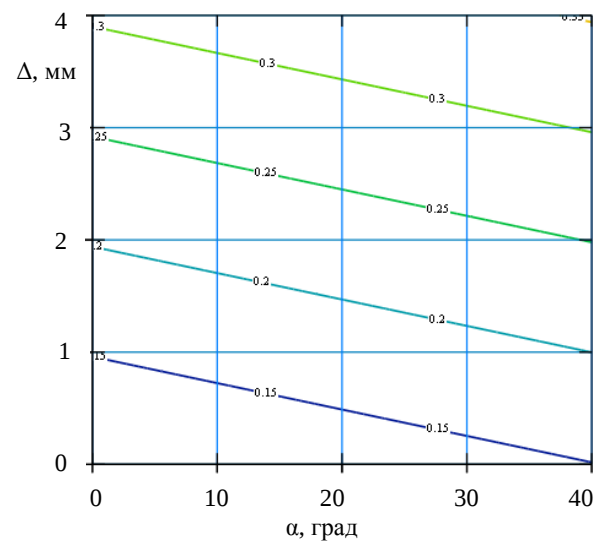
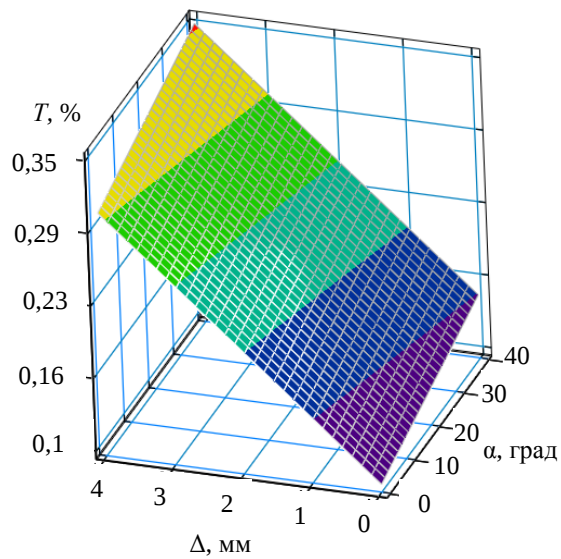
в

Рис. 4.11. Поверхні відгуку та їх двовірний переріз ступеня травмування $T_{жс}$ зернового матеріалу жорстким шнеком від зміни двох факторів:

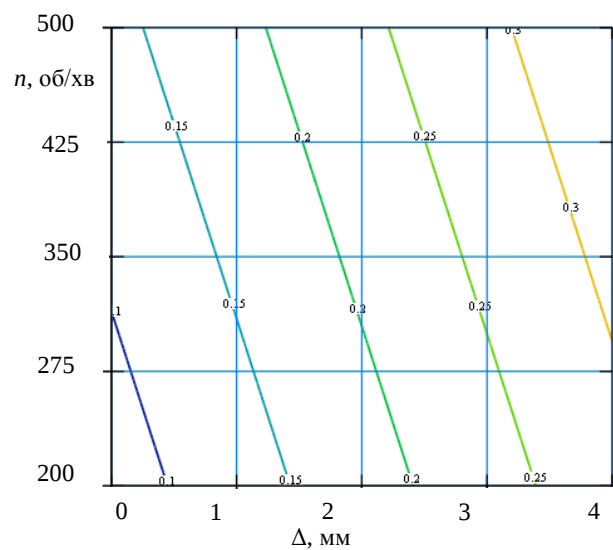
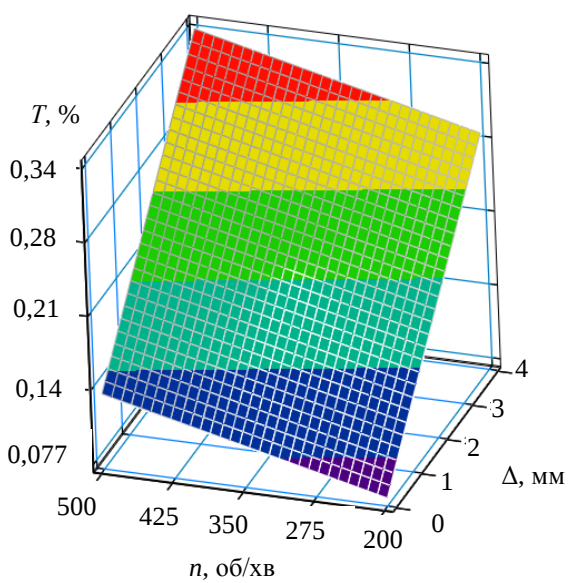
$$а - T_{жс} = f(\Delta, \alpha); б - T_{жс} = f(n, \alpha); в - T_{жс} = f(n, \Delta)$$



а



б



в

Рис. 4.12. Поверхні відгуку та їх двовірний переріз ступеня травмування T_e зернового матеріалу еластичним шнеком від зміни двох факторів:
а - $T_e = f(\Delta, \alpha)$; б - $T_e = f(n, \alpha)$; в - $T_e = f(n, \Delta)$

Порівнюючи величину ступеня травмування зернового матеріалу жорстким $T_{ж}$ 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: $T_{ж} / T_e = 1,63$ (для $\Delta = 4$ мм) і $T_{ж} / T_e = 1,92$ (для $\Delta = 2$ мм).

Для випадку встановлення еластичного шнека без зазору з направляючою трубою ($\Delta = 0$ мм) відношення $T_{ж} / T_e$ 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.

4.4. Результати експериментальних досліджень з визначення продуктивності транспортування зернового матеріалу

Експериментальні дослідження з визначення продуктивності транспортування зернового матеріалу гвинтовим конвеєром 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 зернового матеріалу при $\alpha = 10^\circ$ і $n = 450$ об/хв представлена на рис. 4.13.



00:00:01 c



00:00:03 c



00:00:05 c



00:00:07 c



00:00:09 c



00:00:11 c



00:00:13 c



00:00:15 c

Рис. 4.13. Розкадровка процесу транспортування зернового матеріалу

З аналізу фотографій розкадровки процесу транспортування зернового матеріалу встановлено, що для $\alpha = 15^\circ$ і $n = 450$ об/хв максимальна продуктивність гвинтового конвеєра знаходиться між 5 і 10 сек після його вмикання при заповненому матеріалом бункері. Саме в цьому проміжку часу відбирали проби та зважувати зерновий матеріал для встановлення секундної продуктивності гвинтового конвеєра.

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. 4.14 представлені графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від частоти обертання робочого органу n при $\alpha = 0^\circ$ та інших змінних параметрах.

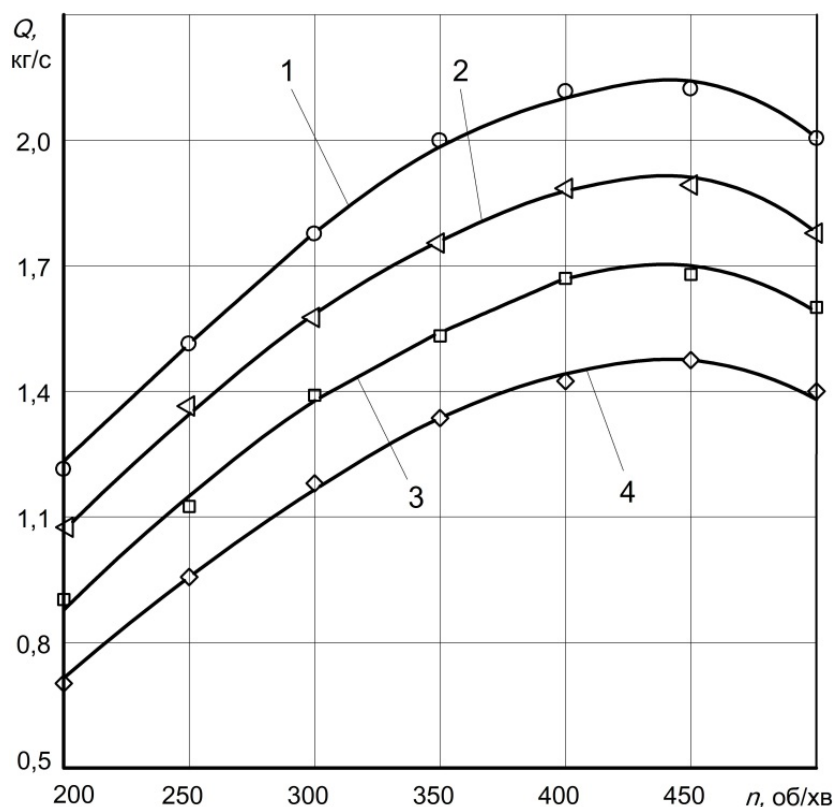


Рис. 4.14. Графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від частоти обертання робочого органу n при $\alpha = 0^\circ$: 1, 2 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 120$ мм; 3, 4 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 100$ мм; 1, 3 – шнек з секційною еластичною 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. 4.15 представлені графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від кута нахилу робочого органу до горизонту α .

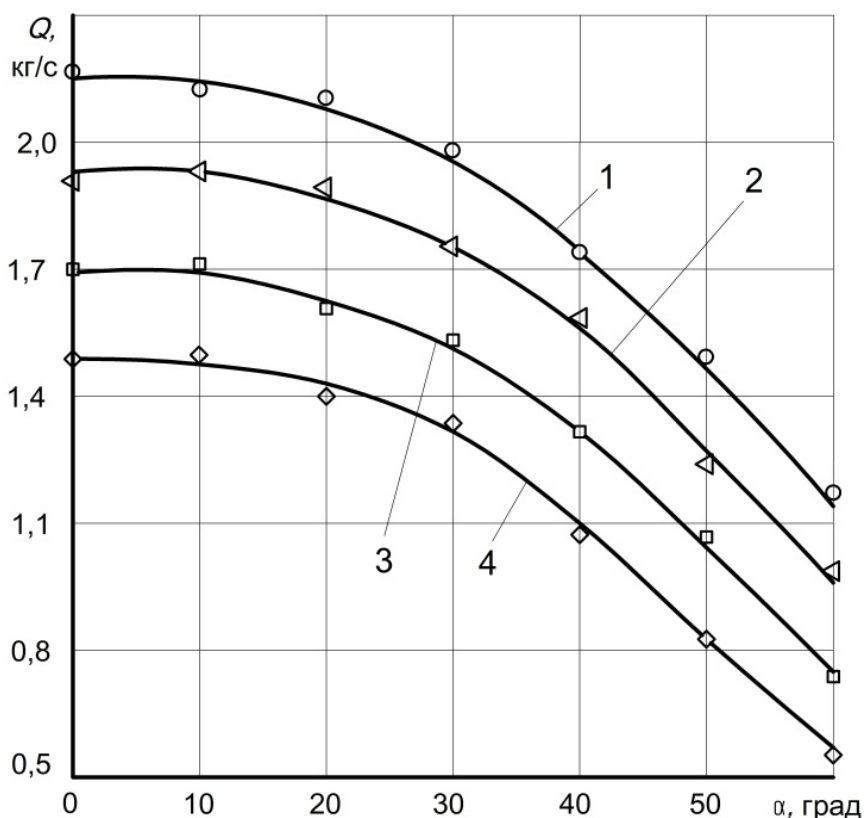


Рис. 4.15. Графічні залежності секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від кута нахилу α робочого органу до горизонту при $n = 450$ об/хв: 1, 2 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 120$ мм; 3, 4 - направляючий кожух з внутрішнім діаметром $D = 100$ мм; 1, 3 – шнек з секційною еластичною 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 (рис. 3.11), 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.

4.5. Висновки до четвертого розділу

В четвертому розділі наведено результати експериментальних досліджень з визначення впливу на величину деформації еластичної секції Δ_n її ширини B_n , величини консольного виступу h_n та маси мірних вантажів m_{cp} .

Графічні залежності переважно мають лінійний характер, причому для $h = 25$ мм збільшення B_n від 5 до 25 мм призводить до зростання величини навантаження для $\Delta_n = 2$ мм – у 4,9 разів; для $\Delta_n = 4$ мм – у 5,6 разів; для $\Delta_n = 6$ мм – у 5,8 разів; для $\Delta_n = 8$ мм – у 5,3 разів.

Для величини консольного виступу еластичної секції $h_n = 20$ мм аналогічні значення становлять: для $\Delta_n = 2$ мм – у 4,8 разів; для $\Delta_n = 4$ мм – у 4,6 разів; для $\Delta_n = 6$ мм – у 4,4 разів; для $\Delta_n = 8$ мм – у 4,3 разів.

Для величини консольного виступу еластичної пластини $h_n = 15$ мм аналогічні значення становлять: для $\Delta_n = 2$ мм – у 4,8 разів; для $\Delta_n = 4$ мм – у 5,8 разів; для $\Delta_n = 6$ мм – у 5,9 разів; для $\Delta_n = 8$ мм – у 5,7 разів.

Похибка Δ між мінімальним і максимальним значеннями зростання навантаження для діапазону $\Delta_n = 2...8$ мм і вищезазначених величин B_n становить: для $h_n = 25$ мм - $\Delta = 15,5\%$; для $h_n = 20$ мм - $\Delta = 10,4\%$; для $h_n = 15$ мм - $\Delta = 18,7\%$; для $h_n = 10$ мм - $\Delta = 16,7\%$.

Встановлено, що при зменшенні ширини пластини B_n характер графічних залежностей величини консольного виступу h_n від маси мірних вантажів m_{cr} змінюється від лінійного до криволінійного.

Результати порівняльних досліджень з визначення ступеня травмування зернового матеріалу при його транспортуванні жорстким шнеком та шнеком з еластичною робочою поверхнею при різних величинах зазорів між шнеком і направляючою трубою ($\Delta = 2; 6$ мм) від частоти його обертання n і кута нахилу шнека α до горизонту показали, що застосування еластичних секцій на поверхні ребра шнека у порівнянні з жорстким шнеком для частоти обертання шнекового робочого органу $n = 100...400$ об/хв ступінь пошкодження зернового матеріалу зменшується в 1,55...3,0 рази. При зміні кутів нахилу шнекового робочого органу до горизонту в межах $\alpha = 0...40^\circ$ ступінь пошкодження зернового матеріалу при застосуванні еластичних секцій зменшується в 1,63...4,0 рази.

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; величина зазору між еластичними шнеком і кожухом, Δ , мм.

З аналізу побудованих поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів 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 робочого органу до горизонту. Найменший вплив на зміну величину потужності P на привод гвинтового конвеєра має величина зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом.

Встановлено, що 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, 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 .

Наведено результати експериментальних досліджень з визначення продуктивності транспортування зернового матеріалу.

При визначенні секундної продуктивності конвеєра Q застосовували направляючі кожухи з внутрішніми діаметрами $D = 120$ і 100 мм.

З аналізу фотографій розкадровки процесу транспортування зернового матеріалу встановлено, що для $\alpha = 10^\circ$ і $n = 450$ об/хв максимальна продуктивність гвинтового конвеєра знаходиться між 5 і 10 сек після його вмикання при заповненому матеріалом бункері. І саме в цьому проміжку часу необхідно відбирати проби і зважувати зерновий матеріал для встановлення секундної продуктивності гвинтового конвеєра.

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.

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 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.

РОЗДІЛ 5

ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ЕЛАСТИЧНОГО ШНЕКА, НАПРЯМКИ ПОДАЛЬШИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОНАНИХ РОЗРОБОК

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 [17; 95]. 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 [26].

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.

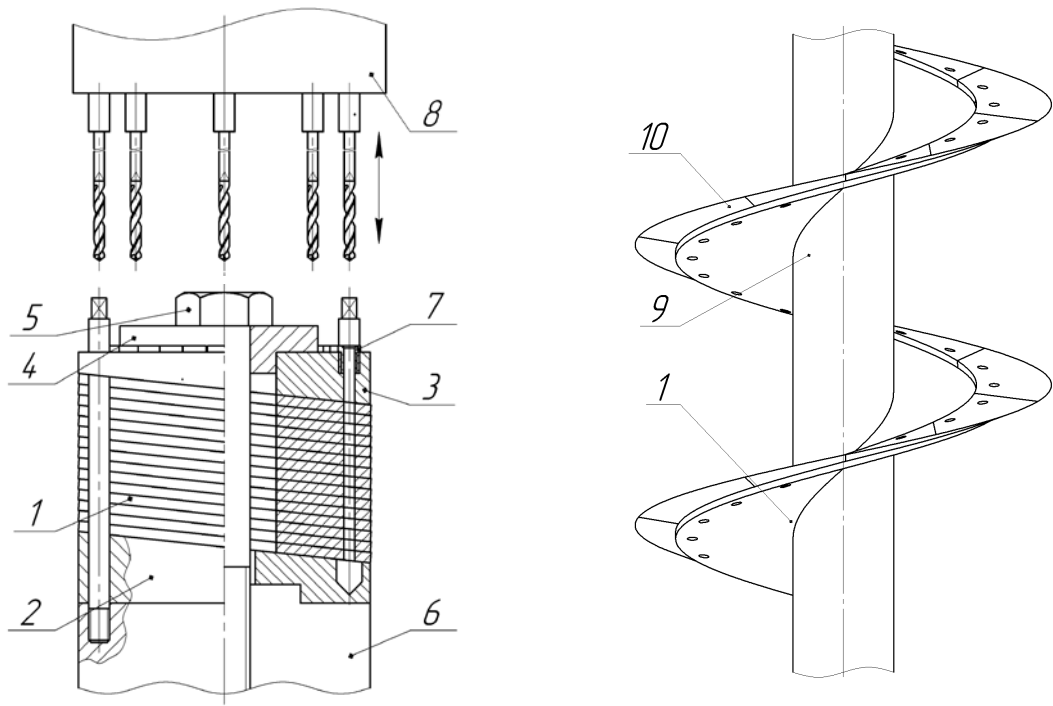


Рис. 5.1. Послідовність технологічних операцій та для виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею



Рис. 5.2. Кондуктор для свердління спіралі шнека, навитою 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 зернового матеріалу при його транспортуванні

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

$$V = \omega R, \quad (5.1)$$

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 [27]. 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 стенду.

