

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

**На правах рукопису**

**ГУДЬ ВІКТОР ЗІНОВІЙОВИЧ**

**УДК 631.36;621.867.42**

**МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ РОЗРОБКИ  
БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ СЕКЦІЙНИХ ШНЕКІВ ДЛЯ ЗЕРНОВОГО  
МАТЕРІАЛУ**

**05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва**

**АВТОРЕФЕРАТ  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук**

**Тернопіль – 2021**

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України.

**Науковий консультант** – доктор технічних наук, професор  
**Гевко Іван Богданович**,  
Тернопільський національний технічний університет  
імені Івана Пулюя, професор кафедри автомобілів.

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, професор  
**Ловейкін Вячеслав Сергійович**  
Національний університет біоресурсів і прородокористування України,  
завідувач кафедри конструювання машин і обладнання;

доктор технічних наук, професор  
**Дідух Володимир Федорович**  
Луцький національний технічний університет,  
завідувач кафедри аграрної інженерії;

доктор технічних наук, професор  
**Аулін Віктор Васильович**  
Центральноукраїнський національний технічний університет,  
професор кафедри експлуатації та ремонту машин.

Захист відбудеться «22» квітня 2021 року о 10 год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 58.052.02 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, аудиторія 79.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, корпус №2.

Автореферат розіслано «20» березня 2021 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



М. Я. Сташків

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Розвиток сільськогосподарського виробництва потребує нових типів машин і механізмів, які б покращували умови праці та об'єднували й удосконалювали різні технологічні процеси. Важливу роль у сільськогосподарському виробництві відіграє процес переміщення вантажів, який часто пов'язується з очищенням і переробкою сільськогосподарської продукції. При цьому переважна більшість усіх технологічних операцій з переміщення сільськогосподарських вантажів здійснюється шнеками різних типів. До них відносяться багатофункціональні секційні шнеки (БСШ), з допомогою яких здійснюють супутні технологічні операції сільськогосподарського виробництва.

До БСШ ставляться високі вимоги щодо відповідності призначенню, якості виконання технологічних операцій, продуктивності, енергоощадності, надійності, ремонтпридатності і простоти обслуговування. Від вказаних характеристик значною мірою залежить ефективність функціонування ферм, токів, комбикормових цехів та інших підприємств агропромислового комплексу. Недоліком БСШ є невеликий функціонал застосування, що пояснюється відсутністю їх прогресивних конструктивних схем, часто завищеною складністю, металоємністю та собівартістю виготовлення, не надто високою надійністю та ефективністю. А тому важливою науковою проблемою, що потребує вирішення, є створення високоефективних багатофункціональних гвинтових систем, розширення їх технологічних можливостей, зокрема шляхом розробки методологій їх проектування та конструктивного і технологічного удосконалення із розвитком відповідних механіко-технологічних основ. Відтак, розробка та вдосконалення багатофункціональних секційних шнеків, що забезпечують суміщення технологічних операцій та розширюють їх технологічні можливості, зокрема, зміною довжини та траєкторії траси і, відповідно, розширенням зони обслуговування, безумовно є актуальною та має велике значення для економіки України та інших країн.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Виконання дисертаційної роботи здійснено відповідно до тематики наукового напрямку Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (теми «Розробка транспортно-технологічних систем з пружними та еластичними гвинтовими робочими органами» (Д.Р. № 0120U101916) (досліджено процеси транспортування зернових сільськогосподарських матеріалів з пружними та еластичними гвинтовими робочими органами, спроектовано нові гвинтові еластичні робочі органи сільськогосподарських механізмів) а також «Моделювання, синтез та розробка гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення сільськогосподарських вантажів» (Д.Р. № 0120U102048) (здійснено синтез багатофункціональних гвинтових конвеєрів та їх елементів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві, досліджено динамічні процеси телескопічних гвинтових транспортерів-сепараторів сільськогосподарських сипких матеріалів і розроблено методику їх дослідження, досліджено процеси транспортування та сепарації сипких сільськогосподарських матеріалів гвинтовим завантажувачем-сепаратором, проведено експериментальні

дослідження гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві, спроектовано нові гвинтові транспортно-технологічні механізми та елементи їх захисту). Робота також спрямована на часткове вирішення науково-технічної проблеми, пов'язаної з моделюванням, синтезом та розробкою багатофункціональних секційних шнеків в рамках державної цільової комплексної програми «Національна програма розробки і виробництва технологічних комплексів машин і обладнання сільського господарства, харчової та переробної промисловості», затвердженої Кабінетом Міністрів України 07.03.1996 р.

### **Мета і задачі дослідження.**

Метою роботи є підвищення функціонально-експлуатаційних характеристик багатофункціональних секційних шнеків шляхом синтезу, моделювання та розробки їх прогресивних конструкцій з обґрунтуванням раціональних режимів роботи.

Для досягнення мети в роботі поставлені та вирішені наступні завдання:

1. Провести аналіз конструкцій та досліджень багатофункціональних гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві та розробити засади їх проектування на основі моделювання та синтезу.

2. Розробити методологію синтезу конструкцій гвинтових конвеєрів для використання у сільськогосподарському виробництві та згенерувати прогресивні моделі секційних шнеків з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни довжини та траєкторії перевантаження сільськогосподарських матеріалів.

3. Побудувати сукупність математичних моделей:

- динаміки системи «телескопічний шнек – сипке середовище» та дослідити динамічні процеси роботи телескопічних гвинтових транспортерів сільськогосподарських сипких матеріалів за наявності нерезонансних та резонансних коливань;

- динаміки системи «гвинт шнекового транспортера – зернова суміш» з процесом сепарації та дослідити процес одночасного транспортування і сепарації зернової суміші гвинтовим конвеєром зі встановленням закономірностей впливу на нього різних параметрів системи;

- згинальних коливань шнека крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача-змішувача зі встановленням закономірностей впливу параметрів даної системи на їх амплітудно-частотну характеристику;

- процесу змішування сільськогосподарських сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем-змішувачем.

4. Визначити раціональні режими переміщення сипких середовищ за допомогою багатофункціональних секційних шнеків.

5. Здійснити апробацію розроблених наукових механо-технологічних засад створення БСШ шляхом проведення комплексу експериментальних досліджень та виробничих випробувань розроблених функціональноздатних зразків багатофункціональних секційних шнеків.

6. Розробити інженерну методику проектування багатофункціональних гвинтових конвеєрів та їх елементів.

**Об'єкт дослідження** – створення багатофункціональних гвинтових систем на основі моделювання, синтезу та розробки їх конструкцій.

**Предмет дослідження** – багатофункціональні секційні шнеки та закономірності взаємозв'язку їх конструктивно-кінематичних параметрів з функціональним призначенням.

**Методи дослідження.** Для побудови та опису математичних моделей динамічних процесів досліджуваних об'єктів використовували загальні закони та принципи класичної механіки. Теоретичні дослідження проведені з використанням методів і принципів механіки, теорії машин і механізмів, конструювання деталей машин, основних ідей методів Бубнова-Гальоркіна та Ван-дер-Поля, адаптування хвильової теорії руху та асимптотичних методів нелінійної механіки. У сукупності вказане забезпечило встановлення закономірностей зміни основних динамічних параметрів БСШ. Експериментальні дослідження виконано із застосуванням загальновідомих методик з використанням математичних методів оптимального планування багатофакторного експерименту та проведено із застосуванням спеціально спроектованого і виготовленого обладнання та устаткування. Оброблення отриманих даних експериментальних масивів здійснено статистичними методами з використанням пакетів прикладних програм аналізу даних.

**Наукова новизна отриманих результатів.** Розроблено науково-прикладні основи створення БСШ, які полягають у поєднанні структурного синтезу ієрархічних груп і системного оцінювання ефективності альтернативних варіантів БСШ з урахуванням техніко-економічних чинників у єдиний процес, що забезпечує відбір конкурентоздатних конструкцій. При цьому:

1. Набуло подальшого розвитку генерування альтернатив багатофункціональних секційних шнеків з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів за окремими типами виконання операцій при використанні структурно-схемного синтезу ієрархічних груп.

2. Вперше розроблено математичні моделі динаміки системи «телескопічний шнек – сипке середовище» і досліджено динамічні процеси, які відбуваються в роботі телескопічних гвинтових транспортерів сільськогосподарських сипких матеріалів за наявності нерезонансних та резонансних коливань.

3. Вперше розроблено математичні моделі динаміки системи «гвинт шнекового транспортера – зернова суміш» з процесом сепарації і проведено дослідження процесу одночасного транспортування та сепарації зернової суміші гвинтовим конвеєром із встановленням впливу різних значень параметрів даної системи на цей процес.

4. Вперше розроблено математичні моделі динаміки згинальних коливань шнека крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача-змішувача зі встановленням впливу різних значень параметрів даної системи на амплітудно-частотну характеристику.

5. Набули подальшого розвитку моделі процесу змішування сільськогосподарських сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем-змішувачем із встановленням впливу конструктивно-технологічних та експлуатаційних параметрів на цей процес.

**Практичне значення отриманих результатів.** На базі розроблених математичних моделей обґрунтовано засади визначення конструктивно-кінематичних і силових параметрів БСШ та їх елементів.

На основі проведених структурно-схемних синтезів розроблено нові типи гвинтових конвеєрів (ГК) з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни довжини та траєкторії транспортування матеріалів за окремими типами виконання операцій (для повздовжнього переміщення сільськогосподарських вантажів, їх змішування, дозування, калібрування чи сепарування, пресування чи вичавлювання, подрібнення, зміни довжини траси перевантаження, зміни кута нахилу перевантаження, одночасного забору з різних місць чи одночасної подачі у різні місця вантажів), згенеровано конструкції телескопічних гвинтових конвеєрів та змішувачів з гвинтовими робочими органами (транспортерів-змішувачів і змішувачів з циклічним принципом роботи), гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами, пружно-запобіжних муфт гвинтових конвеєрів. Розроблено та проведено випробування нових типів БСШ із встановленням їх конструктивно-технологічних параметрів, в результаті чого підтверджено ефективність їх застосування при транспортуванні та перетворенні сільськогосподарських сипких матеріалів.