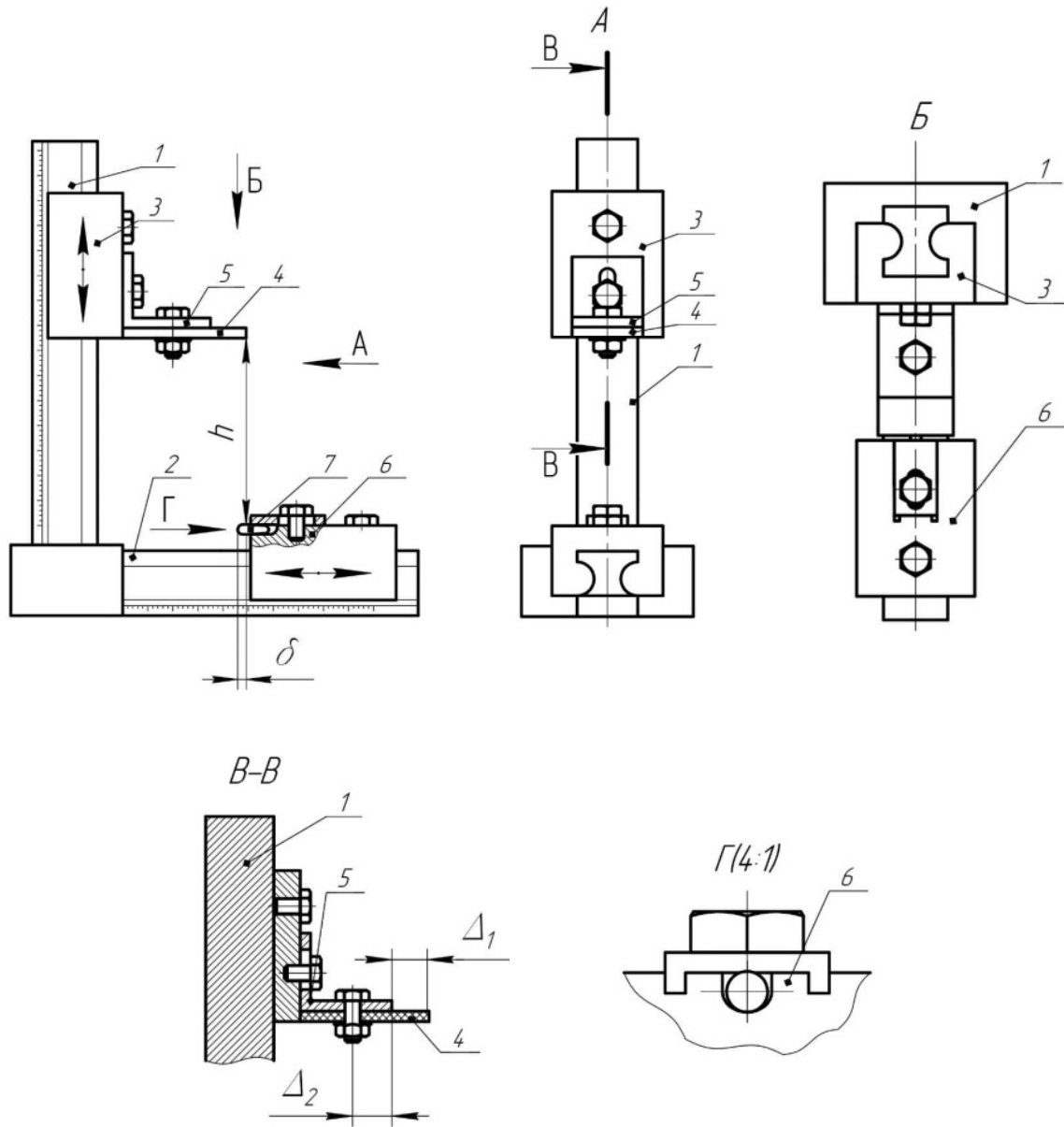


Рис. 5.7. Стенд для дослідження ступеня пошкодження зернового матеріалу

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 сільськогосподарського виробництва.

5.3. Економічна ефективність виконаних розробок

Розроблена та виготовлена експериментальна установка гвинтового конвеєра з секційним еластичним робочим органом проходила виробничі випробовування на підприємстві ТЗОВ „Універст” ЛТД м.Тернопіль, яке займається підготовкою до серійного виробництва даних типів конвеєрів.

При проведенні досліджень застосовувались технічні рішення, які захищені патентами України на корисні моделі: № 80414 (Спосіб виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею); № 81469 (Стенд для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів); № 101095 (Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею); № 119856 (Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею); № 108782 (Установка для дослідження шнека з еластичною гвинтовою поверхнею).

Виготовлена на базі даних розробок установка для дослідження шнека з еластичною гвинтовою поверхнею обладнана привідним електродвигуном з потужністю 2,2 кВт та частотою обертання ротора 950 об/хв.

Також було виготовлено дві направляючих труби з бункерами. Внутрішні діаметри направляючих труб: 100 мм і 120 мм.

Кут нахилу шнекових робочих органів в направляючих трубах за допомогою регульованих (з подальшою фіксацією) кронштейнів змінювався у межах $0...45^{\circ}$.

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

Кріплення еластичних пластин до жорсткої основи шнека, на якій по гвинтовій лінії рівномірно виконано отвори, здійснювалось за допомогою болтових з’єднань з напівкруглими головками.

Експериментальні дослідження проводились при транспортуванні зернового матеріалу при частотах обертання робочого органу 200...500 об/хв та кутах його нахилу до горизонту $0^{\circ}...40^{\circ}$.

Технологічний процес якісно виконувався при зміні повного діапазону конструктивних і кінематичних параметрів розробленого шнекового робочого органу з секційною еластичною гвинтовою поверхнею.

Явних пошкоджень зернового матеріалу після багатократного його переміщення в технологічному руслі шнека не спостерігалось.

Для забезпечення надійності роботи конвеєра необхідно вдосконалити спосіб кріплення еластичних секцій до жорсткої основи шнека.

Виробничі випробування також здійснювались на ТзОВ АП “Колос-2” (м. Тереовля, Тернопільської області).

При вартості зерна пшениці в межах 5000-5500 грн/т зернозбиральні комбайни фірми “Claas” збирають зернові з площі понад 100 га при врожайності зерна пшениці близько 100 ц/га.

Враховуючи те, що травмування зерна, лише вивантажувальними шнеками, 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 близько 25 тис. грн. при роботі одного зернового комбайну.

5.4. Висновки до п'ятого розділу

У п'ятому розділі наведено технологію виготовлення секційного еластичного шнека, напрямки подальших досліджень та економічну ефективність виконаних розробок.

Спосіб виготовлення шнекового робочого органу, адаптованого для його кріплення з еластичними накладками, полягає у попередній навивці смуги на ребро, з подальшим свердлінням кріпильних отворів, в розробленому кондукторі та калібруванням основи шнека з її подальшою фіксацією до основи валу.

Запропоновано способи кріплення еластичної спіралі та її секцій до основи гвинтового ребра шнека.

Наведені напрямки подальших досліджень з питань зменшення ступеня пошкодження зернового матеріалу при його транспортуванні, а також запропоновано конструкцію стенду для дослідження ступеня пошкодження зернового матеріалу.

Наведено орієнтовний розрахунок економічної ефективності виконаних розробок.

Встановлено, що, за мінімальними підрахунками, економічний ефект становитиме близько 25 тис. грн. при роботі одного зернового комбайну типу "Claas", які збирають зернові з площі понад 100 га при врожайності зерна пшениці близько 100 ц/га при вартості зерна пшениці в межах 5000-5500 грн/т.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі вирішено науково-прикладне завдання, яке полягає у підвищенні функціональних та експлуатаційних показників процесу транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів шляхом розроблення нових конструкцій шнеків із секційною робочою еластичною поверхнею та обґрунтування їх конструктивних, силових і технологічних параметрів.

2. На основі виведених аналітичних залежностей обґрунтовано раціональні параметри взаємодії еластичних секцій шнека з зерновим матеріалом форми півсфера-конус. Встановлено, що максимальний вплив на значення осьової N_o та колової N_k сил має модуль пружності еластичної секції. Далі за інтенсивністю впливу на величину N_o є початковий кут взаємодії еластичної секції з поверхнею зернини ($\alpha_n = 6...14^\circ$); довжина консольного виступу еластичної секції ($l = 0,024...0,032$ м) та кут нахилу основи шнека ($\beta_z = 10...30^\circ$) до центральної осі.

3. Встановлено, що під час транспортування зернового матеріалу з різним співвідношенням осей еліпсоїда, ймовірність заклинювання буде більшою для відносно довгих зернин. Зусилля тиску на зернину в найбільш навантаженому положенні виникає тоді, коли секція максимально деформована. Іншим фактором, що зменшує контактні навантаження, є деформація секції у місці заклинювання.

4. На основі теоретичного аналізу характеру руху потоку зернового матеріалу в зоні між сусідніми секціями, що перекриваються між собою встановлено, що збільшення коефіцієнтів тертя по поверхнях шнека μ_1 та кожуха μ_2 призводить до зменшення часу t_n та шляху l_n вільного руху частинок потоку сипкого матеріалу. Зростання величини кута ξ від 10° до 30° спричиняє зменшення l_n у 4,2 рази, а t_n - у 3,1 рази. Зміна частоти обертання робочого органу n від 200 до 800 об/хв призводить до збільшення l_n у 5 разів. Зростання величини підйому h зовнішньої лопаті від 0,5 до 3,5 мм спричиняє збільшення

l_n в 1,24 рази, а t_n в 1,14 рази. Зміна величини кута нахилу краю зовнішньої еластичної секції ξ_1 від 25° до 45° призводить до збільшення l_n у 3,53 рази, а t_n у 3,16 рази.

5. Розроблені конструкції гвинтових робочих органів з секційною еластичною поверхнею, стендове обладнання та експериментальна установка з використанням перетворювача частоти Altivar 71 та програмного забезпечення Power Suite v.2.5.0 дозволили здійснити комплекс експериментальних досліджень. В процесі проведення експериментальних досліджень змінними факторами були: частота обертання робочого органу (n , об/хв.); кут його нахилу до горизонту (α , град); величина зазору між шнеком і кожухом (Δ мм).

6. Наведено результати експериментальних досліджень з визначення впливу на величину деформації еластичної секції Δ_n її ширини B_n , величини консольного виступу h_n та маси мірних вантажів m_{cp} . Залежності переважно мають лінійний характер. Причому для $h_n = 10 \dots 25$ мм збільшення B_n від 5 до 25 мм призводить до зростання величини навантаження для $\Delta_n = 2 \dots 8$ мм – у 4,3...5,9 разів.

При визначенні ступеня травмування зернового матеріалу T встановлено, що при застосуванні еластичних секцій у порівнянні з жорстким шнеком для $n = 100 \dots 400$ об/хв T зменшується в 1,55...3,0 рази, а при зміні $\alpha = 0 \dots 40^\circ$ для шнека з еластичними накладками T зменшується в 1,63...4,0 рази.

7. На основі проведеного багатофакторного експерименту отримано регресійну залежність з визначення потужності P на привод гвинтового конвеєра. Домінуючим фактором, який впливає на величину потужності на привод гвинтового конвеєра, є частота обертання робочого органу n . Далі за інтенсивністю впливу є величина кута нахилу шнека до горизонту α . Найменший вплив на зміну величини потужності P на привод конвеєра має величина зазору Δ між еластичними шнеком і кожухом.

8. Аналіз секундної 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 $1,25 \dots 1,27$ разів, а для жорстких шнеків (для $\Delta = 4$ мм) – у $1,27 \dots 1,31$ рази.

Загальна тенденція зміни секундної продуктивності гвинтового конвеєра Q від кутів $\alpha = 0 \dots 60^\circ$ для $n = 450$ об/хв показує, що значення Q зменшується при збільшенні кута α . Причому інтенсивність падіння Q суттєво збільшується після значення кута $\alpha = 30^\circ$.

Для шнеків із еластичними поверхнями (для $\Delta = 0$ мм) при збільшенні внутрішнього діаметра кожуха від 100 до 120 мм, у діапазоні кута нахилу робочого органу до горизонту $\alpha = 0 \dots 30^\circ$, продуктивність процесу транспортування зростає в $1,28 \dots 1,29$ разів, а для жорстких шнеків (для $\Delta = 4$ мм) – у $1,28 \dots 1,33$ рази.

9. Наведено технологію виготовлення основи еластичного шнека, напрямки подальших досліджень та економічну ефективність виконаних розробок. Розроблено спосіб виготовлення еластичного шнекового робочого органу. Запропоновано конструкцію стенду для дослідження ступеня пошкодження зернового матеріалу. Встановлено, що, за мінімальними підрахунками, економічний ефект становитиме близько 25 тис. грн. при роботі одного зернового комбайну типу “Claas”, який збирає зернові з площі понад 100 га при врожайності зерна пшениці близько 100 ц/га та її вартості в межах 5000-5500 грн/т.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Завантажувальний пристрій до причепів //Техніка АПК. -1997. -N2. - С. 19-20.
2. Алимов О.Д. Теория вертикальных шнековых механизмов / О.Д.Алимов, В.К.Манжосов, М.Т.Мамасаидов.- Фрунзе: Илим, 1978.- 186с.
3. Акопян А.В., Заславський А.А. Геометрические свойства кривых второго порядка.- М.: МЦНМО, 2007.- 136с.
4. Артюхин Ю.П. Произвольный изгиб консольного стержня консервативной силой / Казань. Физико-математические науки, Том.155.-кн.2.- 2013.- С.144-157.
5. Бойко А.І., Куликівський В.Л. Дослідження контактної взаємодії зерна в зазорі “виток-кожук” шнекових живильників зерноочисних машин // Науковий вісник НУБіПУ.- К.: Ред-вид. Відділ НУБіПУ, 2011.- Вип.166: Техніка та енергетика АПК.- ч.1- С.267-274.
6. Бойко А.І., Савченко В.М., Куликівський В.Л. Визначення зусиль, що діють на периферійну частину витка шнека// Сільськогосподарські машини: Зб. накл. Статей.- Луцьк: Ред-вид.відділ ЛНТУ, 2011.- Випуск 21.- Т.1.- С.15-26.
7. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины. -М.: Машиностроение, 1989. -536с.
8. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. -К.: Изд. УСХА, 1960. -216с.
9. Васильків В.В, Гевко М.Р. Класифікація робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів// Збірник наукових статей Вінницького національного аграрного університету "Сільськогосподарські машини".- Вінниця: ВНАУ. - 2012. – Випуск 11 т.2.(66) - С.117-121.
10. Вітровий А.О., Гевко Р.Б. Силовий аналіз робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра // Збірник наукових статей Луцького державного технічного університету "Сільськогосподарські машини".- Вип. 4.- Луцьк: Видавництво ЛДТУ. -1998.- С.34-36.

11. 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.

12. Гевко Б.М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин: Дис...д-ра техн. наук: 05.05.11 - Ростов-на-Дону, 1987.- 450с.

13. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин.- Львов: Выща школа. Изд-во при Львовском университете, 1989.- 176с.

14. Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М. та ін. Механізми з гвинтовими пристроями.- Львів : Світ, 1993.- 208с.

15. Гевко І.Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: Дис. д-ра. тех. наук: 05.02.02.- Національний університет “Львівська політехніка”, 2013.- 322 с.

16. 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.

17. Гевко Р.Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія / Р.Б.Гевко, А.О.Вітровий, А.І.Пік.- Тернопіль: Астон, 2012.- 204 с.

18. Гевко Р.Б. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій та ін. - Тернопіль: Осадца Ю.В., 2018.- 180 с.

19. Гевко Р.Б. Методика проведення досліджень шнекового транспортера із запобіжним пристроєм / Р.Б. Гевко, О.М. Клендій // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей. – Випуск 24. – Луцьк: Ред.- вид. Відділ Луцького НТУ, 2013. – С. 67 – 75.

20. Гевко Р.Б. Результати лабораторних досліджень еластичного секційного шнека / Р.Б. Гевко, С.З. Залуцький, Б.В. Погрішук, О.М. Клендій, Н.В.Добіжа // Вісник інженерної академії України.- Київ, 2017.-№ 3.- С.245-250.

21. Гевко Р.Б. Напрямки зниження пошкодження сипких матеріалів при їх транспортуванні гвинтовими робочими органами конвеєра / Р.Б. Гевко, С.З. Залуцький // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей.- Луцьк: Ред-вид. відділ ЛНТУ, 2014.- Випуск 24.- С. 75-81.

22. Гевко Р.Б. Розробка конструкції та технологія виготовлення шнекового робочого органу з еластичною поверхнею / Р.Б. Гевко, С.З. Залуцький, М.Р. Гевко // Вісник інженерної академії України.- Київ, 2014.- № 1.- С. 152-159.

23. Гевко Р.Б. Розробка конструкції шнека з еластичною гвинтовою поверхнею та результати її експериментальних досліджень / Р.Б. Гевко, С.З. Залуцький // Вісник інженерної академії України.- Київ, 2015.- № 1.- С. 241-246.

24. 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.

25. 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.

26. 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.

27. Гевко Р.Б. Стенд для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів. Патент № 81469 Україна, МПК G01N 3/00, A01C 1/00 // Р.Б. Гевко, С.З. Залуцький, А.О. Вітровий; заявник і власник

Тернопільський національний економічний університет.- заявка № у 201302116; заявл. 20.02.2013; опубл. 25.06.2013, Бюл. № 12.

28. Гевко Р.Б. Установка для дослідження шнека з еластичною гвинтовою поверхнею Патент № 108782 Україна, МПК G65N 3/00, B65G 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 № у 201601953; заявл. 29.02.2016; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14.

29. Гевко Р.Б. Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею. Патент.- № 119856 Україна, МПК B65G 33/26, B65G 33/16. // Р.Б. Гевко Р.Б., І.Г. Ткаченко І.Г., С.З. Залуцький, В.В. Градовий В.В.; заявники і власники Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Залуцький С.З., Градовий В.В.- заявка № у 201704151; заявл. 26.04.2017; опубл. 10.10.2017, Бюл. № 19.

30 . 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 № у201111551. Заявл. 29.09.2011. Опубл. 12.03.2012. Бюл.№5.

31. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. Л.: Машиностроение, 1975. -280с.

32. Григорьев А.М., Преображенский П.А. Теория, расчёт и эксплуатация односпирального гибкого конвейера.- К.: Знание, 1969. -128с.

33. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры.- М.: Машиностроение, 1972. - 184с.

34. Груздев И.Э., Мирзоев В.Г., Янков В.И. Теория шнековых устройств.- Л.: Машиностроение, 1987. -164с.

35. Грудовий Р.С. Обґрунтування конструкцій і параметрів робочих органів шнекових транспортерів зерна: Дис...канд. тех. наук: 05.05.11.- Вінниця: ВНАУ.- 2013.- 157 с.

36. Гуляев В.И. Упругое деформирование, устойчивость и колебания гибких криволинейных стержней. -К.: Наукова думка, 1992. -344с.

37. 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.

38. Дідух В.Ф., Панасюк С.Г. Основи збереження сільськогосподарської продукції. Навчальний посібник. Луцьк, НТУ: «Вежа- Друк», 2016. – 172 с.

39. ДСТУ 3768:2009. Пшениця. Технічні умови. – К.: Держспоживстандарт України, 2009. – 12 с.

40. ДСТУ 4397:2005. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. - К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 15 с.

41. Жермен П. Курс механики сплошных сред: Пер. с франц. -М.: Высшая школа, 1983. -400с.

42. Залуцький С.З. Методика та результати експериментальних досліджень шнекових робочих органів з еластичною гвинтовою поверхнею/ С.З.Залуцький // Вісник інженерної академії України. – Київ, 2016.- № 1. - С.159-162.

43. Залуцький С.З. Визначення зусиль деформації еластичної лопаті шнека при її взаємодії із зерновим матеріалом // Вісник інженерної академії України / С.З. Залуцький, Ю.Б. Гладько, Р.Б. Гевко, Б.В. Погрішук.- Київ, 2017.- № 2.- С.13-19.

44. 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.

45. 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.

46. 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.

47. 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.

48. 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.

49. 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.

50. 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.

51. 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.

52. 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.

53. 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.

54. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов.- М.: Машиностроение, 1973.- 220с.

55. Зенков Р.Л. Машины непрерывного транспорта / Р.Л. Зенков, Н.И. Ивашков Н.И., Колобов Л.И..- М.: Машиностроение, 1987. -320с.

56. Зуев Ф.Г. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий / Ф.Г. Зуев, Н.А. Лотков, А.И. Полухин.- М.: Колос, 1978.– 264 с.

57. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин.- К.: Выща школа. -1988. -426с.

58. Капаціла Ю.Б. Розробка і дослідження технологічних процесів багатофункціональних агрегатів для кормовиробництва: Дис канд. техн. наук: 05.05.11.- Луцьк, ЛДТУ.- 1999.- 138 с.

59. Клендій О.М. Обґрунтування параметрів запобіжних муфт гвинтових конвеєрів: Дис...канд. техн. наук: 05.02.02.- Львів, Національний університет “Львівська політехніка”, 2015.- 142 с.

60. Клендій М.Б. Обґрунтування параметрів перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра: Дис...канд. техн. наук: 05.05.05.- Тернопіль, ТДТУ.- 2007.-137 с.

61. Кузнецов В.В. Степень повреждения семян при послеуборочной обработке (на зерноочистительных машинах) / В.В.Кузнецов // Селекция и семеноводство.- 1978.- №6.- С.70-71.

62. Куликівський В.Л. Методика експериментальних досліджень ефективності роботи та довговічності гвинтового робочого органу транспортера // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн.зб.- Кіровоград: КНТУ, 2011.- Вип.412, ч.1.- С.433-438.

63. Куликівський В.Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищенням

ресурсом для зерноочисних машин: Дис. канд. техн. наук: 05.05.11.- Вінниця, ВНАУ.- 2012.-152с.

64. Куликівський В.Л., Палійчук В.К., Боровський В.М. Дослідження процесу травмування зерна гвинтовим конвеєром // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Житомирський національний агроекологічний університет, 2016, вип..46.- С.160-165.

65. Конвейеры: Справочник / Р.А. Волков, А.Н. Гнутов и др. Под общ. ред. Ю.А. Пертена.- Л.: Машиностроение, 1984.- 367с.

66. Корн И., Корн Т. Справочник по математике: Пер. с англ. -М.: Мир, 1970. -540с.

67. Крап Л.И. Обработка и хранение семенного зерна.- М.: Колос, 1974.- 128с.

68. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины. - М.: Агропромиздат, 1981.- 272с.

69. Крисоватий А.І. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею. Патент № 101095 Україна, МПК В65G 33/26, В65G 33/16 // А.І. Крисоватий, С.З. Залуцький, І.Г. Ткаченко, М.В. Градова; заявники і власники Крисоватий А.І., Гевко Р.Б., Залуцький С.З., Ткаченко І.Г., Градова М.В.- заявка № u 201502180; заявл. 12.03.2015; опубл. 25.08.2015, Бюл. № 16.

70. Курницкий Б.Я. Оптимизация вокруг нас.- Л.: Машиностроение, 1989.- 144с.

71. Куцин Л.М., Омельченко А.А. Определение скорости вращения вертикального транспортера // Тракторы и сельхозмашины, 1973.-№3.- С.29-30.

72. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин.- М.: Высшая школа, 1985.- 274с.

73. Лещук Р.Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів. Дис...канд. техн. наук: 05.02.02.- Львів, ЛНТУ “Львівська політехніка”.- 2004.-148с.

74. Ловейкін В.М., Рогатинська О.Р. Вибір раціональних параметрів та

режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету.- Вінниця: ВДАУ, 2005.- Вип..23.- С.181-195.

75. Любін М.В., Цуркан О.В., Токарчук О.А. Визначення довговічності полімерних матеріалів при транспортуванні сільськогосподарських вантажів// Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка.- 2010.- Випуск 100.- С.215-222.

76. Матухно Н.В. Шнекові транспортні органи зернозбиральних комбайнів // Науковий вісник: Зб. наук. праць Нац. агр. ун-ту, вип. 9. –К.: НАУ, 1998.- С. 256–260.

77. Маркеев А.П. Динамика тела, соприкасающегося с твёрдой поверхностью. - М.: Наука, 1992. -336с.

78. Математика и САПР / В 2-х кн. Кн. 1. Шенен П., Коснар М., Гардан Н. и др. Пер. с франц. -М.: Мир, 1988. -204с.

79. Математическая теория оптимальных процессов /Пентрегин Л.С., Болтенский В.Г., Гамирелидзе Е.Ф. и др. -М.: Наука, 1969. -231с.

80. Машины непрерывного транспорта /Под ред. В.И.Плавинского.- М.: Машиностроение, 1969.- 719с.

81. Мейз Дж. Теория и задача механики сплошных сред: Пер. с англ.- М.: Мир.- 1974.- 320с.

82. 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.- 448с.

83. Мерчалова М.Е. Снижение травмирования зерна пшеницы за счет совершенствования технологического процесса его послеуборочной обработки / М.Е.Мерчалова: Автореф...канд. техн. наук.- Воронеж: ВГАУ, 1992.- 23с.

84. Михайлов С.Н., Преображенский П.А. Влияние угла наклона заборного участка гибкого шнека на его производительность//Труды КХТИ им. С.М.Кирова, вып. 37. -1968. -С. 30-34.

85. Михайлов С.Н., Вацагин К.Д., Труфанов А.А. Течение вязкой жидкости в односпиральном гибком шнеке //Труды КХТИ им. С.М.Кирова, вып. 39, ч.II. -1969. -С.44-46.

86. Ногин В.Д., Протодяконов Н.О., Євлампиев И.И. Основы теории оптимизации.- М.: Высш. шк., 1986. -146с.

87. Олексишин О.В. Підвищення надійності роботи гнучких трубних конвеєрів // Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка.- 2011.- Випуск 114.- С.147-152.

88. Омельченко А.А., Ткач Б.Д. Довідник по механізації тваринницьких і пташиних ферм і комплексів. -К.: Урожай, 1982. -271с.

89. О мощности, потребляемой односпиральным гибким шнеком при перемещении порошкообразных и мелкозернистых материалов на горизонтальной трассе транспортирования /Михайлов С.Н., Вацагин К.Д., Труфанов А.А. //Спирально-винтовые транспортёры (гибкие шнеки) и смесители. Сб. статей, -Казань, -1970. –С.24-26.

90. Орлов В.П. Инженерные решения многократериальных задач. -М.: Наука, 1982. -257с.

91. Павлова І.О., Гевко Р.Б. Визначення контактних напружень в шарнірних елементах гнучкого валу// Науковий вісник Національного аграрного університету. - № 80.- НАУ, 2005.- С.338-343.

92. Паламарчук І.П., Любін М.В., Токарчук О.А. Динамічні навантаження коливального характеру в гнучких спірально-фасонних конвеєрах поступального руху // Вібрації в техніці та технологіях.- 2010.- №1 (57).- С. 46-48.

93. Панченко А.Н. Повышение работоспособности бункеров послойного распределения сыпучих связных материалов сельскохозяйственных и мелиоративных машин.- Днепропетровск: Днепропетр. гос. агр. ун-т., 1995.-52с.

94. Пік А.І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах: Дис. канд. техн. наук: 05.20.01.- Луцьк, 1999.- 149 с.

95. Пилипець М.І. Розробка і дослідження гнучких гвинтових конвеєрів: Дис...канд. техн. наук: 05.20.04.- Тернопіль, 1993.- 269 с.

96. Пилипець М.І., Вітровий А.О. Розрахунок параметрів спіралей шнеків гнучких гвинтових конвеєрів // Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". – Том 4.- Київ: Видавництво НАУ. -1998.- С. 245-247.

97. Погорелый Л.В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственных машин.- К.: Техника, 1981.- 176 с.

98. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980.- 326 с.

99. Попов Е.П. Теория и расчет гибких упругих стержней.- М.: Наука, 1986.- 296с.

100. Преображенский П.А. Транспортирование порошкообразных и мелкозернистых материалов гибким шнеком: Автореф. дис...канд. техн. наук: 05.20.04. / Казань: КХТИ им. С.М.Кирова, 1964. -26с.

101. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в 3-х томах. Том 2. Под. ред. И.А.Биргенра и Я.Г.Пановко. М.: "Машиностроение", 1968.- 463 с.

102. Прочность. Устойчивость. Колебания: Справочник. В 3 т. /Под ред. Биргера И.А. и Пановко Я.Г. М., 1968. -Т.1: Машиностроение.- 457 с.

103. Радик Д.Л. Підвищення надійності роботи завантажувальних пристроїв гвинтових конвеєрів // Тези доповіді науково-технічної конференції.- Тернопіль: ТПІ, 1992.- С. 32.

104. Рогатинська О.Р. Обґрунтування параметрів навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів: дис.... канд. техн. наук: 05.05.05 - Тернопіль, ТДТУ.- 2006.- 167 с.

105. Рогатинський Р.М. Дослідження напружено-деформівного стану гвинтових робочих органів // Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування".- Том 1.- Київ: Видавництво НАУ. -1997.- С. 34-39.

106. Рогатинський Р.М. Дослідження процесів транспортування вантажів мобільними гвинтовими конвеєрами // Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування". -Том 1. -Київ: Видавництво НАУ. -1997. -С. 69-73.

107. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва: Дис...докт. техн. наук: 05.20.04.- К.,1997. -425с.

108. Рогатинський Р.М. Теоретичне обґрунтування процесів транспортування сільськогосподарських матеріалів шнековими механізмами // Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Сучасні проблеми сільськогосподарського машинобудування".- Том 1.- Київ: Видавництво НАУ.- 1997.- С. 19-21.

109. Розум Р.І. Обґрунтування параметрів перевантажувального патрубку гвинтового конвеєра: Дис...канд. техн. наук: 05.05.11.- Тернопіль: ТДТУ, 2005.- 157 с.

110. Серілко Д.Л. Розрахунок параметрів живильників горизонтальних гвинтових конвеєрів / Д. Л. Серілко, Л. С. Серілко, В. О. Щурик // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Рівне : НУВГП, 2014. Вип. 4(68). – С. 300-307.

111. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.- 2-е изд. - Киев: Наукова думка, 1988.- 736с.

112. Тарасенко А. П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке / А. П. Тарасенко. – Воронеж: ФГОУ ВПО ВГАУ, 2003.- 331 с.

113 Тарасенко О.П., Герук С.М., Грудовий Р.С. Вплив технологіко-конструкційних параметрів на зношування шнекових робочих органів та травмування зерна // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК.– К., 2011. – Вип. 166, Ч. 1.- С. 218–224.

114. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин / Е.С.Босой,

О.В.Верняев, И.И.Смирнов, Е.Г.Султан-Шах.- М.: Машиностроение, 1978.- 568 с.

115. Токарчук О.А. Обґрунтування параметрів скребкових робочих органів транспортерів-змішувачів концентрованих кормів: Дис. канд. техн. наук: 05.05.11.- Вінниця, 2014.- 155 с.

116. Хайлис Г.А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. - К.: Изд-во УСХА, 1992.- 240 с.

117. Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции.- М.: Машиностроение, 1977.- 478 с.

118. Чернега В.И., Мазуренко И.Я. Краткий справочник по грузоподъёмным машинам. -К.: Техника, 1981.- 360 с.

119. Штремель Т.Х. Грузоподъёмные машины.- М.: Высш. школа, 1980.- 304 с.

120. Янчин С.К., Обертышев А.И. Коэффициент заполнения винтовых транспортёров // Механизация и электрификация сельского хозяйства.- 1970. - №3.- С. 40-41.

121. Эйдерман Б.А. Закономерности формирования грузопотока и энергозатрат на скребковых конвейерах.- М.: Наука, 1984.- 133 с.

122. Gill, David R., Conveying strategies: Determining the characteristics or parameters for a flexible screw conveyor, Food Processing, March 2002.

123. Gill, David R., The most efficient distance between two points article, Paint & Coatings Industry; Aug. 2002, Vol. 18 Issue 8, p 64.

124. Uchida K., Okamoto K. Measurement of powder flow in a screw feeder by x-ray penetration image analysis // Measurement Science and Technology. 2006. V. 17. P. 419-426.

125. Uchida K., Okamoto K. X-ray visualisation of powder flow in a screw feeder for different shaped screws // Journal of Visualisation. 2007. V.10.4. P.347-348.

126. Uchida K., Okamoto K. Measurement technique on the diffusion coefficient of powder flow in a screw feeder by X-ray visualization // Powder Technology. 2008. V.187. I.2. P.138-145.