Технічна новизна розробок БСШ захищена 26 деклараційними патентами України на корисні моделі. Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації: впроваджено у ТДВ «Булат» (при виготовленні пристрою для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою), СФНВГ «Коваль» (при виготовленні і використанні гвинтового мобільного транспортера; телескопічного гвинтового завантажувача; телескопічного гвинтового транспортера; гвинтового преса), ФОП «Рудан А.М.» (при випробуванні гвинтового пересувного змішувача), ФОП «Ковальчук Л.М.» (при випробуванні гвинтового розходоміра), ТОВ «Портовик-С» (при випробуванні гвинтового конвеєра для одночасного роздільного транспортування різних сипких матеріалів), ТОВ «СУГП ІМТРЕКС» (при випробуванні гвинтового конвеєра зі змінним діаметром кожуха); використовуються в навчальному процесі при вивченні дисциплін: «Деталі машин і ПТО», «Наукові дослідження і теорія експерименту» у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

**Особистий внесок здобувача.** Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи виконано автором самостійно та опубліковано в 3 одноосібних наукових статтях [16, 17, 28], 5 матеріалах і тезах конференцій [41-45] та 2 авторських свідоцтвах на винаходи [66, 67].

У працях, опублікованих у співавторстві, особистий внесок здобувача такий: [1] - розроблено теоретичні аспекти проектування гнучких гвинтових конвеєрів; монографії [2] – проведено теоретичне дослідження процесу транспортування сипкого матеріалу гвинтовим завантажувачем з пересипом та розроблено інженерну методику проектування гвинтових конвеєрів; [3] – розроблено методику визначення величини рівня вібрації системи в процесі транспортування вантажів; [4] – здійснено дослідження резонансних коливань системи «Телескопічний гвинт – сипке середовище»; [5] – досліджено вплив величини резонансних коливань на процес транспортування вантажів телескопічним гвинтовим конвеєром; [6] – досліджено

величини резонансних коливань, які забезпечують нормальні умови для транспортування сипких вантажів; [7] - досліджено деформації робочого тіла секції гвинтового конвеєра; [8] - обґрунтовано процес виготовлення гвинтових робочих органів апарату для приготування кормових сумішей; [10, 14, 16, 20, 34, 48, 50] - досліджено питання способів реалізації методів навивання та відновлення шнекових заготовок; [11, 26, 30, 32, 35, 47, 49] - синтезовано декілька нових типів муфт, проведено експериментальні дослідження, побудовано графічні залежності; [12, 15] - синтезовано декілька нових типів конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів; [13, 31] - розроблено декілька нових типів завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів; [19, 21, 22, 24, 27, 29, 36, 38, 39, 40, 46] – теоретично та експериментально підтверджено результати досліджень телескопічного гвинтового транспортера; [23, 37] - досліджено методи підвищення експлуатаційної надійності гвинтових робочих органів; [23, 51] - проведено моделювання змішування компонентів; [52-65, 68-75] – розроблено елементи та механізми та технології використання та профілювання гвинтових елементів.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертаційної роботи доповідалися й були схвалені на наукових конференціях та семінарах, зокрема Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2006–2020 рр.), Інституту чорної металургії ім. З. І. Некрасова НАН України (м. Дніпро, 2017 р.), Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2019), Інституту інноваційної освіти (м. Київ, 2019 р.), Національного університету «Львівська політехніка» (2020 р.), Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка (2008–2019 рр.), Луцького національного технічного університету (2017-2020 рр.), Вінницького національного аграрного університету (2018 р.), Карагандинського державного університету імені академіка Е.А. Букетова (м. Караганда, 2019 - 2020 рр.), Університету інженерії і економіки м. Ряшів (м. Ряшів, Польща, 2019 р.), Центральноукраїнського національного технічного університету (м. Кропивницький, 2019-2020 рр.), Національного інституту досліджень і розробок машин та установок (м. Бухарест, Румунія, 2015 - 2020 рр.). У повному обсязі робота доповідалась і отримала позитивний відгук на розширеному науково-технічному семінарі Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (2020 р.) та науково-технічному семінарі Центральноукраїнського національного технічного університету (2020 р.).

**Публікації.** Основні положення та результати дисертації опубліковано в 2-х монографіях, 25 наукових статтях у фахових виданнях (6 з яких включено до наукометричних баз Scopus, Web of Science та Index Copernicus, 2 з них – одноосібні), 23 матеріалах і тезах наукових конференцій (5 одноосібних), 24 деклараційних патентах України на винаходи (2 одноосібних).

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, семи розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел і додатків. Загальний обсяг дисертації – 410 стор., у тому числі 112 рисунків, 30 таблиць, список використаних літературних джерел з 514 найменувань.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми, визначено мету роботи та сформовано задачі досліджень. Представлено наукову новизну та практичну цінність одержаних результатів, а також дані про апробацію результатів роботи та публікації, що відображають основний зміст дисертації.

У першому розділі проаналізовано стан досліджень гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві та визначено шляхи підвищення ефективності їх функціонування шляхом створення і дослідження телескопічних та інших мобільних конструкцій БСШ з розширеною зоною обслуговування.

Аналіз результатів досліджень використання гвинтових робочих органів в секторі аграрного виробництва показав, що вони займають особливе місце й використовуються і як самостійні засоби, і часто є складовими сільськогосподарських машин. Відтак, багато вчених присвятили свої дослідження особливостям функціонування гвинтових робочих органів у сільськогосподарському виробництві та їх взаємодії з сільськогосподарськими матеріалами, зокрема Адамчук В.В., Анакін І.А., Аулін В.В., Бабарика С.Ф., Барановський В.М., Борискін М.А., Брагінець М.В., Братішко В.В., Булгаков В.М., Бойко А.І., Василенко П.М., Гевко Б.М., Гевко Р.Б., Гортинский В.В., Готовцев Б.Н., Грицай Ю.В., Дідух В.Ф., Жислин Я.М., Журавлев А.З., Завражнов А.І., Заїка П.М., Зуєв І.М., Зуєв Ф.Г., Зельнер В.Р., Іванов В.Г., Іванов Ю.В., Корнеєв Г.В., Кошелєв А.Н., Кукта Г.М., Куликівський В.Л., Куцин Л.М., Лінник М.К., Ловейкін В.С., Макаров Ю.І., Омельченко О.О., Остапчук Н.В., Погорілий Л.В., Пугачов А.Н., Рогатинський Р.М., Ревенко І.І., Сисоліна І.П., Татьяненка Н.В., Шабельник Б.П., Черняєв Н.П., Ческідов В.М. та інші.

Проведений аналіз гвинтових механізмів з розширеною зоною траєкторії перевантаження сільськогосподарських матеріалів показав, що сучасні шнекові механізми володіють низькою мобільністю при зміні напрямку та довжини перевантаження, а також вимагають значних витрат часу на перекомплектацію за потреби забезпечення цих змін.

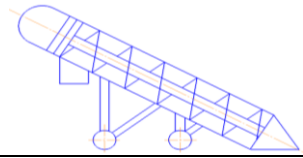
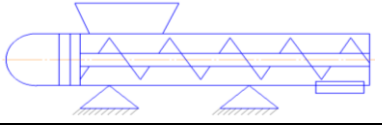
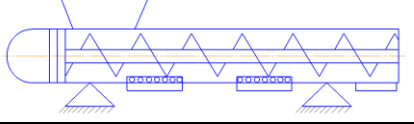
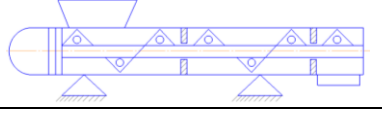
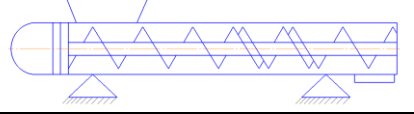

У результаті проведеного аналізу досліджень використання гвинтових робочих органів в сільськогосподарській техніці можна зробити висновок, що існує цілий ряд невирішених теоретичних і прикладних питань, пов'язаних з проблемами розробки ефективних гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни довжини та траєкторії перевантаження матеріалів, які потребують вирішення. Відтак існує реальна потреба у розвитку механіко-технологічних засад розробки багатofункціональних секційних шнеків, які б володіли можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни довжини і траєкторії перевантаження сільськогосподарських матеріалів.

У другому розділі проведено синтез гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві, на базі чого розроблено класифікацію гвинтових конвеєрів (ГК) з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів за конструктивними ознаками. Зокрема виконано синтез ГК з



можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни довжини і траєкторії перевантаження матеріалів, що дозволило згенерувати конструкції ГК з конкретним функціональним призначенням чи їх поєднанням (табл. 1).