127. United States Patent 4,364,831. CHIP CONVEYOR. Filed: Dec. 15.1980. Date of publication of application: 21.12.83.

128. United States Patent 4,356,910. EXTENDABLE AUCER. Filed: Jbn. 28.1980. Date of publication of application: Nov.2.1982.

129. European Patent O 096 673 A2. Device for the transfer of material between a substantialli horizontal and substantialli vertical borew conveyor. Date of filing: 03.06.83. Date of publication of application 21.12.83.

130. European Patent O 005 498 A1. Sectional conveyor chain for granulated and/or powdered materials, particularly for fodders. Date of filing: 08.05.79. Date of publication of application 28.11.79.

131. Deutsches Patentamt. DE 3021115 A1. B 65 G 33/16. Fordereinrichtung, insbesondere fur trockene Forderguter. Anmeldetag: 4.6.80. Offentegungstag 12.12.81.

132. Deutsches Patentamt. DE 30 18 929 A1. Biegsne Schnecke fur Schneckenforderer. Anmeldetag: 17.10.79. Offentegungstag 26.11.81.

133. Europaische Patentanm e ldung. O 187 889 A1. Schneckenfurdervorrichtung. Anmeldetag: 16.4.85. Offentegungstag: 23.07.86.

134. Japan patent. JP 55093715A. B65G33/16; B65G33/26. Articulated screw conveyor in bent pipe or ushaped groove. 16.07.1980.

135. Japan patent. JP 55093715A. B65G33/16; B65G33/26. Flexible screw conveyor. 25.01.2008.

136. Hevko R.B., Klendiy O.M.- The investigation of the process of a screw the conveyer safety device actuation, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 42, no. 1/2014, pg. 55-60, Bucharest, Romania.

137. Hevko R.B., Dzyura V.O., Romanovsky R.M. – Mathematical model of the pneumatic-screw conveyor mechanism operation, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 44, no. 3/2014, pg. 103-110, Bucharest, Romania.

138. 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, vol.46, no.2/2015, pg.133-138, Bucharest, Romania.

139. Hevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. (2016) – *Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer*, INMATEH: Agricultural engineering, vol.48, no.1, pg.29-34, Bucharest, Romania.

140. Hevko R.B., Rozum R.I., Klendiy O.M. (2016) – (2016) – *Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors*, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pg.89-94.

141. Hevko R. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material/ R.Hevko, Y.Dzyadykevych, I.Tkachenko, S.Zalutskyi // *Scientific Journal of the Ternopil National Technical University*.- 2016.- №81(1).- pg.77-87.

ДОДАТКИ

Програма обчислень руху потоку сипкого матеріалу на мові Delphi

```

unit Unit1;

interface

uses
    Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,
    Dialogs, StdCtrls, ExtCtrls, TeEngine, Series, TeeProcs, Chart, ComCtrls, Math,
    CheckLst;

type
    TForm1 = class(TForm)
        PageControl1: TPageControl;
        TabSheet1: TTabSheet;
        TabSheet2: TTabSheet;
        TabSheet3: TTabSheet;
        Chart1: TChart;
        Series1: TLineSeries;
        Series2: TLineSeries;
        Series3: TLineSeries;
        Series4: TLineSeries;
        LabeledEdit1: TLabelledEdit;
        LabeledEdit2: TLabelledEdit;
        LabeledEdit3: TLabelledEdit;
        LabeledEdit4: TLabelledEdit;
        LabeledEdit5: TLabelledEdit;
        Button1: TButton;
        LabeledEdit6: TLabelledEdit;
        LabeledEdit7: TLabelledEdit;
        LabeledEdit8: TLabelledEdit;
        Edit1: TEdit;
        CheckBox1: TCheckBox;
        Series5: TLineSeries;
        Series6: TLineSeries;
        LabeledEdit9: TLabelledEdit;
        Series7: TLineSeries;
        Edit2: TEdit;
        Label1: TLabel;
        Edit3: TEdit;
        LabeledEdit10: TLabelledEdit;
        Chart2: TChart;
        LineSeries1: TLineSeries;
        LineSeries2: TLineSeries;
        LineSeries3: TLineSeries;
        LineSeries4: TLineSeries;
        LineSeries5: TLineSeries;
        LineSeries6: TLineSeries;
        LineSeries7: TLineSeries;
        CheckListBox1: TCheckListBox;
        CheckListBox2: TCheckListBox;
        Label2: TLabel;
        Label3: TLabel;
        LabeledEdit11: TLabelledEdit;
        LabeledEdit12: TLabelledEdit;
        LabeledEdit13: TLabelledEdit;
        Series8: TLineSeries;
        Series9: TLineSeries;
        TabSheet4: TTabSheet;
        Chart3: TChart;
        LineSeries8: TLineSeries;
        LineSeries9: TLineSeries;
    end;

```

```

    LineSeries10: TLineSeries;
    LineSeries11: TLineSeries;
    LineSeries12: TLineSeries;
    LineSeries13: TLineSeries;
    LineSeries14: TLineSeries;
    LineSeries15: TLineSeries;
    TabSheet5: TTabSheet;
    Memo1: TMemo;
    Button2: TButton;
    Button3: TButton;
    OpenDialog1: TOpenDialog;
    SaveDialog1: TSaveDialog;
    Label4: TLabel;
    Label5: TLabel;
    Label6: TLabel;
    Label7: TLabel;
    Series10: TLineSeries;
    CheckBox2: TCheckBox;
    Button4: TButton;
    LabeledEdit14: TLabeledEdit;
    Label8: TLabel;
    Label9: TLabel;
    LabeledEdit15: TLabeledEdit;
    procedure FormCreate(Sender: TObject);
    function Convert:boolean;
    procedure Button1Click(Sender: TObject);
    procedure LabeledEdit5Change(Sender: TObject);
    procedure Chart1DbClick(Sender: TObject);
    procedure Chart2DbClick(Sender: TObject);
    procedure Chart3DbClick(Sender: TObject);
    procedure Button2Click(Sender: TObject);
    procedure Button3Click(Sender: TObject);
    procedure Button4Click(Sender: TObject);
private
    { Private declarations }
public
    { Public declarations }
end;

var
    Form1: TForm1;
    R, Gamma, Gamma_L, Mu1, Mu2, omega, Nu0, Teta0: extended;
    tmax, dt, t, g, h_s : extended;
    Teta_F, Teta_End, Zv, Nomer :extended;
    vz,z,xx,yy,vx,vy,Zmax,Zvyh,Deltaz:extended;
    A1,A2,B1,B2,C1,C2,D1,D2,N1,N2:extended;
    P1,P2,Q,Beta,Alpha,Dil,tau:extended;
    first,second:boolean;
implementation

{$R *.dfm}
const rad=180/pi;
      gt=9.81;
type
    ar=array[1..10] of extended;

function TForm1.Convert:boolean;
var dani : boolean;
begin
    dani:=true;
    try
        R:=StrToFloat(LabeledEdit1.Text)/1000;
        gamma:=StrToFloat(LabeledEdit2.Text)/rad;
        gamma_L:=StrToFloat(LabeledEdit14.Text)/rad;
        h_s := StrToFloat(LabeledEdit15.Text)/1000;
        Mu1:=StrToFloat(LabeledEdit3.Text);

```

```

Mu2:=StrToFloat(LabeledEdit4.Text);
Omega:=StrToFloat(LabeledEdit5.Text)*pi/30.0;
tmax:=StrToFloat(LabeledEdit6.Text);
dt:=StrToFloat(LabeledEdit7.Text)/1000;
Nu0:=StrToFloat(LabeledEdit8.Text);
Alpha:=StrToFloat(LabeledEdit9.Text)/rad;
Teta0:=StrToFloat(LabeledEdit10.Text)/rad;
Dil:=StrToFloat(Edit2.Text);
Zmax:=StrToFloat(LabeledEdit11.Text)*2*pi;
Deltaz:=StrToFloat(LabeledEdit12.Text)/1000;
Teta_End:=StrToFloat(LabeledEdit13.Text)/rad+Zmax;
Memo1.Clear;
Memo1.Lines.Add('R='+FloatToStr(r));
Memo1.Lines.Add('gamma='+FloatToStr(gamma));
Memo1.Lines.Add('Mu1='+FloatToStr(Mu1));
Memo1.Lines.Add('Mu2='+FloatToStr(Mu2));
Memo1.Lines.Add('Omega='+FloatToStr(Omega));
Memo1.Lines.Add('Tmax='+FloatToStr(Tmax));
Memo1.Lines.Add('Nu0='+FloatToStr(Nu0));
Memo1.Lines.Add('Alpha='+FloatToStr(Alpha));
Memo1.Lines.Add('Teta0='+FloatToStr(Teta0));
Memo1.Lines.Add('Teta_End='+FloatToStr(Teta_End));
Memo1.Lines.Add('Teta_Obert='+FloatToStr(Zmax));
Memo1.Lines.Add('');
except
  ShowMessage('Невірні дані !');
  dani:=false;
end;
g := gt;
Convert:=dani;
end;

procedure ff(y:ar;var f:ar);
//Обчислення правих частин
{y - масив початкових значень (кінцевих на минулому етапі)
 f - масив значень похідних}
var fip:extended;
  A,Bc,Bs,C:extended;
begin
  Teta_F:=y[2];
  N2:=R*y[1]*y[1]+g*cos(y[2])*cos(Alpha);
  if (Teta_F<Teta_End) and first then {1}
  begin
    Nomer:=1;
    if (z<deltaz+zvyh) then zvyh:=z;
    if y[1]=0 then Beta:=90/rad
    else
      if y[1]>0 then
        Beta:=arctan(tan(gamma)*(Omega-y[1])/y[1])
      else
        Beta:=pi+arctan(tan(gamma)*(Omega-y[1])/y[1]) ;
    if Form1.CheckBox2.Checked then
      begin
        A:=Mu2*cos(gamma)*(cos(Beta+gamma)-Mu1*sin(Beta+gamma));
      end
    else
      begin
        A:=Mu2*(cos(Beta+gamma)-Mu1*sin(Beta+gamma));
      end;
    Bc:=Mu2*g*cos(Alpha)/R*cos(gamma)*(cos(beta+gamma)-Mu1*sin(beta+gamma));
    Bs:=0;
    C:=g/R*sin(Alpha)*cos(gamma)*(sin(gamma)+Mu1*cos(gamma));
    f[1]:=-A*y[1]*y[1]-Bc*cos(y[2])-Bs*sin(y[2])-C; // u_dot=
    f[2]:=y[1];
    f[3]:= R*tan(Beta)*f[1];
    f[4]:= tan(Gamma)*(Omega-y[1])*R;
  end;
end;

```

```

N2:=R*y[1]*y[1]+g*cos(y[2])*cos(Alpha);
begin
  N1:=(R*f[1]
    +Mu2*cos(beta)*(g*cos(y[2])*cos(Alpha)
    +R*f[2]*f[2]))/
    (sin(gamma)+Mu1*cos(gamma));
end;
end {частина при польоті на лопаті шнека}
else
begin {вільний польот з контактом по жолобу}
  N2:=R*y[1]*y[1]+g*cos(y[2])*cos(Alpha);
  if N2<0 then N2:=0;
  Beta:=arctan(y[3]/y[1]/R);
  if y[1]<0 then Beta:=Beta+pi;
  f[1]:=(-g * sin(y[2]) * cos(Alpha)-Mu2*N2*cos(Beta)) / R;
  f[2]:=y[1];
  f[3]:=-Mu2*sin(Beta)*N2-g*sin(Alpha);
  f[4]:=y[3];
  if f[4]<0 then f[3]:=0;
  Nomer:=2;
  N1:=0;
end;

end;

procedure RKN(n,m:integer;x,x1:extended;y:ar; var y1:ar);
{n - кількість рівнянь
 m - кількість інтервалів
 x - початкове значення аргумента
 x1 - кінцеве значення аргумента
 y - масив вхідних даних
 y1 - масив вихідних даних (результат)
}
//Метод Рунге-Кутта
var i,j:integer;
    k,f:ar;
    h:extended;
begin
  h:=(x1-x)/m; y1:=y;
  for j:=1 to m do
  begin
    ff(y,f);
    for i:=1 to n do
    begin
      k[i]:=h*f[i];
      y[i]:=y1[i]+k[i]/2
    end;
    x:=x+h/2;
    ff(y,f);
    for i:=1 to n do
    begin
      k[i]:=k[i]+2*h*f[i];
      y[i]:=y1[i]+h*f[i]/2
    end;
    ff(y,f);
    for i:=1 to n do
    begin
      k[i]:=k[i]+2*h*f[i];
      y[i]:=y1[i]+h*f[i]
    end;
    x:=x+h/2;
    ff(y,f);
    for i:=1 to n do
    begin
      y[i]:=y1[i]+(k[i]+h*f[i])/6;
      y1[i]:=y[i]
    end;
  end;
end;

```

```

    end;
    end;
end;

procedure TForm1.FormCreate(Sender: TObject);
begin
    Memo1.Clear;
    Edit1.Text:=FloatToStr(StrToFloat(LabeledEdit5.Text)*pi/30);
    Edit3.Text:=FloatToStr(StrToFloat(LabeledEdit5.Text)/60);
    CheckListBox1.Checked[0]:=true;
    CheckListBox1.Checked[1]:=true;
    CheckListBox1.Checked[4]:=true;
    CheckListBox1.Checked[5]:=true;
    CheckListBox2.Checked[2]:=true;
    CheckListBox2.Checked[3]:=true;
    CheckListBox2.Checked[6]:=true;
    CheckListBox1.Checked[7]:=true;
end;

procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
var yp,yk:ar;
    ttf, ztl, qtl, cog, cogl, sig, sigl, Z_t, Z_t0, Zzz,
    t_z0, t_poch, t_kinc, f_poch, f_kinc, Z_poch, Z_kinc, F_v, tang : extended;
    str : string;
    i, Z_tt : integer;
begin
    ttf:=0;
    Teta_F:=0;
    if not Convert then Exit;
    cog := cos(gamma);
    sig := sin(gamma);
    tang := tan(gamma);
    cogl := cos(gamma_1);
    sigl := sin(gamma_1);
    t:=0;
    z:=0;
    zvyh:=0;
    vz:=0;
    xx:=-R;
    yy:=0;
    yp[1]:=Nu0;
    yp[2]:=Teta0;
    yp[3]:=0;
    yp[4]:=0;
    N2:=1;
    Z_t0 := 0;
    Z_tt :=0;
    Chart1.Series[0].clear;
    Chart1.Series[1].clear;
    Chart1.Series[2].clear;
    Chart1.Series[3].clear;
    Chart1.Series[4].clear;
    Chart1.Series[5].clear;
    Chart1.Series[6].clear;
    Chart1.Series[7].clear;
    Chart2.Series[0].clear;
    Chart2.Series[1].clear;
    Chart2.Series[2].clear;
    Chart2.Series[3].clear;
    Chart2.Series[4].clear;
    Chart2.Series[5].clear;
    Chart2.Series[6].clear;
    Chart2.Series[7].clear;
    Chart2.Series[8].clear;
    Chart3.Series[0].clear;
    Chart3.Series[1].clear;

```

```

Chart3.Series[2].clear;
Chart3.Series[3].clear;
Chart3.Series[4].clear;
Chart3.Series[5].clear;
Chart3.Series[6].clear;
Chart3.Series[7].clear;
for i := 0 to 7 do
if CheckListBox1.Checked[i] then
Chart1.Series[i].ShowInLegend := true
else
Chart1.Series[i].ShowInLegend := false ;
for i := 0 to 7 do
if CheckListBox2.Checked[i] then
Chart2.Series[i].ShowInLegend := true
else
Chart2.Series[i].ShowInLegend := false ;
first:=true;
second:=false;
str:='';
Memo1.Lines.Add('T; Кут.шв.; Кут ; Vz ; Z ; X; Y'; Vx; Vy; N1; N2');
repeat
if (teta_F<Teta_End) and first then
begin // Розгін на гладкій частині
RKN(4,100,t,t+dt,yp,yk);
vz:=R*tan(gamma)*(omega-yk[1]);
z:=z+vz*dt;
yk[3]:=vz;
yk[4]:=z;
xx:=-R*cos(yk[2]);
yy:=-R*sin(yk[2]);
vx:=yk[1]*R*sin(yk[2]);
vy:=-yk[1]*R*cos(yk[2]);
tau:=0;
Zv:=z;
ztl := vz * sigl / sig;
qtl := yk[1] * cogl / cog + omega * (1.0 - cogl / cog);
Z_t0 := z;
F_v := yk[2];
t_z0 := t+dt;
Zzz := z + h_s;
end
else // вихід із лопаті
begin
if (N2>0 ) then
begin // рух по жолобу
first:=false;
yp[3] := ztl;
yp[1] := qtl;
yp[4] := Zzz;
RKN(4,100,t,t+dt,yp,yk);
ztl := yk[3];
qtl := yk[1];
tau:=tau+dt;
vz:=yk[3];
z:=yk[4];
Zzz := yk[4];
xx:=-R*cos(yk[2]);
yy:=-R*sin(yk[2]);
vx:=yk[1]*R*sin(yk[2]);
vy:=-yk[1]*R*cos(yk[2]);
end
else
begin // вільний політ
Nomer:=3;
first:=false;
tau:=tau+dt;

```

```

vx:=vx-g*dt;
xx:=xx+vx*dt;
yy:=yy+vy*dt;
z:=z+vz*dt;
ttf:=arctan(yy/xx);
if xx>0 then ttf:=ttf+pi;
if ttf<0 then ttf:=ttf+2*pi;
if ttf>2*pi then ttf:=ttf-2*pi;
yk[1]:=(vx*sin(ttf)-vy*cos(ttf))/sqrt(xx*xx+yy*yy);
yk[3]:=vz;
yk[4]:=z;
Teta_F:=ttf+Zmax;
yk[2]:=Teta_F;
if (xx*xx+yy*yy)>=R*R-1e-8 then
begin
  N2:=0.0001;
  second:=true; //вже був кінець
//      break;
end;
end; // вільний політ
end;
t:=t+dt;
Str:=FloatToStrF(t, fffixed, 10, 5);
Str:=Str+ ' ; '+FloatToStrF(yk[1], fffixed, 10, 5);
Str:=Str+ ' ; '+FloatToStrF(yk[2], fffixed, 10, 5);
Str:=Str+ ' ; '+FloatToStrF(yk[3], fffixed, 10, 5);
Str:=Str+ ' ; '+FloatToStrF(yk[4], fffixed, 10, 5);
Str:=Str+ ' ; '+FloatToStrF(xx, fffixed, 10, 5);
Str:=Str+ ' ; '+FloatToStrF(yy, fffixed, 10, 5);
Str:=Str+ ' ; '+FloatToStrF(vx, fffixed, 10, 5);
Str:=Str+ ' ; '+FloatToStrF(vy, fffixed, 10, 5);
Str:=Str+ ' ; '+FloatToStrF(N1, fffixed, 10, 5);
Str:=Str+ ' ; '+FloatToStrF(N2, fffixed, 10, 5);
Memo1.Lines.Add(str);
Z_t := R*omega*(t-t_z0)*tang + Z_t0;
if not first and (yk[4]+R*tang*(yk[2]-F_v) > Z_t) then
begin
  if Z_tt = 0 then
  begin
    t_poch := t;
    Z_poch := yk[4]-h_s;
    f_poch := yk[2];
  end;
  Z_tt := 1;
end
else
begin
  if Z_tt = 1 then
  begin
    t_kinc := t;
    Z_kinc := yk[4];
    f_kinc := yk[2];
  end;
  Z_tt := 0;
end;
if CheckListBox1.Checked[0] then
  Chart1.Series[0].AddXY(t, yk[1], '', clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[1] then
  Chart1.Series[1].AddXY(t, yk[2], '', clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[2] then
  Chart1.Series[2].AddXY(t, vz, '', clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[3] then
  Chart1.Series[3].AddXY(t, z, '', clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[4] then
  Chart1.Series[4].AddXY(t, N1, '', clTeeColor);
if CheckListBox1.Checked[5] then

```

```

    Chart1.Series[5].AddXY(t, N2, '', clTeeColor);
    if CheckListBox1.Checked[6] then
        Chart1.Series[6].AddXY(t, Beta, '', clTeeColor);
    if CheckListBox1.Checked[7] then
        Chart1.Series[7].AddXY(t, Teta_F, '', clTeeColor);
    if CheckListBox2.Checked[0] then
        Chart2.Series[0].AddXY(t, yk[1], '', clTeeColor);
    if CheckListBox2.Checked[1] then
        Chart2.Series[1].AddXY(t, yk[2], '', clTeeColor);
    if CheckListBox2.Checked[2] then
        Chart2.Series[2].AddXY(t, vz, '', clTeeColor);
    if CheckListBox2.Checked[3] then
        Chart2.Series[3].AddXY(t, z, '', clTeeColor);
    if CheckListBox2.Checked[4] then
        Chart2.Series[4].AddXY(t, N1, '', clTeeColor);
    if CheckListBox2.Checked[5] then
        Chart2.Series[5].AddXY(t, N2, '', clTeeColor);
    if CheckListBox2.Checked[6] then
        Chart2.Series[6].AddXY(t, Beta, '', clTeeColor);
    if CheckListBox2.Checked[7] then
        Chart2.Series[7].AddXY(t, Teta_F, '', clTeeColor);
    Chart2.Series[8].AddXY(t, Nomer, '', clTeeColor);
    Chart3.Series[0].AddXY(t, vx, '', clTeeColor);
    Chart3.Series[1].AddXY(t, vy, '', clTeeColor);
    Chart3.Series[2].AddXY(t, vz, '', clTeeColor);
    Chart3.Series[3].AddXY(t, Xx, '', clTeeColor);
    Chart3.Series[4].AddXY(t, Yy, '', clTeeColor);
    Chart3.Series[5].AddXY(t, Z, '', clTeeColor);
    if Z_tt = 1 then
        Chart3.Series[6].AddXY(t, Z_t, '', clTeeColor);
        Chart3.Series[7].AddXY(t, yk[4]+R*tang*(yk[2]-F_v), '', clTeeColor);
        yp:=yk;
        if (vz<0) or (second and (xx<-R + 0.001)) then break
    until t>tmax;
    Memo1.Lines.Add('T_poch  =  '+FloatToStrF(t_poch, fffixed, 10, 5)+'T_kinc  =  '
    '+FloatToStrF(t_kinc, fffixed, 10, 5));
    Memo1.Lines.Add('Z_poch  =  '+FloatToStrF(Z_poch, fffixed, 10, 5)+'Z_kinc  =  '
    '+FloatToStrF(Z_kinc, fffixed, 10, 5));
    Memo1.Lines.Add('f_poch  =  '+FloatToStrF(f_poch, fffixed, 10, 5)+'f_kinc  =  '
    '+FloatToStrF(f_kinc, fffixed, 10, 5));
    label5.Caption:=FloatToStrF((Z_kinc-Z_poch)/sig, fffixed, 10, 5); // довжина
вільний переліт
    label7.Caption:=FloatToStrF(t_kinc - t_poch, fffixed, 10, 5); //час польоту
    label9.Caption:=FloatToStrF((Z_kinc-Z_poch)*rad/tang/R, fffixed, 10, 2); //
кут польоту
end;

procedure TForm1.LabeledEdit5Change(Sender: TObject);
begin
try
    Edit1.Text:=FloatToStr(StrToFloat(LabeledEdit5.Text)*pi/30);
    Edit3.Text:=FloatToStr(StrToFloat(LabeledEdit5.Text)/60);
except
end;
end;

procedure TForm1.Chart1DblClick(Sender: TObject);
begin
    Chart1.CopyToClipboardBitmap;
end;

procedure TForm1.Chart2DblClick(Sender: TObject);
begin
    Chart2.CopyToClipboardBitmap;
end;

```

```
procedure TForm1.Chart3DblClick(Sender: TObject);
begin
  Chart3.CopyToClipboardBitmap;
end;

procedure TForm1.Button2Click(Sender: TObject);
begin
  if SaveDialog1.Execute then
  begin
    Memo1.Lines.SaveToFile(SaveDialog1.FileName);
  end;
end;

procedure TForm1.Button3Click(Sender: TObject);
begin
  if OpenFileDialog1.Execute then
  begin
    Memo1.Lines.LoadFromFile(OpenDialog1.FileName);
  end;
end;

procedure TForm1.Button4Click(Sender: TObject);
begin
  Close;
end;

end.
```

Результати статистичної обробки експериментальних значень затрат
потужності на транспортування зернового матеріалу

STAT

4 -кол-во переменных; полином второй степени; зависимость 6
Уровень вероятности P=0.95 t-альфа крит.= 2.053

N	Корре- п-ляции рем. Y с X	Кoeffициент регрессии линеаризов.	Статистич. ошибка коэф.регр.	t- альфа	Кoeff. эласти- чности	Значимость коэфф. регрессии
Зависимая переменная						
Y	+0.055027812719					
Независимые переменные						
1	+0.951	+0.001084510703	+0.00021	+5.26	+0.85	значим
2	+0.192	-0.000086160413	+0.00088	-0.10	-0.00	незначим
3	+0.182	-0.013583618216	+0.00885	-1.53	-0.06	незначим
1*1	+0.941	-0.000000326026	+0.00000	-1.14	-0.10	незначим
1*2	+0.534	+0.0000002055616	+0.00000	+1.35	+0.03	незначим
1*3	+0.553	+0.000083889383	+0.00002	+5.53	+0.13	значим
2*2	+0.193	+0.000020833775	+0.00002	+1.29	+0.03	незначим
2*3	+0.236	+0.000074999669	+0.00011	+0.66	+0.01	незначим
3*3	+0.173	-0.000499961956	+0.00161	-0.31	-0.01	незначим

Имя файла GRB .STA

Нажмите любую клавишу

STAT

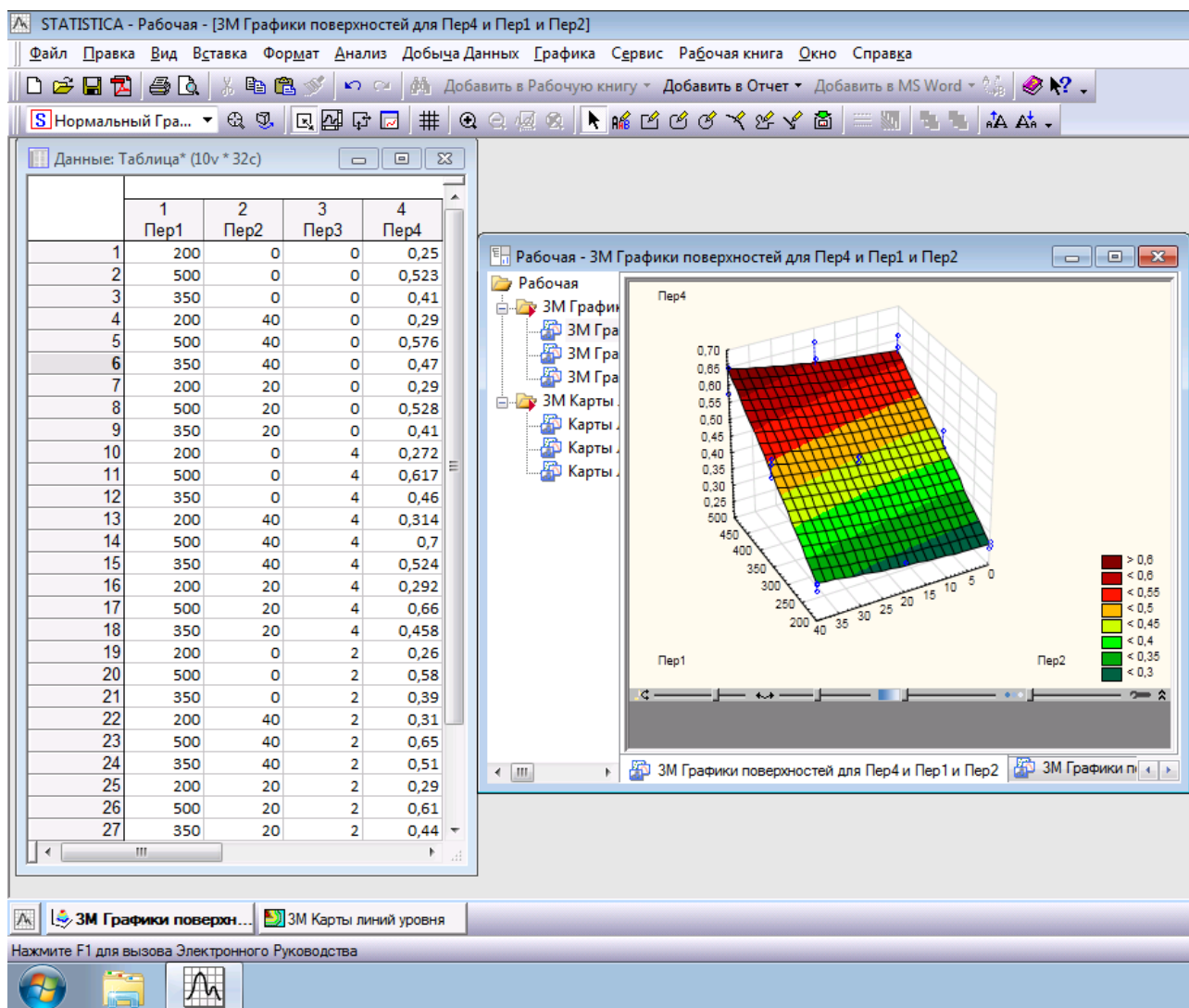
Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	0.5041	9	0.056
Остаток	0.0042 0	#### 17	0.000
Итого	0.5083	26	

Коэффициент множественной детерминации D= 0.992
Коэффициент множественной корреляции R= 0.996
Стандартное отклонение оценки s= 0.016
F критерий Фишера = 225.153
Коэффициент D значим с вероятностью P = 1.00000

Имя файла GRB .STA

Нажмите любую клавишу



А К Т

впровадження патентів України для виготовлення гвинтового конвеєра із шнековим робочим органом з секційною еластичною поверхнею

Для проведення виробничих випробовувань гвинтового конвеєра із шнековим робочим органом з секційною еластичною поверхнею на ТЗОВ “Універст” ЛТД впроваджені у виробництво технічні рішення, які захищені патентами України на корисні моделі: № 80414 (Спосіб виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею); № 81469 (Стенд для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів); № 101095 (Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею); № 119856 (Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею); № 108782 (Установка для дослідження шнека з еластичною гвинтовою поверхнею).

Виготовлена на базі даних розробок установка для дослідження шнека з еластичною гвинтовою поверхнею обладнана приводним електродвигуном постійного струму з потужністю 2,2 кВт та частотою обертання ротора 950 об/хв.

Також було виготовлено дві направляючих труби з бункерами. Внутрішні діаметри направляючих труб: 100 мм і 120 мм.

Кут нахилу шнекових робочих органів в направляючих трубах за допомогою регульованих (з подальшою фіксацією) кронштейнів змінювався у межах $0...45^{\circ}$.

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

Кріплення еластичних пластин до жорсткої основи шнека, на якій по гвинтовій лінії рівномірно виконано отвори, здійснювалось за допомогою болтових з’єднань з напівкруглими головками.

Експериментальні дослідження проводились при транспортуванні зернового матеріалу при частотах обертання робочого органу 200...500 об/хв та кутах його нахилу до горизонту $0^{\circ}...40^{\circ}$.

Технологічний процес якісно виконувався при зміні повного діапазону конструктивних і кінематичних параметрів розробленого шнекового робочого органу з секційною еластичною гвинтовою поверхнею.

Явних пошкоджень зернового матеріалу після багатократного його переміщення в технологічному руслі шнека не спостерігалось.

Для забезпечення надійності роботи конвеєра необхідно вдосконалити спосіб кріплення еластичних секцій до жорсткої основи шнека.

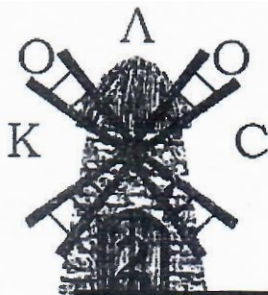
Директор ТЗОВ “Універст ЛТД”

Головний інженер ТЗОВ “Універст ЛТД”



Петришин І.Р.

Пастернак І.П.



ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ АГРАРНОГО ПІДПРИЄМСТВА «КОЛОС-2»

Україна, 48100, Тернопільська обл., м. Тербовля, вул. Гетьмана Мазепи, 7
р/р 26007267769, АТ «Райффайзен Банк Аваль», м. Київ, МФО 380805,
код ЄДРПОУ 31877240, тел.(03551) 2-17-51, e-mail: kolos2@ukr.net

«29» *березня* 20__ р. № *70*

АКТ

**впровадження наукових розробок Гевка Романа Богдановича,
Залуцького Сергія Зіновійовича, Ткаченка Ігоря Григоровича
на ТОВ АП «Колос-2»**

Результати експериментальних досліджень гвинтового конвеєра із шнековим робочим органом з секційною еластичною поверхнею, які захищені деклараційними патентами України на корисні моделі: № 101095 (Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею); № 119856 (Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею) показали досить високу ефективність при виконанні технологічного процесу.

За результатами досліджень встановлено, що ступінь дроблення зернового матеріалу розробленими робочими органами є значно нижчою на відміну від жорстких шнеків.

При проведенні досліджень застосовувались направляючі труби з внутрішніми діаметрами 100 мм і 120 мм.

Еластичні гвинтові секції виготовляли з матеріалу «поліуретан PU-60».

Експериментальні дослідження проводились при транспортуванні зернового матеріалу при частотах обертання гвинтового робочого органу 400...600 об/хв та кутах його нахилу до горизонту 30°...45°.