Таблиця 1 - Варіанти ГК з допомогою яких здійснюються функціональні операції чи призначення та їх можлива кількість

№	Кількість згенерованих варіантів ГК з допомогою яких здійснюються функціональні операції чи призначення	Приклади схем з конструктивними елементами	Основні оптимізаційні параметри*
1	Повздожнє переміщення: $N_{ГК1} = 48$ .		$Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
2	Змішування: $N_{ГК2} = 54$ .		$Q \rightarrow \max; K_o \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
3	Дозування: $N_{ГК3} = 24$ .		$dQ/dt \rightarrow \max;$ $Q \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
4	Калібрування чи сепарування: $N_{ГК4} = 46$ .		$P(d_i \leq d_1 \leq d_{i+1}) \rightarrow \max;$ $Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$
5	Нагнітання, пресування і вичавлювання: $N_{ГК5} = 54$ .		$P \rightarrow \max; Q \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
6	Подрібнення: $N_{ГК6} = 39$ .		$Q \rightarrow \max; K_p \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
7	Зміна довжини траси: $N_{ГК7} = 42$ .		$L \rightarrow \max; Q \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
8	Зміна кута нахилу перевантаження: $N_{ГК8} = 63$ .		$\alpha \rightarrow \max; Q \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
9	Багатотрасове переміщення: $N_{ГК9} = 54$ .		$n \rightarrow \text{оптимум};$ $Q \rightarrow \max; C \rightarrow \min$

\*  $Q$  – продуктивність;  $C$  – сукупні витрати;  $K_o$  – однорідність змішування;  $dQ/dt$  – точність;  $P(d_i \leq d_1 \leq d_{i+1})$  – належність до фракції;  $P$  – тиск;  $K_p$  – однорідність подрібнення;  $L$  – видовження шнека;  $\alpha$  - кут нахилу шнека;  $n$  – кількість віток конвеєра

В розділі проведено генерування конструкцій телескопічних гвинтових конвеєрів (ТГК), з допомогою яких покращується ефективність перевантаження сільськогосподарських матеріалів при забезпеченні мобільної зміни необхідної довжини транспортування, що можуть виступати у якості як самостійних засобів,

так і у складі різних типів сільськогосподарської техніки. На основі проведених досліджень розроблено класифікацію ТГК за конструктивними ознаками.

Також виконано структурно-схемний синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами, в результаті якого виділено дві індивідуальні моделі механічних систем, а саме: модель генерування альтернатив гвинтових конвеєрів-змішувачів (ГКЗ), в яких операція змішування є супутньою при операції транспортування матеріалів; модель, яка забезпечує появу нових конструктивних рішень гвинтових змішувачів, в яких процес змішування є визначальним і просторове переміщення вантажів від місця їх завантаження до місця вивантаження немає практичного значення (працюють за схемою колового перевантаження).

Окрім того, проведено генерування конструкцій гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами і дослідження деформації їх секцій. Встановлено, що деформації гвинтового елемента секції гнучких гвинтових конвеєрів повністю залежать від геометрії витків гвинтового елемента (кута підйому і радіуса середньої лінії, кроку і параметрів поперечного перерізу) та зовнішнього навантаження.

В результаті виконаного синтезу було розроблено і досліджено значну кількість працездатних конструкцій БСШ з окремими типами функціональних операцій чи призначенням, а на цілий ряд конструкцій отримано патенти на корисну модель.

**У третьому розділі** «Динамічні процеси в секційних гвинтових транспортерах-сепараторах сільськогосподарських сипких матеріалів» проведено дослідження динамічних явищ у системі «телескопічний гвинт - сипке середовище» в робочому режимі телескопічного гвинтового транспортера-сепаратора і побудовано математичну модель динаміки системи «гвинт шнекового транспортера – зернова суміш та процес сепарації».

Відповідно, математична модель згинальних коливань пружного тіла, яке обертається вздовж нерухомої осі із сталою кутовою швидкістю  $\Omega$  за умови, що вздовж нього рухається зі сталою відносною лінійною швидкістю  $V$  суцільний потік однорідного середовища нульової жорсткості, описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} & (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2\rho_2 V \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial z} - 2(\rho_1 + \rho_2) \Omega \frac{\partial w}{\partial t} + \rho_2 V^2 \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \\ & - 2(\rho_1 + \rho_2) I \Omega \frac{\partial^3 w}{\partial t \partial x^2} + EI \frac{\partial^4 u}{\partial z^4} - (\rho_1 + \rho_2) \Omega^2 u = \varepsilon f \left( u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial w}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial z}, \frac{\partial w}{\partial z}, \dots, \frac{\partial^3 u}{\partial z^3}, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right), \\ & (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2\rho_2 V \frac{\partial^2 w}{\partial t \partial z} + 2(\rho_1 + \rho_2) \Omega \frac{\partial u}{\partial t} + \rho_2 V^2 \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \\ & + 2(\rho_1 + \rho_2) I \Omega \frac{\partial^3 u}{\partial t \partial x^2} + EI \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} - (\rho_1 + \rho_2) \Omega^2 w = \varepsilon g \left( u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial w}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial z}, \frac{\partial w}{\partial z}, \dots, \frac{\partial^3 u}{\partial z^3}, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right). \end{aligned} \quad (1)$$

Динамічний процес гвинта шнека залежить, крім силових та кінематичних  $\left( \frac{\partial \mathcal{A}(z,t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 \mathcal{A}(z,t)}{\partial t^2}, \Omega, V \right)$  чинників, ще й від способу закріплення. У випадку повільно регульованої його довжини:

$$\begin{aligned} u(t, z)|_{z=0} = \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}|_{z=0} = 0, \quad w(t, z)|_{z=0} = \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}|_{z=0} = 0, \\ u(t, z)|_{z=l(\tau)} = \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}|_{z=l(\tau)} = 0, \quad w(t, z)|_{z=l(\tau)} = \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}|_{z=l(\tau)} = 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Визначення власної частоти згинальних коливань тіла, як функції кутової та лінійної швидкості руху середовища вздовж пружного тіла, можна з залежності:

$$\omega_k = \Omega(I\kappa_k - 1) \pm \kappa_k \sqrt{\Omega^2 I(\kappa_k^2 I - 2) - \frac{\rho_2 V^2 - EI\kappa_k^2}{\rho_1 + \rho_2}}. \quad (3)$$

Відповідно до основної ідеї методу Ван-дер-Поля отримуємо залежності для динамічної рівноваги:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u(t, z)}{\partial t} &= -a\omega(\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)), \\ \frac{\partial w(t, z)}{\partial t} &= a\omega(\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)), \end{aligned} \quad (4)$$

де  $k$  - вказує на форму динамічної рівноваги.

Отримані залежності підставимо у базову систему диференціальних рівнянь (1) та отримаємо:

$$\begin{aligned} -\frac{da}{dt}\omega(\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)) + a\omega\frac{d\phi}{dt}(\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \\ - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)) = \varepsilon \tilde{f}(a, x, \psi, \vartheta), \\ -a\frac{d\phi}{dt}(\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)) + \frac{da}{dt}(\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)) = 0; \\ \frac{da}{dt}\omega(\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)) - a\omega\frac{d\phi}{dt}(\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \\ + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)) = \varepsilon \tilde{g}(a, z, \psi, \gamma, \vartheta), \end{aligned} \quad (5)$$

де  $\tilde{f}(a, x, \psi, \gamma, \vartheta)$ ,  $\tilde{g}(a, z, \psi, \gamma, \vartheta)$  відповідають значенням відповідно функції

$$\begin{aligned} f_1\left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \dots, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma\right) + 2(\rho_1 + \rho_2)\frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t}\frac{\partial w}{\partial t} + 2(\rho_1 + \rho_2)I\frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t}\frac{\partial^3 w}{\partial t \partial x^2} + 2(\rho_1 + \rho_2)\Omega\frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t}u + (\rho_1 + \rho_2)\frac{\partial^2 \vartheta(z, t)}{\partial t^2}w; \\ f_2\left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \dots, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma\right) - 2(\rho_1 + \rho_2)\frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t}\frac{\partial u}{\partial t} - 2(\rho_1 + \rho_2)I\frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t}\frac{\partial^3 u}{\partial t \partial x^2} - 2(\rho_1 + \rho_2)\Omega\frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t}w - (\rho_1 + \rho_2)\frac{\partial^2 \vartheta(z, t)}{\partial t^2}u. \end{aligned} \quad (6)$$

На основі диференціальних рівнянь (6) із умовами, які впливають із основної ідеї методу Ван-дер-Поля, отримано співвідношення, що визначають закономірності зміни амплітуди та частоти хвильового процесу:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{1}{2\pi\omega l(\rho_1 + \rho_2)} \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \psi, \gamma, \vartheta)(\cos(\kappa z + \psi) - \cos(\kappa z - \psi))d\psi dz, \\ \frac{d\theta}{dt} &= \omega + \frac{1}{2\pi\omega l(\rho_1 + \rho_2)} \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \psi, \gamma, \vartheta)(\sin(\kappa z + \psi) + \sin(\kappa z - \psi))d\psi dz. \end{aligned} \quad (7)$$

У диференціальних рівнянь (7) підінтегральні функції і праві частини є періодичними за аргументами  $\psi, \gamma, \vartheta$ , що дозволить розглянути нерезонансні та

резонансні коливання за умов  $\omega \neq \nu$  та  $\omega \neq \Theta$ , якщо між власною частотою  $\omega$  та частотою зовнішнього збурення  $\nu$  чи частотою крутильних коливань  $\Theta$  не існує раціонального зв'язку. Для нерезонансних коливань амплітуда та частота згинальних коливань телескопічного шнека описується залежностями:

$$\frac{da}{dt} = -\frac{k_1(\omega)^{s-1}}{(\rho_1 + \rho_2)\pi} a^s; \quad \frac{d\psi}{dt} = \omega - \frac{\bar{k}_1 EI}{(\rho_1 + \rho_2)} a^2 - \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{\rho_2}{8\omega(\rho_1 + \rho_2)} V^2. \quad (8)$$

Для нерезонансних коливань розглядуваної системи основні параметри згинальних коливань системи «суцільний потік сипкого середовища – гвинт» не залежать від його малих крутильних коливань та зовнішнього періодичного збурення. Проте амплітуда коливань залежить не лише від пружних характеристик матеріалу шнека (впливають на власну частоту), в'язко-пружних сил тертя, способу закріплення, але й від кутової швидкості його обертання.