Технологічний процес якісно виконувався при зміні повного діапазону конструктивних і кінематичних параметрів розробленого шнекового робочого органу з секційною еластичною гвинтовою поверхнею.

Розроблений гвинтовий конвеєр із шнековим робочим органом з секційною еластичною поверхнею використовується при завантаженні зерна в малі бункери перед його транспортуванням норіями в зерносховища.

Директор ТОВ АП «Колос-2»


С.С.Никеруй



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) UA

(11) 80414

(13) U

(51) МПК

B21D 11/06 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2012 14308**

(22) Дата подання заявки: **14.12.2012**

(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну
модель: **27.05.2013**

(46) Публікація відомостей
про видачу патенту: **27.05.2013, Бюл.№ 10**

(72) Винахідник(и):

**Гевко Роман Богданович (UA),
Пилипець Михайло Ількович (UA),
Залуцький Сергій Зіновійович (UA)**

(73) Власник(и):

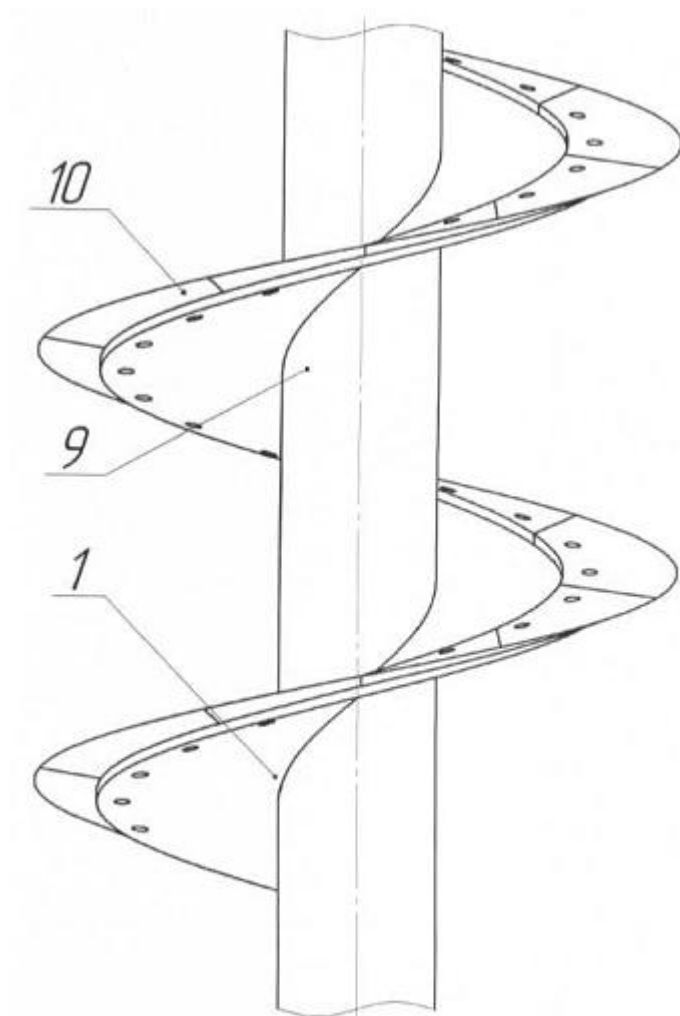
**ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Львівська, 11, м. Тернопіль, 46020 (UA)**

(54) СПОСІБ ВИГОТОВЛЕННЯ ШНЕКА З ЕЛАСТИЧНОЮ ГВИНТОВОЮ ПОВЕРХНЕЮ

(57) Реферат:

Спосіб виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею включає процес навивання, калібрування смужової спіралі та кріплення її до вала. Спочатку спіраль навивається зі смуги на ребро, витки котрої контактують одні з одними, яка далі встановлюється на оправку і стискається за допомогою втулок та гвинтового з'єднання. При цьому на поверхнях втулок виконано один виток з кроком, рівним товщині спіралі. Після цього відбувається свердління отворів по периферії витків спіралі, а далі після калібрування спіралі на заданий крок та закріплення її до вала за допомогою виготовлених отворів здійснюють кріплення еластичних накладок, робоча поверхня яких виступає над периферійною кромкою смужової спіралі.

UA 80414 U



Фиг. 4

Корисна модель належить до машинобудування і може використовуватись при виготовленні гвинтових заготовок і деталей транспортно-технологічних систем з розширеними технологічними можливостями.

Відомі конструкції шнеків з еластичною навивкою, у яких після навивання та калібрування спіралей здійснюється кріплення периферійних еластичних накладок. (Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія/ Гевко Р.Б., Вітровий А.О., Пік А.І. - Тернопіль: Астон, 2012.-204 с., С. 24-25) - аналог.

Недоліком таких конструкцій шнеків з еластичною навивкою є складність його виготовлення та сам процес кріплення еластичних пластин до периферійної поверхні гвинтового ребра.

Відомий спосіб виготовлення шнека, який полягає у тому, що спочатку відбувається навивання спіралі на ребро з подальшим калібруванням та кріпленням до вала (Гевко Б.М. Технологія изготовления спиралей шнеков. - Львов: Вища школа, 1986.-128 с., С. 78-79) - прототип.

Недоліком такого способу є складність подальшого виготовлення шнека з еластичною навивкою та сам процес кріплення еластичних пластин до периферійної поверхні гвинтового ребра.

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення способу виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею шляхом стискання спіралі із смуги відомими способами та одночасного свердління отворів для кріплення еластичних накладок, що дозволяє значно спростити процес виготовлення шнека та кріплення еластичних накладок.

Поставлена задача вирішується тим, що спосіб виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею, що включає процес навивання, калібрування смугової спіралі та кріплення її до валу, згідно з корисною моделлю, спочатку спіраль навивається зі смуги на ребро, витки котрої контактують одні з одними, яка далі встановлюється на оправку і стискається за допомогою втулок, на поверхнях яких виконано один виток з кроком, рівним товщині спіралі, та гвинтового з'єднання, після чого відбувається свердління отворів по периферії витків спіралі, а далі після калібрування спіралі на заданий крок та закріплення її до вала за допомогою виготовлених отворів здійснюють кріплення еластичних накладок, робоча поверхня яких виступає над периферійною кромкою смугової спіралі.

Спосіб виготовлення шнекового робочого органу з еластичною гвинтовою поверхнею зображено на фіг. 1-6.

На фіг. 1 зображена свердлильна головка, за допомогою якої відбувається одночасне свердління декількох отворів по периферії витків спіралі.

На фіг. 2 зображена оправка із затиснутою смуговою спіраллю.

На фіг. 3 зображено вигляд на оправку зверху.

На фіг. 4 зображено шнек з еластичною гвинтовою поверхнею.

На фіг. 5 зображена еластична накладка.

На фіг. 6 зображена еластична накладка (фіг. 5) в розрізі.

Послідовність виконання технологічних операцій, при якому відбувається виготовлення шнекового робочого органу з еластичною гвинтовою поверхнею, є наступною.

Попередньо навита смугова спіраль 1, витки котрої контактують одні з одними, встановлюється на втулку 2, на якій виконано один виток з кроком, рівним товщині спіралі. Аналогічна втулка 3 розташовується у верхній частині спіралі. Далі 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.

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 10, які можуть мати різну конструкцію периферійної поверхні (заокруглену, клиноподібну).

Основною вимогою, яка висувається до еластичних накладок, є забезпечення мінімального коефіцієнта тертя робочої поверхні та гарантованого транспортування матеріалу. Однак якщо частинка матеріалу (наприклад зернина) попадає і заклинюється в зазорі між периферійною поверхнею еластичної накладки і напрямною трубою, то еластична накладка, прогинаючись, повинна вивільнити частину матеріалу із зазору без її пошкодження.

Таким чином запропоноване технічне рішення дозволяє значно спростити та покращити процес виготовлення шнеків з еластичною гвинтовою поверхнею. Разом з тим конструкція шнека з еластичними гвинтовими поверхнями дозволяє зменшити пошкодження продуктів

транспортування, а саме зерна, сої, рису, гранульованих мінеральних добрив та інших сільськогосподарських матеріалів.

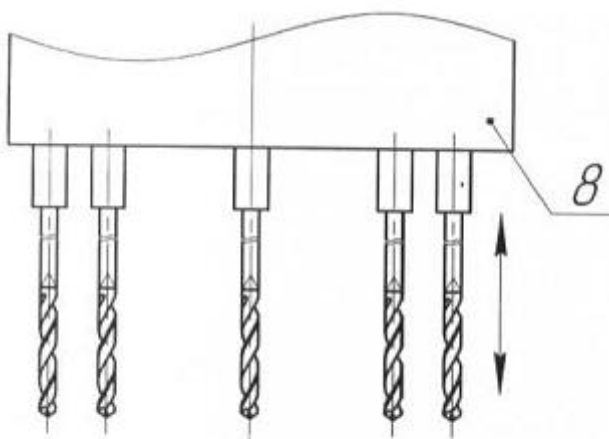
ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

5

Спосіб виготовлення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею, що включає процес навивання, калібрування смугової спіралі та кріплення її до вала, який **відрізняється** тим, що спочатку спіраль навивається зі смуги на ребро, витки котрої контактують одні з одними, яка далі встановлюється на оправку і стискається за допомогою втулок, на поверхнях яких виконано

10

один виток з кроком, рівним товщині спіралі, та гвинтового з'єднання, після чого відбувається свердління отворів по периферії витків спіралі, а далі після калібрування спіралі на заданий крок та закріплення її до вала за допомогою виготовлених отворів здійснюють кріплення еластичних накладок, робоча поверхня яких виступає над периферійною кромкою смугової спіралі.



Фіг. 1

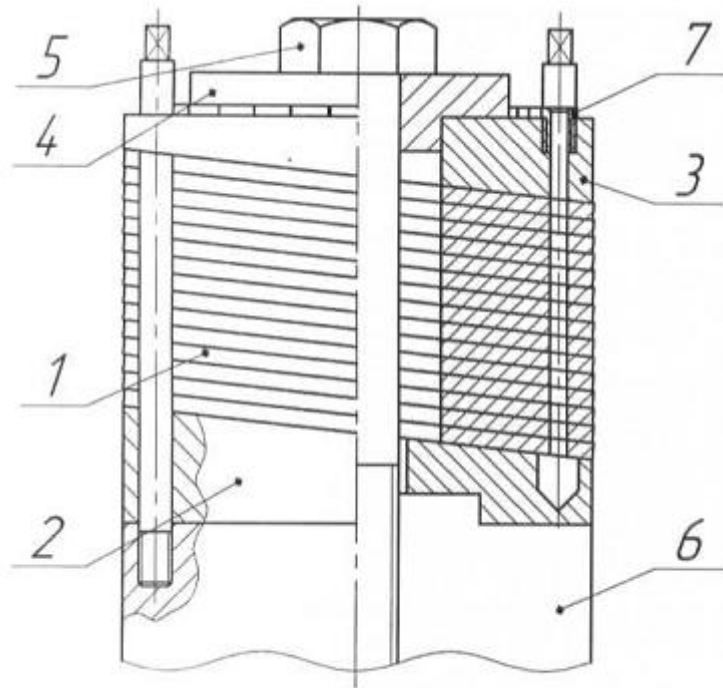


Fig. 2

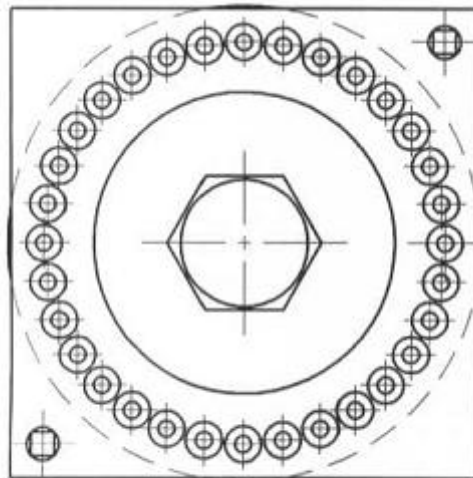


Fig. 3



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **81469** (13) **U**
 (51) МПК (2013.01)
G01N 3/00
A01C 1/00

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2013 02116	(72) Винахідник(и): Гевко Роман Богданович (UA), Залуцький Сергій Зіновійович (UA), Вітровий Андрій Орестович (UA)
(22) Дата подання заявки: 20.02.2013	
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.06.2013	(73) Власник(и): ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Львівська, 11, м. Тернопіль, 46020 (UA)
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.06.2013, Бюл.№ 12	

(54) СТЕНД ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ СТУПЕНЯ ПОШКОДЖЕННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ

(57) Реферат:

Стенд для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів містить основу, на якій закріплено рухомий імітатор робочого органу, з яким взаємодіє сільськогосподарський матеріал.

UA 81469 U

Корисна модель належить до пристроїв для вивчення фізико-механічних властивостей коренебульбоплодів, а також до стендового обладнання для визначення ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів при їх взаємодії з робочими органами сільськогосподарських машин. Відомий пристрій для визначення пошкодження коренеплодів (А.С. СРСР № 552539, МПК G 01N 3/08, бюл. № 12, 1977), що містить основу, на якій закріплено рухомий імітатор робочого органу, з яким взаємодіє сільськогосподарський матеріал. Аналог.

Недоліком такого пристрою є неможливість комплексно оцінити ступінь пошкодження сільськогосподарського матеріалу від конструктивних та кінематичних параметрів імітатора робочого органу.

Відомий пристрій для визначення пошкодження коренеплодів (А.С. СРСР № 610002, МПК G 01N 3/32, бюл. № 21, 1978), що містить основу, на якій закріплено рухомий імітатор робочого органу, з яким взаємодіє сільськогосподарський матеріал. Прототип.

Недоліком такого пристрою є неможливість комплексно оцінити ступінь пошкодження сільськогосподарського матеріалу від конструктивних та кінематичних параметрів імітатора робочого органу.

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення стенда для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів, в якому введенням рухомого імітатора робочого органу з можливістю зміни його конструктивних, кінематичних та технологічних параметрів та закріпленого на горизонтальній основі сільськогосподарського матеріалу забезпечується їх ударна взаємодія і за рахунок цього з'являється можливість визначити ступінь пошкодження матеріалу при різних параметрах імітатора робочого органу та параметрах ударної взаємодії.

Поставлена задача вирішується тим, що у стенді для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів, що містить основу, на якій закріплено рухомий імітатор робочого органу, з яким взаємодіє сільськогосподарський матеріал, згідно з корисною моделлю вводиться те, що імітатор робочого органу закріплений у рухомій колодці, яка має можливість вертикального зміщення, фіксації та розфіксації з вільним падінням по направляючих вертикальної частини основи стенда, причому в рухомій колодці закріплені різні типи імітаторів робочих органів, з різною жорсткістю та величиною їх консольного виступу та кріплення, а на горизонтальній частині основи у горизонтальній колодці закріплений сільськогосподарський матеріал, причому його вільна сторона має можливість взаємодіяти з консольною поверхнею імітатора робочого органу.

Стенд для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів зображено на фіг. 1; фіг. 2 - вигляд по А на фіг. 1; фіг. 3 - вигляд по Б на фіг. 1; фіг. 4 - вигляд по Г на фіг. 1; фіг. 5 - переріз по В-В на фіг. 2.

Стенд для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів містить основу, яка складається з вертикальної 1 та горизонтальної 2 частин. На вертикальній частині 1 у вертикальній колодці 3 закріплений імітатор робочого органу 4. Імітатор робочого органу 4 може бути виконаний з різною жорсткістю та величиною їх консольного виступу Δ_1 та кріплення Δ_2 до кронштейна 5 вертикальної колодки 3 (фіг. 5).

Вертикальна колодка 3 має можливість вертикального зміщення, фіксації та розфіксації з вільним падінням по направляючих вертикальної частини основи стенда 1. На горизонтальній частині основи 2 у горизонтальній колодці 6 закріплений сільськогосподарський матеріал 7 (наприклад зернина), причому його вільна сторона має можливість взаємодіяти з консольною поверхнею імітатора робочого органу 4.

Методика проведення експериментальних досліджень полягає в наступному. Спочатку сільськогосподарський матеріал 7 (наприклад зернину) однією стороною закріплюють в горизонтальній колодці 6. Далі, до кронштейна 5 вертикальної колодки 3 закріплюють імітатор робочого органу 4, а саму вертикальну колодку 3 по направляючих вертикальної частини основи стенда 1 піднімають на певну висоту h відносно сільськогосподарського матеріалу 7, який консольно закріплений в горизонтальній колодці 6 з величиною консольного виступу δ . Далі вертикальну колодку 3 фіксують у направляючих вертикальної частини основи стенда 1.