На рисунках 1 і 2 представлено зміну в часі амплітуди затухаючих коливань та власної частоти телескопічного гвинта для різних кутових швидкостей обертання шнека за умови, що пружні властивості матеріалу гвита шнека задовольняють нелінійній технічній закономірності зміни пружності, а сила в'язкого тертя пропорційна швидкості руху точок у степені  $s$ .

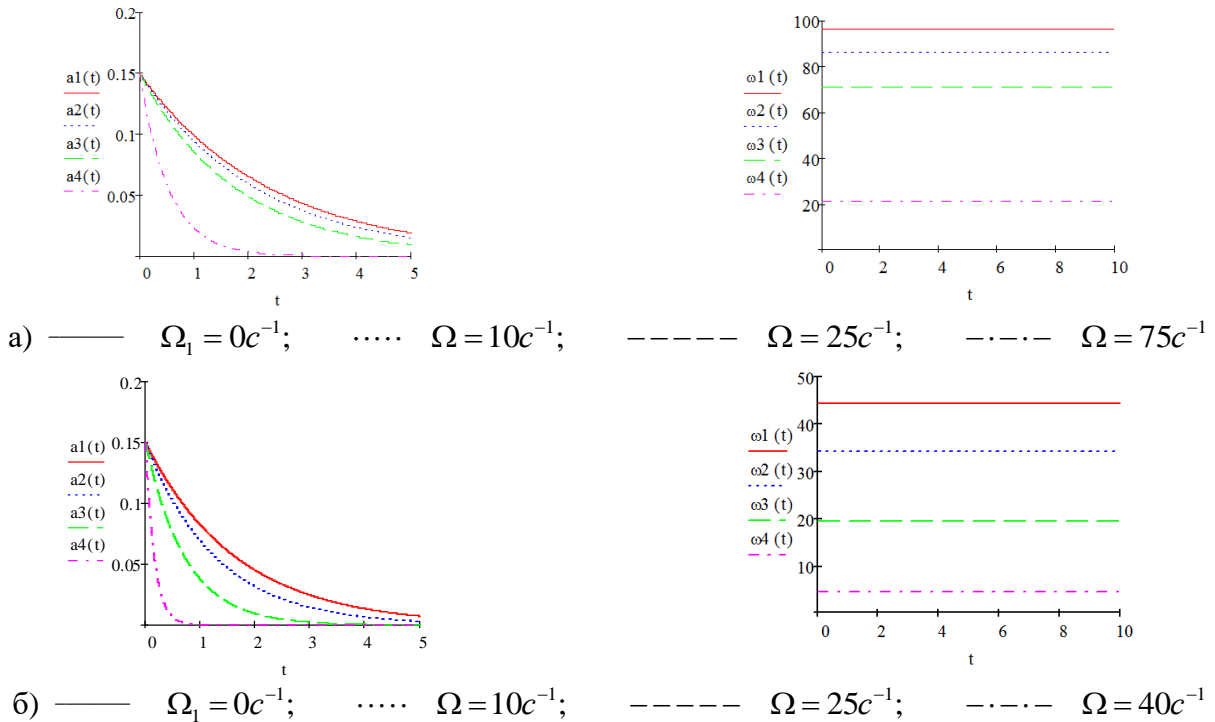


Рисунок 1 – Закономірності зміни амплітуди затухаючих коливань та власної частоти телескопічного гвинта без середовища ( $\rho_2 = 0$  кг/м) за різних кутових швидкостей його

обертання при  $I = 6 \cdot 10^{-6}$  кг<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>;  $E = 2,06 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>: а –  $l = 6$  м,  $\rho_1 = 10$  кг/м; б –  $l = 8$  м,  $\rho_1 = 15$  кг/м

З рисунків видно, що зрив коливань проходить при певних значеннях кутових швидкостей обертання  $\Omega = 100$  (рис. 1, а),  $\Omega = 45$  (рис. 1, б);  $\Omega = 30$  (рис. 2, а),  $\Omega = 40$  (рис. 2, б). Встановлено, що для більших величин погонної маси гвинта чи середовища зрив коливань проходить за менших кутових швидкостей, а для гвинтів шнеків більших довжин зрив коливань проходить за менших кутових швидкостей обертання.

Отримані результати із достатнім ступенем точності відображають динамічні процеси у гвинті за умови повільно змінної його довжини. На основі залежності (8)

описано закономірності зміни амплітуди чи власної частоти за повільно змінної довжини телескопічного гвинта. На рисунку 3 представлено закономірності зміни цих параметрів для телескопічного гвинта без сипкого середовища, а на рисунку 4 – із сипким середовищем.

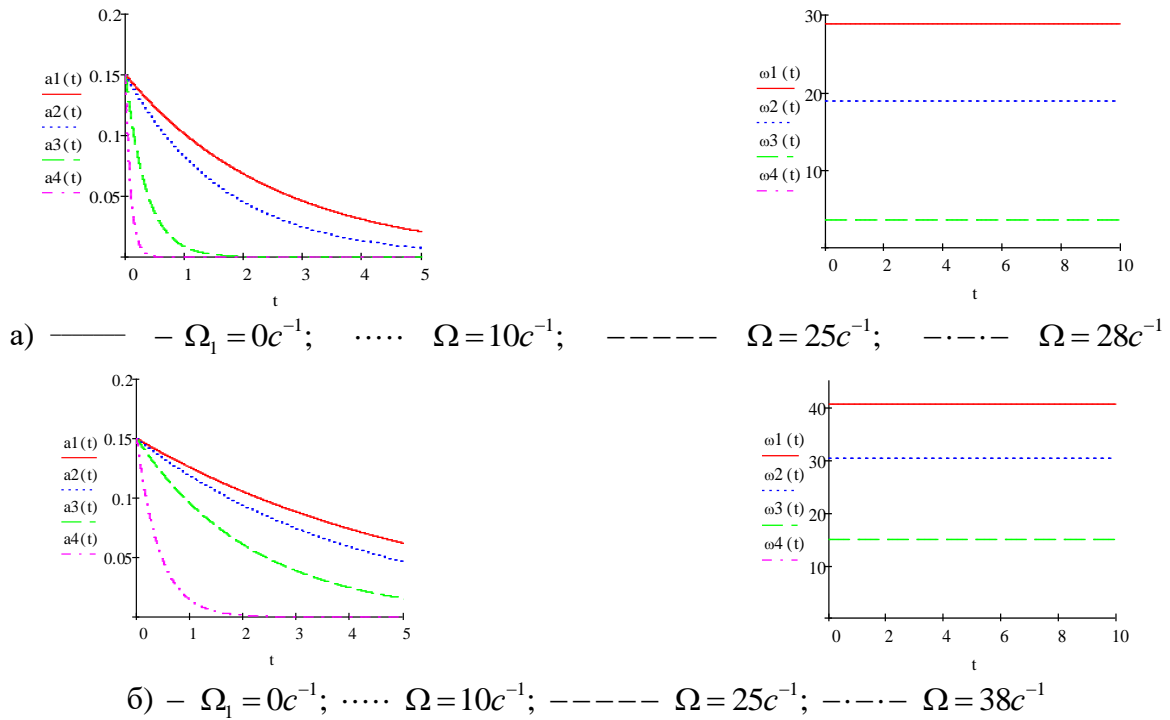


Рисунок 2 – Закономірності зміни амплітуди затухаючих коливань та власної частоти телескопічного гвинта за різних кутових швидкостей його обертання та різних кількостей відносного руху середовища при  $\rho_1 = 15 \text{ кг/м}$ ;  $I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2$ ;  $V = 5 \text{ м/с}$ ;  $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ :

а –  $\rho_2 = 20 \text{ кг/м}$ ,  $l = 8 \text{ м}$ ; б –  $\rho_2 = 40 \text{ кг/м}$ ,  $l = 6 \text{ м}$

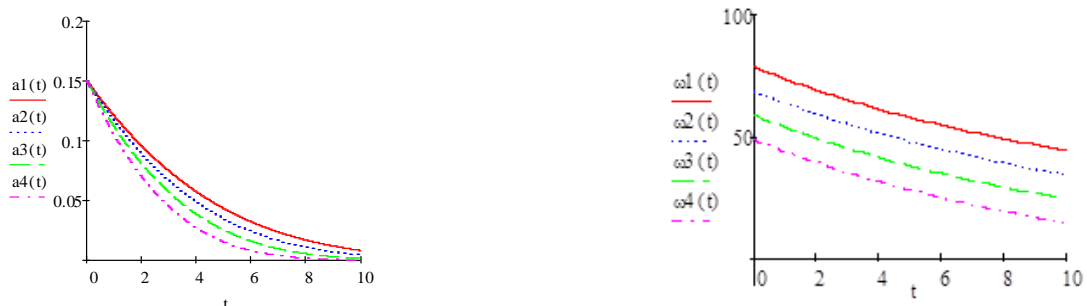


Рисунок 3 – Закономірності зміни амплітудно-частотної характеристики телескопічного гвинта за повільно змінної його довжини при:  $\rho_1 = 15 \text{ кг/м}$ ;  $\rho_2 = 0 \text{ кг/м}$ ;  $I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2$ ;

$E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ ;  $V = 5 \text{ м/с}$ ;  $l = 6 + 0.2t$



Рисунок 4 – Закономірності зміни амплітудно-частотної характеристики системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» за різних кількостей руху останнього та змінної довжини гвинта при  $\rho_1 = 15 \text{ кг/м}$ ;  $l = 6 + 0.2t$ ;  $V = 5 \text{ м/с}$ ;  $I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2$ ;  $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ ;  $\rho_2 = 30 \text{ кг/м}$

Представлені графічні залежності показують, що із видовженням телескопічного гвинта частота його коливань з часом спадає, а основні результати, які отримані для випадку сталої його довжини, можуть бути використані і для випадку повільно змінної довжини.

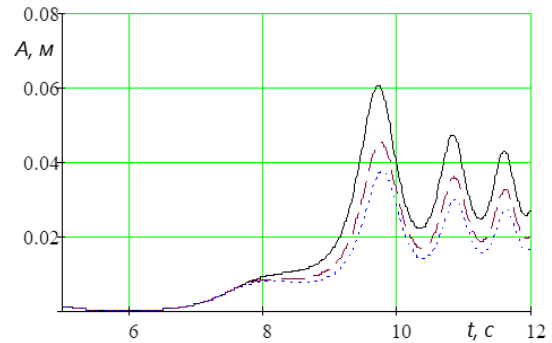
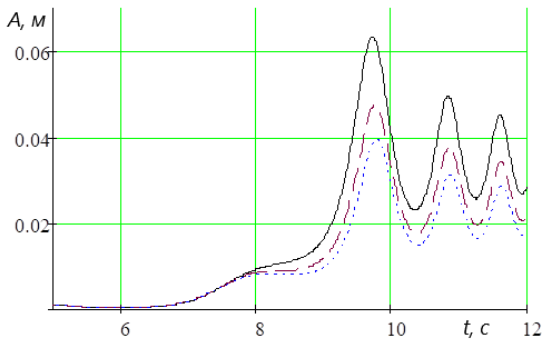
Умовою існування резонансних коливань, зумовлених зовнішніми періодичними силами, є зв'язок між частотами власних коливань системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» та частотою зовнішнього періодичного збурення, тобто  $m\nu \neq n\omega_k$ . Залежність (3) вказує одночасно на найбільш простий шлях уникнення зовнішнього резонансу: для заданої величини зовнішнього періодичного збурення слід частоту обертання телескопічного гвинта вибрати із

$$\text{умови } m \left[ \Omega(I\kappa_k - 1) \pm \kappa_k \sqrt{\Omega^2 I(\kappa_k^2 I - 2) - \frac{\rho_2 V^2 - EI\kappa_k^2}{\rho_1 + \rho_2}} \right] \neq m\nu. \text{ Для дослідження процесу}$$

проходження резонансу приймемо систему диференціальних рівнянь (7) та властивість резонансних коливань, яка полягає в тому, що амплітуда проходження резонансу суттєво залежить від різниці фаз власних та вимушених коливань  $\varphi = \psi - \gamma$ . Після перетворень отримано рівняння для визначення різних кінематичних характеристик системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» амплітуду проходження через резонанс на частоті зовнішнього періодичного збурення (рис. 5):

$$\frac{da}{dt} = -\frac{k_1(\omega)^{s-1}}{(\rho_1 + \rho_2)\pi} a^s + \frac{h}{\pi\omega} \cos \gamma; \quad (9)$$

$$\frac{d\gamma}{dt} = \omega - \nu - \frac{\bar{k}_1 EI}{(\rho_1 + \rho_2)} a^2 - \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{\rho_2}{8\omega(\rho_1 + \rho_2)} V^2 + \frac{h}{\pi\omega} \sin \gamma.$$



а)  $-\rho_2 = 10$  кг/м;  $-- \rho_2 = 15$  кг/м;  $\cdots \rho_2 = 20$  кг/м      б)  $-\rho_2 = 10$  кг/м;  $-- \rho_2 = 15$  кг/м;  $\cdots \rho_2 = 20$  кг/м

Рисунок 5 – Закономірності зміни амплітуди системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» при переході через резонанс зумовлений зовнішнім періодичним збуренням при  $\rho_1 = 15$  кг/м;  $l = 6$  м;  $I = 6 \cdot 10^{-6}$  кг м<sup>2</sup>;  $E = 2,06 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>; а –  $V = 5$  м/с,  $\Omega = 15$  с<sup>-1</sup>; б –  $V = 10$  м/с,  $\Omega = 20$  с<sup>-1</sup>

Для визначення внутрішнього резонансу виведено залежності з врахуванням впливу крутильних коливань. Відповідно поперечні резонансні коливання зумовлені крутильними коливаннями у випадку  $s = k = 1$  описуються диференціальними рівняннями:

$$\frac{da}{dt} = \frac{k_1(\omega)^{s-1}}{(\rho_1 + \rho_2)\pi} a^s + \frac{4}{3} ab_1 \omega_{g1} \left( 1 - I\kappa_1^2 + \frac{\Omega}{\omega_1} - \frac{\omega_{g1}}{\omega_1} \right) \cos \phi_2,$$

$$\frac{d\phi_2}{dt} = 2\omega_1 - \omega_{g1} - \frac{\bar{k}_1 EI}{(\rho_1 + \rho_2) a^2} - \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 \frac{\rho_2}{8\omega(\rho_1 + \rho_2)} V^2 + \frac{4}{3} a \omega_{g1} \left( 1 - I\kappa_1^2 + \frac{\Omega}{\omega_1} - \frac{\omega_{g1}}{\omega_1} \right) \sin \phi_2. \quad (10)$$

На основі (10) для різних значень кутової швидкості обертання представлено зміну в часі амплітуди згинальних коливань системи під час переходу внутрішнього резонансу (рис. 6). Наведені результати показують, що як і зовнішнього, так і внутрішнього резонансів можна уникнути шляхом зміни кутової швидкості гвинта. Встановлено, що для більших кутових швидкостей обертання власна частота згинальних коливань є меншою і одночасно амплітуда переходу через резонанс є меншою, а для більших значень відносної кількості руху середовища амплітуда переходу через внутрішній резонанс приймає більше значення.

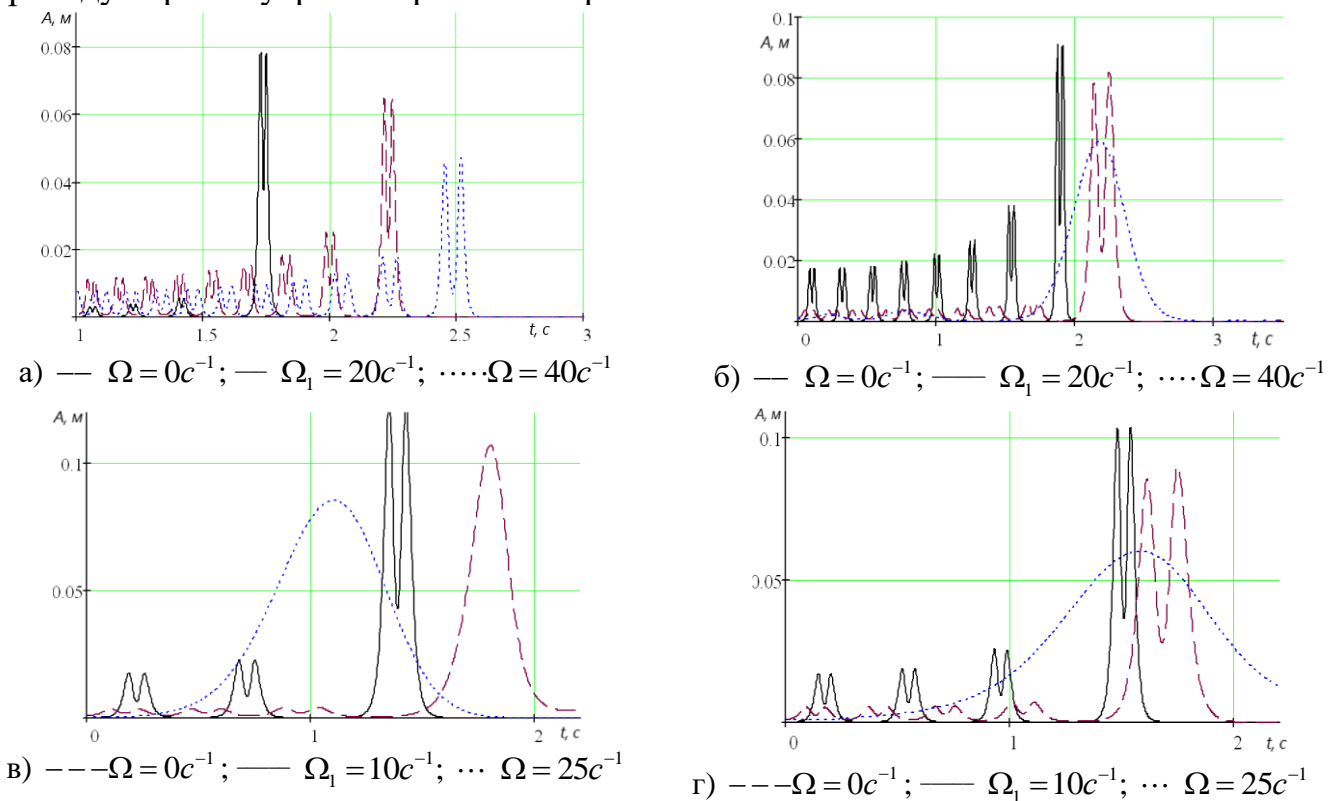


Рисунок 6 - Закономірності зміни амплітуди згинальних коливань гвинта під час переходу через внутрішній резонанс при  $\rho_1 = 10 \text{ кг/м}$ ;  $I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2$ ;  $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$ ;  $V = 10 \text{ м/с}$ :

а -  $\rho_2 = 0 \text{ кг/м}$ ,  $l = 6 \text{ м}$ ; б -  $\rho_2 = 20 \text{ кг/м}$ ,  $l = 6 \text{ м}$ ; в -  $\rho_2 = 30 \text{ кг/м}$ ,  $l = 8 \text{ м}$ ; г -  $\rho_2 = 15 \text{ кг/м}$ ,  $l = 8 \text{ м}$

Досягти значної економії матеріальних та енергетичних ресурсів під час транспортування зернової суміші ГК та виконання різного роду технологічних процесів вдається не тільки найбільш сприятливою (оптимальною) послідовністю їх виконання, а й одночасним виконанням декількох операцій, а саме транспортування кормів із одночасною сепарацією (рис. 7).