Після проведення даних підготовлювальних операцій вертикальну колодку 3 розфіксують і вона по направляючих вертикальної частини основи стенда 1 вільно падає, і таким чином відбувається взаємодія імітатора робочого органу 4 з консольно закріпленим сільськогосподарським матеріалом 7. Через висоту вільного падіння h визначається швидкість ударної взаємодії робочої поверхні імітатора із сільськогосподарським матеріалом,

Величиною консольного виступу Δ_1 та кріплення Δ_2 імітатора робочого органу 4 до кронштейна 5 вертикальної колодки 3 забезпечується зміна конструктивних та технологічних параметрів, що також впливає на пошкодження сільськогосподарського матеріалу.

Таким чином, змінюючи відповідні кінематичні (швидкість взаємодії через висоту вільного падіння h), конструктивні (величини виступу Δ_1 і та кріплення Δ_2 імітатора робочого органу 4 до кронштейна 5) та технологічні (величина консольного виступу 5 сільськогосподарського матеріалу 7) параметри можна досягнути мінімального пошкодження матеріалу.

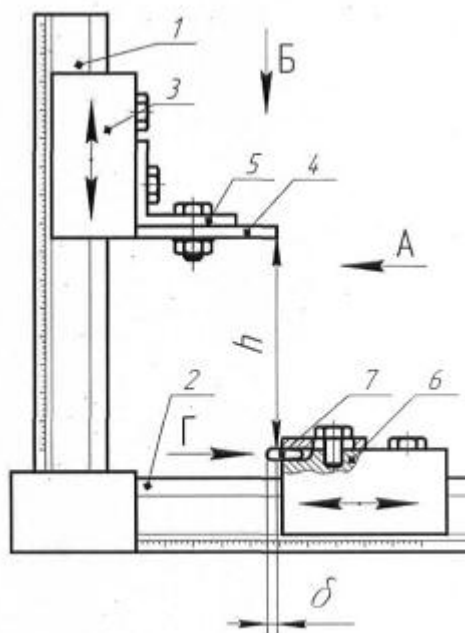
- 5 Відповідні параметри повинні бути враховані при конструюванні робочих органів сільськогосподарських машин, таких як шнеки для транспортування зернового матеріалу, очисники картоплі, буряків, моркви і т.д.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

10

Стенд для дослідження ступеня пошкодження сільськогосподарських матеріалів, що містить основу, на якій закріплено рухомий імітатор робочого органу, з яким взаємодіє сільськогосподарський матеріал, який **відрізняється** тим, що імітатор робочого органу закріплений у рухомій колодці, яка має можливість вертикального зміщення, фіксації та розфіксації з вільним падінням по направляючих вертикальної частини основи стенда, причому в рухомій колодці закріплені різні типи імітаторів робочих органів, з різною жорсткістю та величиною їх консольного виступу та кріплення, а на горизонтальній частині основи у горизонтальній колодці закріплений сільськогосподарський матеріал, причому його вільна сторона має можливість взаємодіяти з консольною поверхнею імітатора робочого органу.

15



Фіг. 1



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 101095

(13) U

(51) МПК

B65G 33/26 (2006.01)

B65G 33/16 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**(21)** Номер заявки: **u 2015 02180****(22)** Дата подання заявки: **12.03.2015****(24)** Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **25.08.2015****(46)** Публікація відомостей про видачу патенту: **25.08.2015, Бюл.№ 16****(72)** Винахідник(и):

Крисоватий Андрій Ігорович (UA),
Гевко Роман Богданович (UA),
Залуцький Сергій Зіновійович (UA),
Ткаченко Ігор Григорович (UA),
Градова Марія Василівна (UA)

(73) Власник(и):

Крисоватий Андрій Ігорович,
вул. М. Кривоноса, 7, кв. 89, м. Тернопіль,
46009 (UA),
Гевко Роман Богданович,
вул. І. Сірка, 10, кв. 4, м. Тернопіль, 46020
(UA),
Залуцький Сергій Зіновійович,
вул. Вишнівецького, 3, кв. 103. м. Тернопіль,
46016 (UA),
Ткаченко Ігор Григорович,
вул. Вишнівецького, 2, кв. 47, м. Тернопіль,
46016 (UA),
Градова Марія Василівна,
с. Звиняч, Чортківський р-н, Тернопільська
обл., 48510 (UA)

(54) ШНЕК З ЕЛАСТИЧНОЮ ГВИНТОВОЮ ПОВЕРХНЕЮ**(57)** Реферат:

Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею містить центральний вал, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль, по периферії якої закріплені еластичні елементи. На несучій смуговій спіралі виконані отвори, за допомогою яких та механічних з'єднань кріпиться робоча еластична спіраль, причому робоча еластична спіраль може бути виконана як суцільною так із окремих секцій.

UA 101095 U

Корисна модель належить до галузі піднімально-транспортного машинобудування, а саме до гвинтових конвеєрів, що забезпечують транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів з мінімальними їх пошкодженнями в замкнених кожухах.

Відомий робочий орган гвинтового конвеєра (А. С. СРСР № 1652230 В65G 33/00, 33/26 Бюл. № 20, 1991 р.), що містить несучу смугову гвинтову спіраль, по периферії якої закріплені еластичні елементи, які виконані у вигляді щіток (аналог).

Недоліком такого робочого органу є низька надійність кріплення еластичних елементів, а також наявність зазорів між групами еластичних елементів (щіток), що призводитиме до розриву потоку транспортованого матеріалу та підвищення енерговитрат на виконання технологічного процесу.

Також відомий робочий орган гвинтового конвеєра (А. С. СРСР № 1613404 В65G 33/26, 33/16 Бюл. № 46, 1991 р.), що містить центральний вал, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль, по периферії якої закріплені еластичні елементи, які виконані у вигляді щіток (найближчий аналог).

Недоліком такого робочого органу є низька надійність кріплення еластичних елементів (щіток), а також наявність зазорів між еластичними щітками, що призводитиме до розриву потоку транспортованого матеріалу та підвищення енерговитрат на виконання технологічного процесу.

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею, в якому виконанням несучої смугової спіралі, до якої за допомогою механічних з'єднань кріпиться робоча еластична спіраль, яка може виконуватись як суцільною так із окремих секцій, забезпечується еластична взаємодія периферії шнека з транспортованим матеріалом і за рахунок цього зменшується ступінь пошкодження сипких сільськогосподарських матеріалів при їх переміщенні в зону вивантаження.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в шнеку з еластичною гвинтовою поверхнею, що містить центральний вал, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль, по периферії якої закріплені еластичні елементи, згідно з корисною моделлю, на несучій смуговій спіралі виконані отвори, за допомогою яких та механічних з'єднань кріпиться робоча еластична спіраль, причому робоча еластична спіраль може бути виконана як суцільною так із окремих секцій, а секції робочої еластичної спіралі кріпляться до несучої гвинтової спіралі щонайменше через два отвори, причому периферійна поверхня робочої еластичної спіралі виконана у вигляді розрізних пелюстків різної ширини в залежності від геометричних параметрів транспортованого матеріалу, а сама еластична спіраль кріпиться до несучої гвинтової спіралі за допомогою болтових з'єднань з напівкруглими головками, які розташовані зі сторони транспортування матеріалу.

Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею зображено на фіг. 1; фіг. 2 - вид по А на фіг. 1; фіг. 3 - вид по Б на фіг. 1; фіг. 4 - переріз по В-В на фіг. 1; фіг. 5, 6, 7 - варіанти виконання еластичної гвинтової поверхні; фіг. 8, 9, 10 - варіанти виконання секційних елементів еластичної гвинтової спіралі.

Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею містить центральний вал 1, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль 2, по периферії якої закріплена робоча еластична спіраль 3. На несучій смуговій спіралі 2 за допомогою секційних гвинтових пластин 4 та отворів, а також болтових з'єднань з напівкруглими головками 5 та гайок 6 з граверами закріплена робоча еластична спіраль 3.

Робоча еластична спіраль може бути виконана як суцільною (фіг. 3), так із окремих секцій (фіг. 7, 8, 9, 10).

Секції робочої еластичної спіралі 3 кріпляться до несучої гвинтової спіралі 2 щонайменше через два отвори.

Периферійна поверхня робочої еластичної спіралі 3 виконана у вигляді розрізних пелюстків різної ширини (фіг. 5, 6, 9, 10) в залежності від геометричних параметрів транспортованого матеріалу.

Працює шнек з еластичною гвинтовою поверхнею наступним чином. В процесі транспортування шнеком сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва в направляючій трубі вони взаємодіють з робочою еластичною гвинтовою поверхнею. У випадку попадання та защемлення, наприклад, зернини між нерухомою поверхнею направляючої труби та обертовою робочою еластичною гвинтовою поверхнею розрізні пелюстки прогинаються, що забезпечує уникнення пошкодження зернини.

Ширина та жорсткість пелюстків робочої еластичної гвинтової поверхні вибирається в залежності від фізико-механічних властивостей транспортованого матеріалу.

Запропонована конструкція шнека з еластичною гвинтовою поверхнею дає можливість мобільної заміни секцій робочої еластичної спіралі у випадку їх зношення або транспортування інших матеріалів.

5

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

10

1. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею, що містить центральний вал, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль, по периферії якої закріплені еластичні елементи, який **відрізняється** тим, що на несучій смуговій спіралі виконані отвори, за допомогою яких та

15

2. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею за п. 1, який **відрізняється** тим, що секції робочої еластичної спіралі кріпляться до несучої гвинтової спіралі щонайменше через два отвори.

3. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею за п. 1, який **відрізняється** тим, що периферійна поверхня робочої еластичної спіралі виконана у вигляді різних пелюстків різної ширини в залежності від геометричних параметрів транспортованого матеріалу.

4. Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею за п. 1, який **відрізняється** тим, що робоча еластична спіраль кріпиться до несучої гвинтової спіралі за допомогою болтових з'єднань з напівкруглими головками, які розташовані зі сторони транспортування матеріалу.

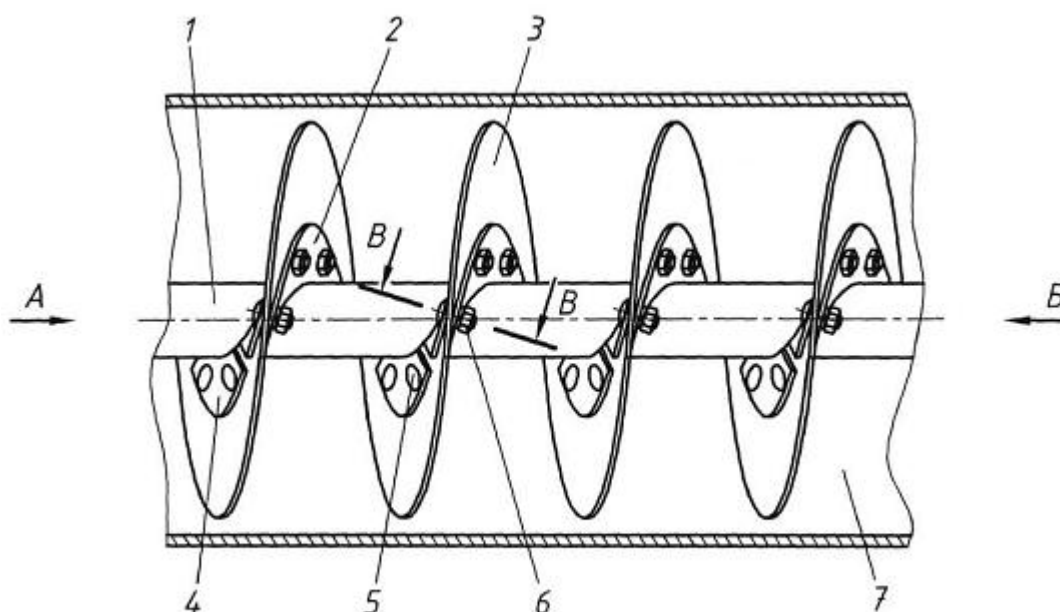


Fig. 1



Fig. 7

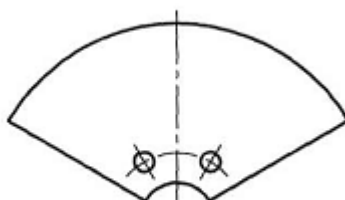


Fig. 8

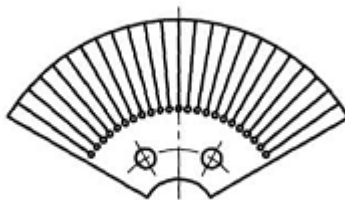


Fig. 9

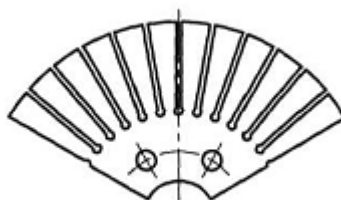


Fig. 10

Комп'ютерна верстка І. Скворцова

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **108782** (13) **U**
 (51) МПК (2016.01)
G01N 3/00
B65G 33/26 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 01953	(72) Винахідник(и):
(22) Дата подання заявки: 29.02.2016	Гевко Роман Богданович (UA),
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.07.2016	Залуцький Сергій Зіновійович (UA), Рогатинська Олена Романівна (UA), Ткаченко Ігор Григорович (UA)
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.07.2016, Бюл.№ 14	(73) Власник(и):
	Гевко Роман Богданович, вул. І. Сірка, 10, кв. 4, м. Тернопіль, 46020 (UA),
	Залуцький Сергій Зіновійович, вул. Вишневецького, 3, кв. 103, м. Тернопіль, 46016 (UA),
	Рогатинська Олена Романівна, вул. Орлика, 5, кв. 30, м. Тернопіль, 46018 (UA),
	Ткаченко Ігор Григорович, вул. Вишневецького, 2, кв. 47, м. Тернопіль, 46016 (UA)

(54) УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКА З ЕЛАСТИЧНОЮ ГВИНТОВОЮ ПОВЕРХНЕЮ

(57) Реферат:

Установка для дослідження параметрів шнека з еластичною гвинтовою поверхнею містить раму, на якій закріплено привід, корпус транспортера з розташованим у ньому шнековим робочим органом. Шнековий робочий орган містить вал із закріпленою несучою смуговою спіраллю, по периферії якої закріплена робоча еластична спіраль, завантажувальний бункер та вивантажувальний патрубок. До рами шарнірно із можливістю кутового повертання та фіксації з однієї сторони, а з іншої сторони за допомогою кронштейна з отворами закріплена підрама, на якій встановлений електродвигун з пасовим приводом шнекового робочого органа. В зоні вивантаження сипкого матеріалу розташована місткість для відбору матеріалу.

UA 108782 U

Корисна модель належить до галузі сільськогосподарського машинобудування, а саме до стенового обладнання для визначення ступеня пошкодження сипких матеріалів при їх взаємодії з гвинтовими робочими органами транспортерів.

Відомий шнек з еластичною гвинтовою поверхнею (Патент № 101095 Україна, МПК B65G 33/26, B65G 33/16, бюл. № 16, 2015 р.), що містить вал, на якому закріплена несуча смугова спіраль, по периферії якої закріплена робоча еластична спіраль (аналог).

Недоліком такого шнека є неможливість комплексно оцінити ступінь пошкодження ним сипкого сільськогосподарського матеріалу без проведення відповідних досліджень для визначення оптимальних конструктивних та кінематичних параметрів.

Відомий пневмомеханічний транспортер (Патент № 61567 Україна, МПК B65G 33/26, B65G 33/16, бюл. № 14, 2011 р.), що містить раму, на якій закріплено привід, корпус транспортера з розташованим у ньому шнековим робочим органом, завантажувальний бункер та вивантажувальний патрубок (прототип).

Недоліком такого пневмомеханічного транспортера є неможливість комплексно оцінити ступінь пошкодження шнековим робочим органом сільськогосподарського матеріалу без проведення відповідних досліджень для визначення оптимальних конструктивних та кінематичних параметрів.

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення установки для дослідження параметрів шнека з еластичною гвинтовою поверхнею, в якій введенням шарнірного з'єднання із можливістю кутового повертання та фіксації з однієї сторони, а з іншої сторони за допомогою кронштейна з отворами закріплена підрама, на якій встановлений електродвигун з пасовим приводом шнекового робочого органа, а в зоні вивантаження сипкого матеріалу розташована місткість для відбору матеріалу, забезпечується транспортування матеріалу з можливістю зміни конструктивних і кінематичних параметрів і за рахунок цього з'являється можливість визначити оптимальні параметри шнекового робочого органа для мінімізації пошкоджень сипкого матеріалу при його транспортуванні.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в установці для дослідження параметрів шнека з еластичною гвинтовою поверхнею, що містить раму, на якій закріплено привід, корпус транспортера з розташованим у ньому шнековим робочим органом, що містить вал із закріпленою несучою смуговою спіраллю, по периферії якої закріплена робоча еластична спіраль, завантажувальний бункер та вивантажувальний патрубок, згідно з корисною моделлю, вводиться те, що до рами шарнірно із можливістю кутового повертання та фіксації з однієї сторони, а з іншої сторони за допомогою кронштейна з отворами закріплена підрама, на якій встановлений електродвигун з пасовим приводом шнекового робочого органа, а в зоні вивантаження сипкого матеріалу розташована місткість для відбору матеріалу.