У процесі експлуатації БСШ, які призначені для транспортування зернової суміші із одночасною сепарацією, шнек здійснює згинальні коливання. Зернова маса, яка переміщається і піддається сепарації, рухається відносно гвинта транспортера із сталою відносно швидкістю  $V$ .

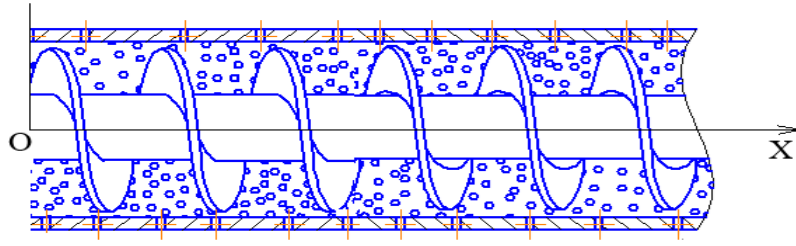


Рисунок 7 – Транспортування кормів із одночасною сепарацією

Внаслідок процесу сепарації погонна маса зернової суміші вздовж довжини транспортера змінюється. Найбільша величина погонної маси є на початку транспортера, а найменша – в кінці. Якщо об'єм зернової маси фіксувати відносно горизонтальної осі  $OX$ , яка співпадає із нейтральною віссю недеформованого шнека і початок її співпадає із лівим кінцем шнека, то із достатнім ступенем точності розподіл погонної маси вздовж шнека  $\rho_1(x)$  можна описати залежністю  $\rho_1(x) = \rho_{10} \left(1 - k \frac{x}{l}\right)$ , де  $\rho_{10}$  - погонна маса зернової суміші у місці подачі її із бункера на транспортер;  $l$  - довжина шнека;  $k$  - коефіцієнт, який характеризує процес сепарації ( $k$  належить інтервалу  $0 < k < 1$ ). Математична модель динаміки системи «гвинт шнекового транспортера – зернова суміш» з процесом сепарації визначається за залежністю:

$$\begin{aligned} &(\rho + \rho_1(x)) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + 2\rho_1(x)V \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t \partial x} + \rho_1(x)V^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \\ &+ EI \bar{I}(x) \frac{\partial^4 u(x,t)}{\partial x^4} - (\rho + \rho_1(x)) \Omega^2 u(x,t) = \mathcal{E}f \left( u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} \right), \end{aligned} \quad (11)$$

де  $u(x,t)$  - поперечне переміщення перерізу шнекового гвинта з координатою  $x$  в довільний момент часу  $t$ ;  $EI$  - жорсткість на згин шнека ( $E, I$  - відповідно модуль пружності матеріалу шнека та його момент інерції);  $\rho$  - стала (погонна маса шнека);  $\mathcal{E}f \left( u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} \right)$  - функція, яка описує нелінійно пружні, дисипативні та іншої природи сили системи;  $\bar{I}(x)$  - момент інерції гвинта разом із зерновою сумішшю.

За рахунок руху зернової суміші з'явилися два нових доданки  $\rho_1(x)V \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t \partial x}$  та  $\rho_1(x)V^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2}$ . Також за рахунок процесу сепарації погонна маса зернової суміші змінюється вздовж довжини сепаруючої сітки.

Крайові умови для диференціального рівняння можна подати у вигляді:

$$u(0,t) = \varepsilon k_1 \sin(pt + \theta), \quad \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial x^2} = 0, \quad u(l,t) = 0; \quad \frac{\partial^2 u(l,t)}{\partial x^2} = 0,$$

де  $k_1, p, \theta$  - сталі, що характеризують амплітуду, частоту та початкову фаза зовнішнього періодичного збурення

Отже для нерезонансного випадку ( $\omega \neq p$ ) можна записати залежність у вигляді:



$$T(t) = a(t) \cos \psi(t), \psi(t) = \omega t + \varphi(t), \quad (12)$$

де  $a(t)$  – амплітуда та  $\varphi(t)$  – частота коливань шнека визначаються системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{-\varepsilon}{(\rho_{10} + \rho)\omega\pi} \beta \frac{\sqrt{\pi}\Gamma(s+1)}{\Gamma\left(\frac{2s+1}{2}+1\right)} a^{2s+1} + \frac{1}{\rho_{10} + \rho} 2 \frac{k\rho_{10}}{l} \frac{\pi^2}{l} VI_{12}\omega a, \\ \frac{d\psi}{dt} &= \omega + \frac{3\varepsilon\alpha_1}{32(\rho_{10} + \rho)\omega\pi a} a^2 + \frac{1}{(\rho_{10} + \rho)} \frac{k\rho_{10}}{l} \left\{ \omega^2 + V^2 \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 + \Omega^2 \right\} I_{11}. \end{aligned} \quad (13)$$

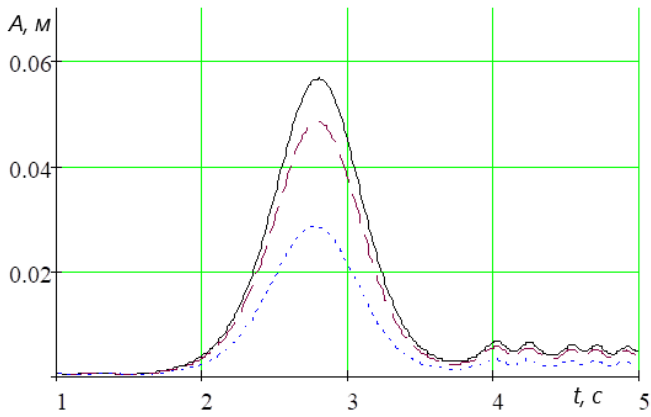
Аналіз отриманих результатів показав, що із збільшенням кутової швидкості обертання шнека власна частота його згинальних коливань зменшується (без урахування процесу сепарації); поздовжній рух зернової суміші вздовж гвинта шнека зменшує його власну частоту коливань (без урахування процесу сепарації); процес переміщення зернової суміші з її сепарацією збільшує частоту власних коливань, причому для більшої інтенсивності процесу сепарації ріст власної частоти є більшим; для більшої величини погонної маси зернової суміші власна частота згинних коливань є меншою.

Переміщення зернової суміші ГК часто характеризується зростанням амплітуди поперечних коливань гвинта й зростанням динамічних напружень у ньому, а також зростанням інтенсивності перемішування зернової суміші. Цей процес залежить від різниці фаз власних та вимушених коливань -  $\theta(t) = \psi(t) - \gamma(t)$ . Диференціальні рівняння резонансних співвідношень у випадку головного резонансу матимуть вигляд:

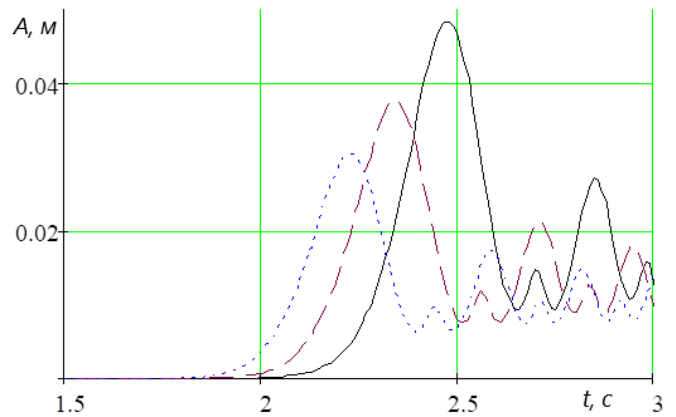
$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{-\varepsilon}{(\rho_{10} + \rho)\omega\pi} \beta \frac{\sqrt{\pi}\Gamma(s+1)}{\Gamma\left(\frac{2s+1}{2}+1\right)} a^{2s+1} + \frac{1}{\rho_{10} + \rho} 2 \frac{k\rho_{10}}{l} \frac{\pi^2}{l} VI_{12}\omega a + \frac{1}{2\pi\omega} \int_0^{2\pi} \left[ \bar{h} \sin \gamma d\gamma - \frac{\bar{h}}{\rho_{10} + \rho} V \cos \gamma \right] \sin(\theta + \gamma) d\gamma, \\ \frac{d\theta}{dt} &= \omega - p + \frac{3\varepsilon\alpha_1}{32(\rho_{10} + \rho)\omega\pi a} a^2 + \frac{1}{(\rho_{10} + \rho)} \frac{k\rho_{10}}{l} \left\{ \omega^2 + V^2 \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 + \Omega^2 \right\} I_{11} + \frac{1}{2\pi\omega a} \int_0^{2\pi} \left[ \bar{h} \sin \gamma d\gamma - \frac{\bar{h}}{\rho_{10} + \rho} V \cos \gamma \right] \cos(\theta + \gamma) d\gamma. \end{aligned} \quad (14)$$

На рисунку 8 представлено зміну в часі амплітуди коливань при переході через резонанс.

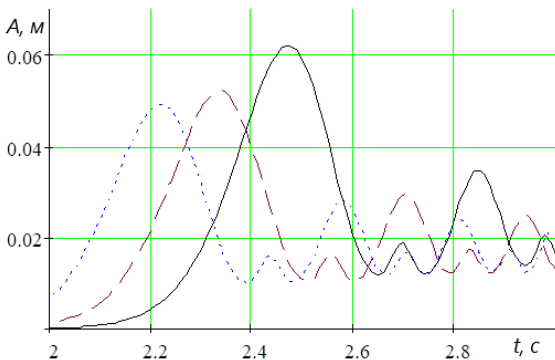
Отримані результати, які стосуються транспортування зернової суміші з одночасною її сепарацією показують, що: вплив початкового значення амплітуди коливань та величини періодичного збурення на амплітуду проходження через резонанс є незначним; резонансна частота із зростанням кутової швидкості обертання шнека зменшується і одночасно амплітуда проходження через резонанс зростає; процес сепарації зернової суміші супроводжується одночасним зростанням амплітуди проходження через резонанс, і для більш інтенсивної сепарації вона є більшою.



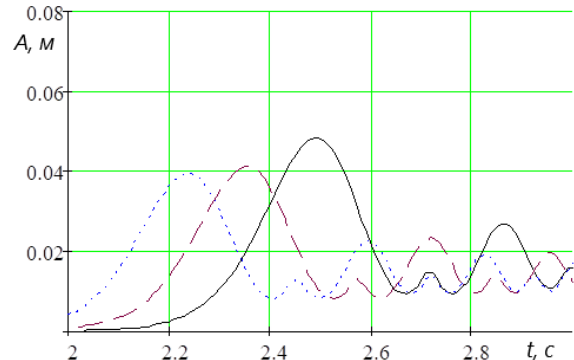
а)  $\rho_{10} = 20$  кг/м;  $\rho = 15$  кг/м;  $l = 8$  м;  $\Omega = 20$  с<sup>-1</sup>;  $V=0$ ;  $k=0$ ; .....  $V = 10$ ; -----  $k = 0,15$ ; ———  $k = 0,2$ .



б)  $\rho_{10} = 30$  кг/м;  $\rho = 15$  кг/м;  $l = 6$  м;  $\Omega = 20$  с<sup>-1</sup>;  $V=0$ ;  $k=0$ ;  $\rho_{10} = 25$  кг/м;  $\rho = 15$  кг/м;  $l = 6$  м;  $\Omega = 20$  с<sup>-1</sup>;  $V=10$ ;  $k=0,1$ ;  $\rho_{10} = 15$  кг/м;  $\rho = 15$  кг/м;  $l = 6$  м;  $\Omega = 20$  с<sup>-1</sup>;  $V=10$ ;  $k=0,15$ .



в)  $\rho_{10} = 30$  кг/м;  $\rho = 15$  кг/м;  $l = 8$  м;  $\Omega = 20$  с<sup>-1</sup>;  $V=0$ ;  $k=0$ ;  $\rho_{10} = 25$  кг/м;  $\rho = 15$  кг/м;  $l = 6$  м;  $\Omega = 20$  с<sup>-1</sup>;  $V=10$ ;  $k=0,1$ ;  $\rho_{10} = 15$  кг/м;  $\rho = 15$  кг/м;  $l = 6$  м;  $\Omega = 20$  с<sup>-1</sup>;  $V=10$ ;  $k=0,15$ .



г)  $\rho_{10} = 20$  кг/м;  $\rho = 15$  кг/м;  $l = 6$  м;  $\Omega = 20$  с<sup>-1</sup>;  $V=0$ ;  $k=0$ ;  $\rho_{10} = 20$  кг/м;  $\rho = 15$  кг/м;  $l = 6$  м;  $\Omega = 20$  с<sup>-1</sup>;  $V=7,5$ ;  $k=0,1$ ;  $\rho_{10} = 20$  кг/м;  $\rho = 15$  кг/м;  $l = 6$  м;  $\Omega = 20$  с<sup>-1</sup>;  $V=10$ ;  $k=0,15$ .

Рисунок 8 – Закономірності зміни амплітуди згинних коливань системи «шнековий гвинт – зернова суміш» при переході через головний резонанс із урахуванням процесу сепарації

**Четвертий розділ** «Теоретичні дослідження процесів транспортування та змішування сипких сільськогосподарських матеріалів гвинтовим завантажувачем-змішувачем» присвячено побудові математичних моделей коливань шнека крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача-змішувача та моделюванню змішування компонентів гвинтовими конвеєрами-змішувачами.

Диференціальні рівняння згинних коливань вертикальної вітки завантажувача можна подати у вигляді:

$$\begin{aligned}
& (\rho_1 + m_1) \frac{\partial^2 \xi_0}{\partial t^2} - 2(\rho_1 + m_1) \omega_1 \frac{\partial \zeta_0}{\partial t} - N_1 \frac{\partial^2 \xi_0}{\partial x^2} - \\
& - 2(\rho_1 + m_1) I_1 \omega_1 \frac{\partial^3 \zeta_0}{\partial t \partial x^2} + E_1 I_1 \frac{\partial^4 \xi_0}{\partial x^4} - (\rho_1 + m_1) \omega_1^2 \xi_0 = 0, \\
& (\rho_1 + m_1) \frac{\partial^2 \zeta_0}{\partial t^2} + 2(\rho_1 + m_1) \omega_1 \frac{\partial \xi_0}{\partial t} - N_1 \frac{\partial^2 \zeta_0}{\partial x^2} + \\
& + 2(\rho_1 + m_1) I_1 \omega_1 \frac{\partial^3 \xi_0}{\partial t \partial x^2} + E_1 I_1 \frac{\partial^4 \zeta_0}{\partial x^4} - (\rho_1 + m_1) \omega_1^2 \zeta_0 = 0,
\end{aligned} \tag{15}$$

за початкових умов:

$$\xi_0(t, x_1) \Big|_{x_1=j} = \frac{\partial^2 \xi_0}{\partial x_1^2} \Big|_{x_1=j} = 0, \quad \zeta_0(t, x_1) \Big|_{x_1=j} = \frac{\partial^2 \zeta_0}{\partial x_1^2} \Big|_{x_1=j} = 0. \tag{16}$$

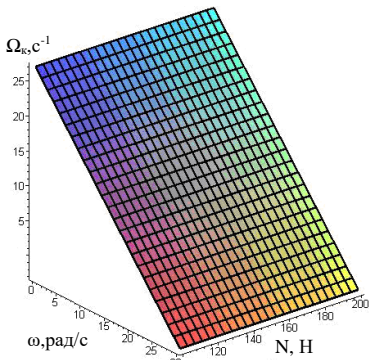
Визначення частоти власних згинних коливань робочого органу гвинтового завантажувача можна представити залежністю:

$$\Omega_k = \omega_1 (I_1 \kappa_k^2 - 1) \pm \kappa_k \sqrt{\omega_1^2 I_1 (\kappa_k^2 I_1 - 2) + \frac{E_1 I_1 \kappa_k^2 - N_1}{\rho_1 + m_1}}. \tag{17}$$

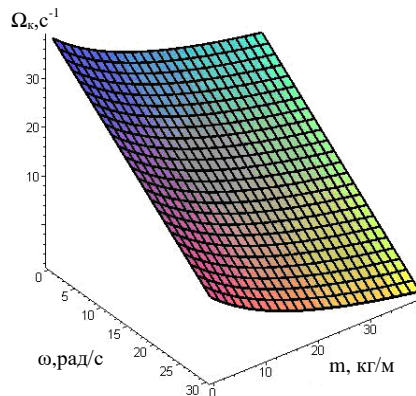
На основі залежності (17) представлено залежність частоти власних коливань крутонахиленої вітки завантажувача від кутової швидкості обертання гвинта, погонної маси матеріалу та стискуючого зусилля (рис. 9).

Отримані залежності показують визначення впливу нелінійних та періодичних сил, а також руху сипкого матеріалу на динамічний процес навантаження. На основі загального співвідношення (15) можливо визначити закономірність зміни амплітуди та фази коливань шнека:

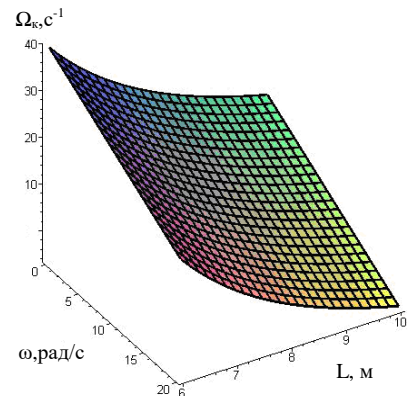
$$\begin{aligned}
\frac{da}{dt} &= -\frac{\bar{\delta}}{m_1 + \rho_1} (\Omega)^{s-1} a^s, \\
\frac{d\phi}{dt} &= \Omega - \frac{9\mu\kappa_1\kappa^8}{8\pi(\rho_1 + m_1)l_1\Omega} a^2 - \frac{\rho_1\kappa^2}{8\pi(\rho_1 + m_1)l_1\Omega} u_1^2.
\end{aligned} \tag{18}$$



а)



б)



в)

Рисунок 9 - Залежність частоти власних поперечних коливань крутонахиленої вітки завантажувача від: а – кутової швидкості обертання шнека та поздовжньої стискуючої сили при  $l = 8$  м,  $\rho = 20$  кг/м,  $m = 20$  кг/м; б – кутової швидкості обертання шнека та погонної маси сипкого матеріалу при  $l = 8$  м,  $\rho = 20$  кг/м,  $N = 200$  Н; в – кутової швидкості обертання шнека та довжини вітки при  $l = 8$  м,  $\rho = 20$  кг/м,  $m = 40$  кг/м

Диференціальні рівняння, які описують закономірності зміни амплітуди коливань при переході через головний резонанс шнека крутонахиленої вітки завантажувача-змішувача, матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{\mu}{4\pi l_1 \Omega} \left( \int_0^l \int_0^{2\pi} \bar{f}_1(a, x_1, \varphi + \theta, \theta) (\cos(\kappa x_1 + \varphi + \theta) - \cos(\kappa x_1 - \varphi + \theta)) d\theta dx_1 \right), \\ \frac{d\varphi}{dt} &= \Delta - \frac{\varepsilon}{4\pi l_1 \Omega a} \left( \int_0^l \int_0^{2\pi} \bar{f}_1(a, x, \varphi + \theta, \theta) (\sin(\kappa x + \varphi + \theta) + \sin(\kappa x - \varphi + \theta)) d\theta dx_1 \right), \end{aligned} \quad (19)$$

де  $\Delta$  - розбалансування частот власних та вимушених коливань, тобто  $\Delta = \Omega - \mu$ .