Установка для дослідження параметрів шнека з еластичною гвинтовою поверхнею зображена на кресленні.

Установка містить раму 1, на якій шляхом шарнірного з'єднання 2 з однієї сторони та шарнірних з'єднань 3 і 4 з іншої сторони за допомогою кронштейна з отворами 5 з можливістю кутового повертання та фіксації закріплена підрама 6. На підрамі 6 встановлений електродвигун 7 з пасовим приводом 8 шнекового робочого органа, який виконано у вигляді вала 9 із закріпленою несучою смуговою спіраллю 10, по периферії якої закріплена робоча еластична спіраль 11.

Шнековий робочий орган розташований в корпусі транспортера 12, на якому з однієї сторони (в зоні завантаження сипкого матеріалу) розташований бункер 13, а з іншої сторони (в зоні вивантаження сипкого матеріалу) встановлений вивантажувальний патрубок 14, під яким розташована місткість 15 для відбору матеріалу.

Методика проведення експериментальних досліджень полягає в наступному. Спочатку сипкий матеріал завантажують у бункер 13 і з певною частотою обертання шнекового робочого органа, його заданими конструктивними параметрами, різною жорсткістю еластичної спіралі та кута нахилу до горизонту транспортують матеріал в зону вивантаження в місткість 15 для відбору матеріалу.

За необхідності визначити ступінь травмування сипкого матеріалу в залежності від довжини його транспортування матеріал з місткості 15 повторно завантажують у бункер 13 і переміщують його в зону вивантаження. Даний процес повторюють стільки разів, скільки необхідно для досягнення заданої довжини транспортування.

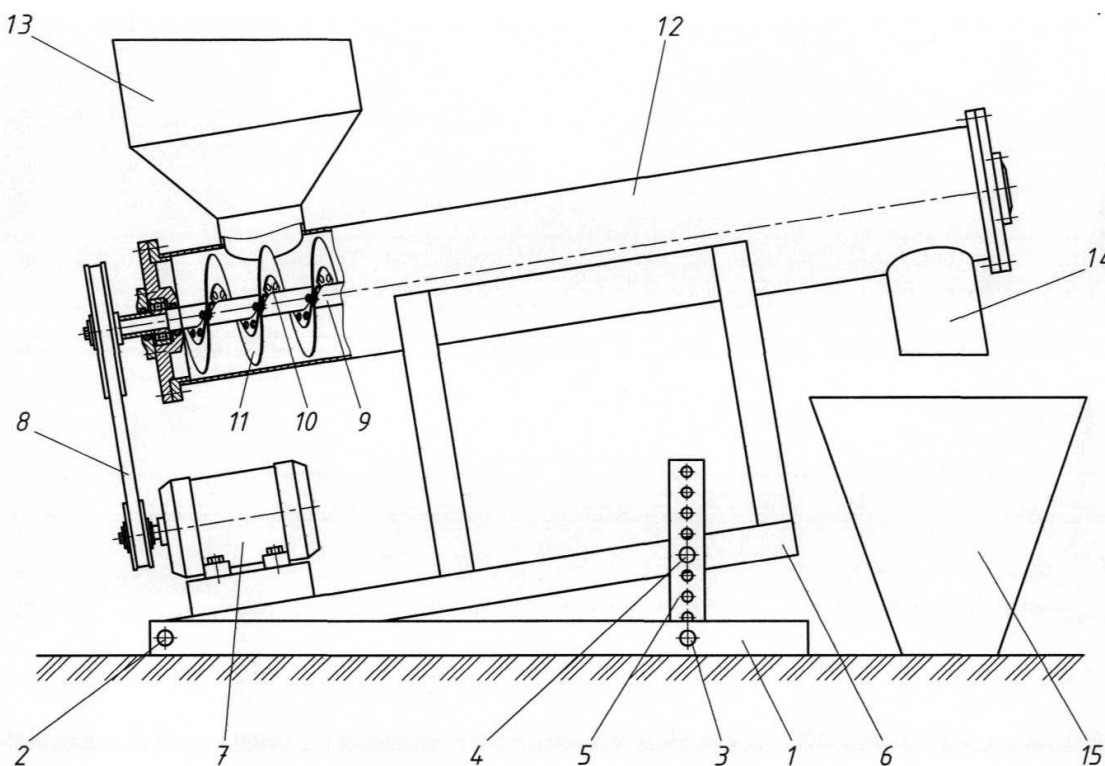
Далі з місткості 15 відбирають проби та визначають ступінь (відсоток) пошкодженого матеріалу. Далі за різницею кінцевого ступеня пошкодження матеріалу та його початкового (до транспортування в установці) визначається ступінь пошкодження матеріалу при його транспортуванні на задану довжину в установці.

Для встановлення впливу тих чи інших параметрів шнекового робочого органа проводять аналогічні дослідження при зміні частоти його обертання, конструктивних параметрах робочого органа, жорсткості еластичної спіралі або кута нахилу корпусу транспортера 12 до горизонту.

Дане технічне рішення дозволяє досліджувати шнекові робочі органи з еластичною гвинтовою поверхнею та встановлювати їх оптимальні конструктивно-кінематичні параметри для забезпечення мінімальних пошкоджень сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Установка для дослідження параметрів шнека з еластичною гвинтовою поверхнею, що містить раму, на якій закріплено привід, корпус транспортера з розташованим у ньому шнековим робочим органом, що містить вал із закріпленою несучою смуговою спіраллю, по периферії якої закріплена робоча еластична спіраль, завантажувальний бункер та вивантажувальний патрубок, яка відрізняється тим, що до рами шарнірно із можливістю кутового повертання та фіксації з однієї сторони, а з іншої сторони за допомогою кронштейна з отворами закріплена підрама, на якій встановлений електродвигун з пасовим приводом шнекового робочого органа, а в зоні вивантаження сипкого матеріалу розташована місткість для відбору матеріалу.



Комп'ютерна верстка Д. Шеверун

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 119856

(13) U

(51) МПК

B65G 33/26 (2006.01)

B65G 33/16 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО
ЕКОНОМІЧНОГО
РОЗВИТКУ І ТОРГІВЛІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**(21)** Номер заявки: **u 2017 04151****(22)** Дата подання заявки: **26.04.2017****(24)** Дата, з якої є чинними
права на корисну
модель: **10.10.2017****(46)** Публікація відомостей
про видачу патенту: **10.10.2017, Бюл.№ 19****(72)** Винахідник(и):

**Гевко Роман Богданович (UA),
Ткаченко Ігор Григорович (UA),
Залуцький Сергій Зіновійович (UA),
Градовий Василь Васильович (UA)**

(73) Власник(и):

**Гевко Роман Богданович,
вул. І. Сірка, 10, кв. 4, м. Тернопіль, 46020 (UA),
Ткаченко Ігор Григорович,
вул. Вишнівецького, 2, кв. 47, м. Тернопіль,
46016 (UA),
Залуцький Сергій Зіновійович,
вул. Вишнівецького, 3, кв. 103, м. Тернопіль,
46016 (UA),
Градовий Василь Васильович,
с. Звиняч, Чортківський р-н, Тернопільська
обл., 48510 (UA)**

(54) ШНЕК З СЕКЦІЙНОЮ ЕЛАСТИЧНОЮ ГВИНТОВОЮ ПОВЕРХНЕЮ**(57)** Реферат:

Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею містить центральний вал, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль, по периферії якої закріплені еластичні елементи. Еластичні елементи виконані у вигляді окремих секцій з кутом охоплення по колу понад 360° і, відповідно, перекриттям між суміжними секціями, причому зона перекриття суміжних секцій є без зазорів.

UA 119856 U

Корисна модель належить до галузі піднімально-транспортного машинобудування, а саме до гвинтових конвеєрів, що забезпечують транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів з мінімальними їх пошкодженнями в замкнених кожухах.

Відомий робочий орган гвинтового конвеєра [АС СРСР № 1652230, МПК В65G 33/00, 33/26 Бюл. № 20, 1991 р.], що містить несучу смугову гвинтову спіраль, по периферії якої закріплені еластичні елементи, які виконані у вигляді щіток. Аналог.

Недоліком такого робочого органу є низька надійність кріплення еластичних елементів, а також наявність зазорів між групами еластичних елементів (щіток), що призводитиме до розриву потоку транспортованого матеріалу та підвищення енерговитрат на виконання технологічного процесу.

Також відомий робочий орган гвинтового конвеєра [Патент України на корисну модель № 101095, МПК В65G 33/26, 33/16 Бюл. № 16, 2016 р.], що містить центральний вал, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль, на якій виконано отвори, за допомогою яких та механічних з'єднань кріпиться робоча еластична спіраль у вигляді окремих секцій. Найближчий аналог.

Недоліком такого робочого органу є зазори між еластичними секціями, що призводить до розриву потоку транспортованого матеріалу, і, відповідно, його пошкодження.

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення шнека з еластичною гвинтовою поверхнею, в якому виконанням несучої смугової спіралі, до якої за допомогою механічних з'єднань кріпиться робоча еластична секційна спіраль, причому еластичні елементи виконані у вигляді окремих секцій з кутом охоплення по колу понад 360° і відповідно перекриттям між суміжними секціями, причому зона перекриття суміжних секцій є без зазорів - за рахунок цього зменшується ступінь пошкодження сипких сільськогосподарських матеріалів при їх переміщенні в зону вивантаження.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в шнеку з еластичною гвинтовою поверхнею, що містить центральний вал, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль, по периферії якої закріплені еластичні елементи, згідно з корисною моделлю, еластичні елементи виконані у вигляді окремих секцій з кутом охоплення по колу понад 360° і відповідно перекриттям між суміжними секціями, причому зона перекриття суміжних секцій є без зазорів.

Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею зображено на фіг. 1; фіг. 2 - вигляд по А на фіг. 1; фіг. 3 - вигляд по Б на фіг. 1; фіг. 4 - вигляд по В на фіг. 1.

Шнек з еластичною гвинтовою поверхнею містить центральний вал 1, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль 2, по периферії якої закріплені еластичні елементи 3, виконані у вигляді окремих секцій з кутом охоплення по колу понад 360° і, відповідно, перекриттям між суміжними секціями, причому зона перекриття суміжних секцій є без зазорів.

На несучій смуговій спіралі 2 за допомогою секційних гвинтових пластин 4 та отворів, а також болтових з'єднань з напівкруглими головками 5 та гайками 6 закріплена робоча секційна еластична спіраль 3.

Працює шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею наступним чином.

В процесі транспортування шнеком сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва в направляючій трубі 7 вони взаємодіють з робочою еластичною гвинтовою поверхнею. У випадку попадання та защемлення, наприклад, зернини, між нерухомою поверхнею направляючої труби та обертовою робочою еластичною гвинтовою поверхнею розрізні пелюстки прогинаються, що забезпечує уникнення пошкодження зернини. Виконання еластичної поверхні у вигляді еластичних секцій, з перекриттями зони взаємодії із сипким матеріалом фактично виключає його пошкодження.

Запропонована конструкція шнека з секційною еластичною гвинтовою поверхнею дає можливість мобільної заміни секцій робочої еластичної спіралі у випадку їх зношення або транспортування інших матеріалів і виключає розрив потоку транспортованого сипкого матеріалу.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Шнек з секційною еластичною гвинтовою поверхнею, що містить центральний вал, на якому встановлена несуча смугова гвинтова спіраль, по периферії якої закріплені еластичні елементи, який **відрізняється** тим, що еластичні елементи виконані у вигляді окремих секцій з кутом охоплення по колу понад 360° і, відповідно, перекриттям між суміжними секціями, причому зона перекриття суміжних секцій є без зазорів.

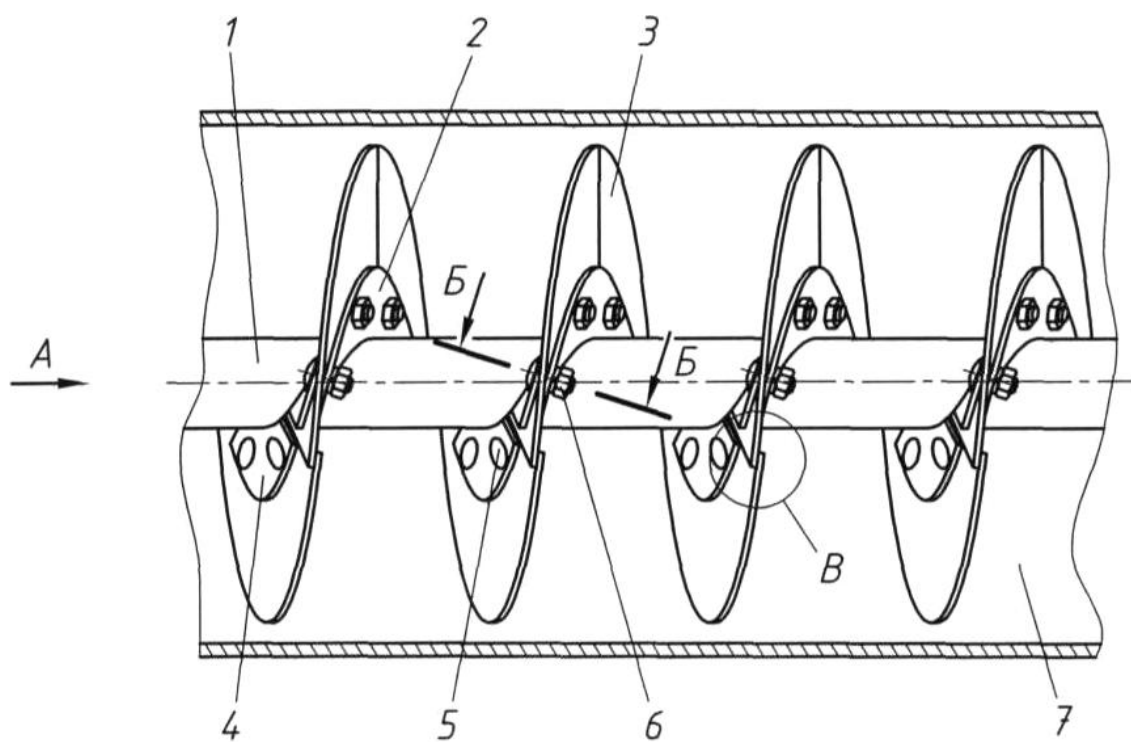


Fig. 1
A

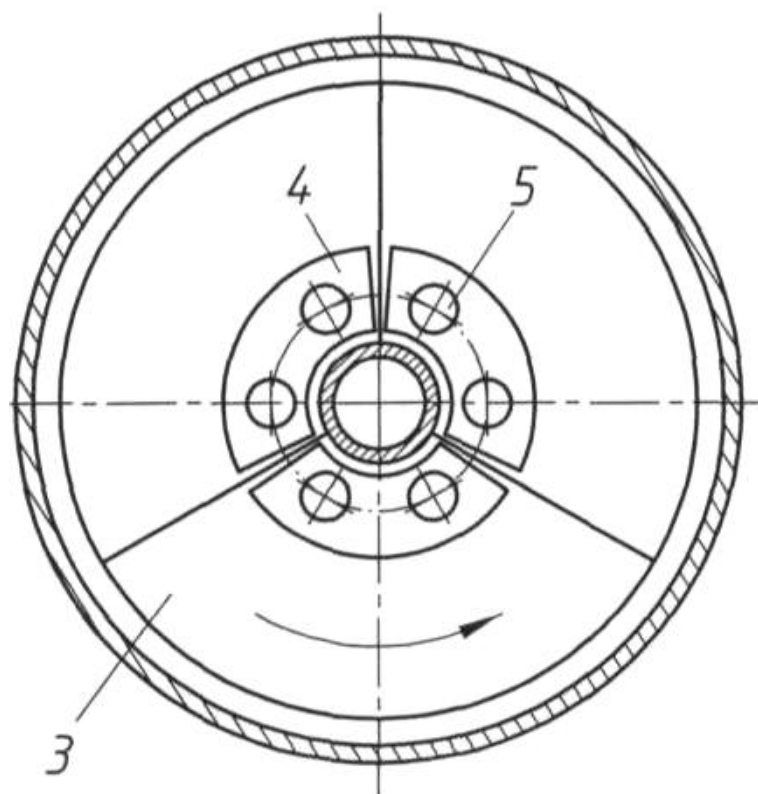


Fig. 2

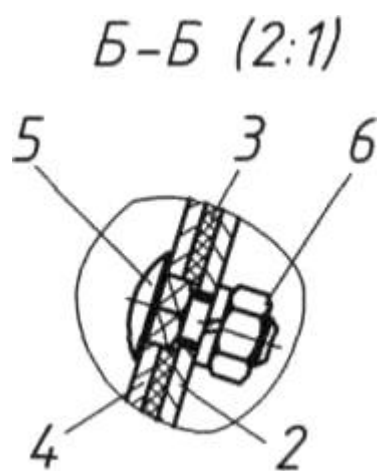


Fig. 3



Fig. 4