На рисунку 10 представлено значення амплітуди поперечних коливань під час переходу через головний резонанс для різних числових значень параметрів дослідженої системи та кутової швидкості обертання робочого органу.

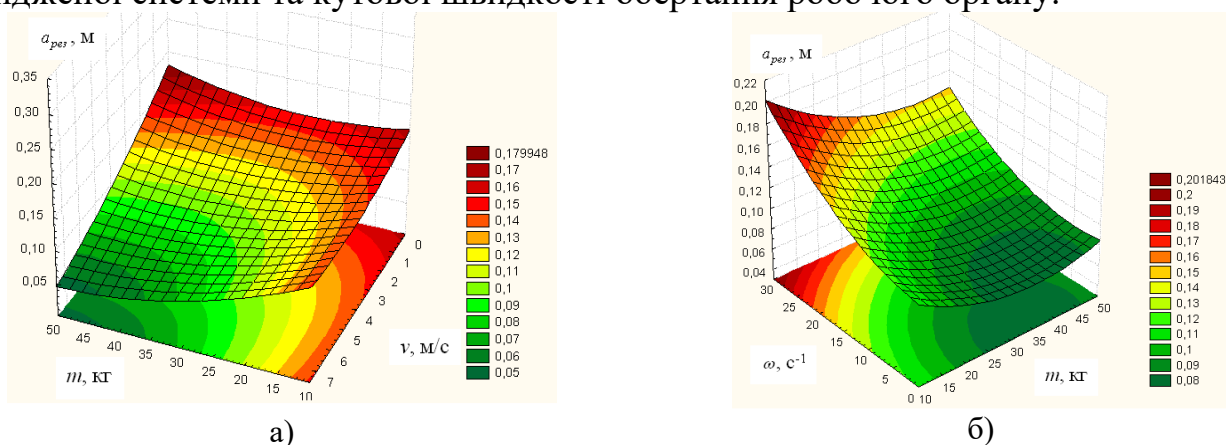


Рисунок 10 - Графічні залежності значень амплітуди поперечних коливань під час переходу через головний резонанс для різних числових значень параметрів дослідженої системи та кутової швидкості обертання шнека

Отримані результати дозволяють стверджувати, що: значення резонансної амплітуди залежать від швидкості руху сипкого матеріалу, кутової швидкості обертання гвинта і швидкості зміни (у резонансній зоні) частоти зовнішнього періодичного збурення; для менших значень погонної маси сипкого матеріалу, робочого гвинта та більшої швидкості переходу через головний резонанс значення резонансної амплітуди є меншим; зміна амплітуди при переході через резонанс для гвинтового робочого органу, який обертається у порівнянні із «стаціонарним» його положенням, є меншою у випадку більшої кількості відносного руху сипкого матеріалу.

З метою вибору раціональної схеми гвинтового конвеєра-змішувача досліджено їх згладжуючу здатність методом імпульсного збурення. Для змішувачів із суцільним гвинтовим робочим органом зону змішування розбивали по довжині на  $n_k$  комірок, які розмежовувались нижніми поверхнями гвинта в початковий момент часу  $t_0$  і кількість комірок відповідала кількості проміжків між сусідніми витками, довжина яких  $\Delta T = T / k_T$  (де  $k_T$  – кількість заходів шнека). В нульову комірку об'ємом  $V_k = 0,25\pi\Delta T(D^2 - d^2)$  вводили індикатор об'ємом  $g_i$ . Із врахуванням коефіцієнту заповнення  $\varphi_T$  усереднена об'ємна концентрація індикатора в цій комірці становитиме:

$$C_0 = \frac{4g_i}{\pi\varphi_T\Delta T(D^2 - d^2)}. \quad (20)$$

Відокремлений (розміщений між сусідніми витками) об'єм суміші із частиною індикатора, без урахування пересипання, проходить одну комірку за час:

$$t_\Delta = \frac{\Delta T}{v_z} = \frac{2\pi}{k_T\omega}. \quad (21)$$

В моделі часові проміжки довжиною  $t_\Delta$  відображали рядом кодованих змінних  $n_t = \{0;1;2;\dots;j\}$ . Тобто величині  $t_\Delta$ , за яку гвинт перемістить вантаж у наступну комірку, ставили у відповідність безрозмірний імпульс часу  $n_t$ , рівний одиниці. В кодованих змінних початкова відносна концентрація в нульовій комірці приймалась рівною кодованій кількості індикатора  $C_0(t_\Delta) = 1$ , а кількість індикатора в  $i$ -ій комірці за  $j$ -ий проміжок часу позначили  $K_{ij}$ . Ймовірність того, що за  $j$ -ий проміжок часу частина індикатора захопиться гвинтовою стрічкою і переміститься в наступну  $i$ -ту комірку, становить  $p_{ij}$ , а ймовірність того, що частина індикатора залишиться в попередній комірці становить  $q_{ij} = 1 - p_{ij}$ . Дослідження показали, що ймовірність переходу індикатора із однієї комірки в іншу рівна коефіцієнту захоплення вантажу гвинтом  $\psi$ , усереднене значення якого по довжині ГКЗ визначають за відношенням дійсної їх продуктивності до розрахункової. В цьому випадку, розподіл індикатора по комірках змішувача відповідає біноміальному розподілу:

$$\begin{aligned} K_{ij} &= C_j(n_t) = K_{i(j-1)}q + K_{(i-1)(j-1)}p = \\ &= C_j^i p^i q^{j-i} = C_{n_t}^{n_k} \psi^{n_k} (1 - \psi)^{n_t - n_k}, \end{aligned} \quad (22)$$

де  $C_{n_t}^{n_k} = \frac{n_t!}{n_k!(n_t - n_k)!}$  – сполучення  $n_k$  елементів із множини  $n_t$ .

Гвинтовий конвеєр-змішувач довжиною  $L$  матиме  $n_k = k_T L / T$  комірок і в довільний момент часу  $t_j = n_t t_\Delta$  безрозмірна концентрація становитиме  $C_e(t_{n_t}) = C_{n_t}^{n_k} \psi_T^{n_k} (1 - \psi_T)^{n_t - n_k}$ . Згладжуюча здатність ГКЗ описується  $S$ -кривою, яка відповідає концентрації індикатора на виході в розмірних одиницях:

$$C_e(t_i) = C_0 C_e(t_p) = \frac{4g_i C_e(t_p)}{\pi\Delta_T \Delta T (D^2 - d^2)}. \quad (23)$$

Зміну безрозмірної концентрації по довжині змішувача, тобто розподіл ключового компонента-індикатора у ГКЗ, що має 20 комірок ( $n_k$ ), в момент  $n_t = n_k$ , що відповідає часу змішування  $t = t_\Delta n_k = 2\pi L / (\omega T)$ , наведено на рисунку 11. Причому для ГКЗ зі спіральним шнеком і з  $\psi_T = 0,8$  (суцільна лінія) та для ГКЗ з лопатевим шнеком з  $\psi_T = 0,2$  (пунктирна лінія) згладжуюча здатність буде однаковою, різниця буде тільки в швидкості проходження індикатора із сумішшю по трасі (рис. 11,а). Проте із збільшенням тривалості перебування потоку в ГКЗ нерівномірність розподілу концентрації по довжині потоку зменшується і для ГКЗ з суцільним робочим органом їх довжина має бути більша (рис. 11,б).

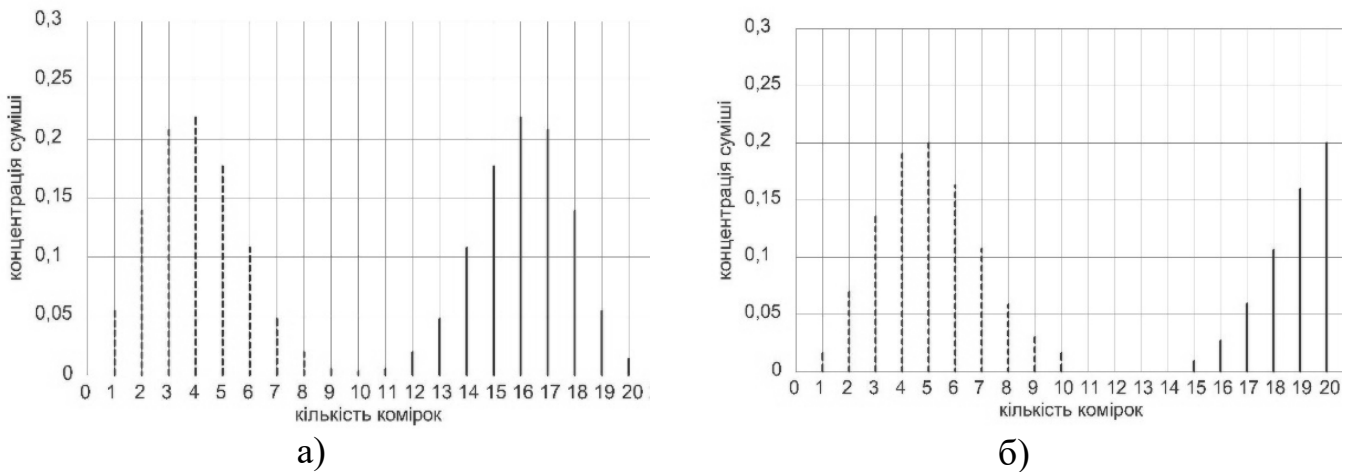


Рисунок 11 – Розподіл ключового компонента у комірках змішувача для ГКЗ із  $\psi_T = 0,8$  (-----) та  $\psi_T = 0,2$  ( ——— ), відповідно, при  $n_t = 20$  (а) та  $n_t = 25$  (б)

Максимальну згладжуючу здатність забезпечують ГКЗ з коефіцієнтом захоплення потоком  $\psi_T = 0,5$  (рис. 12) .

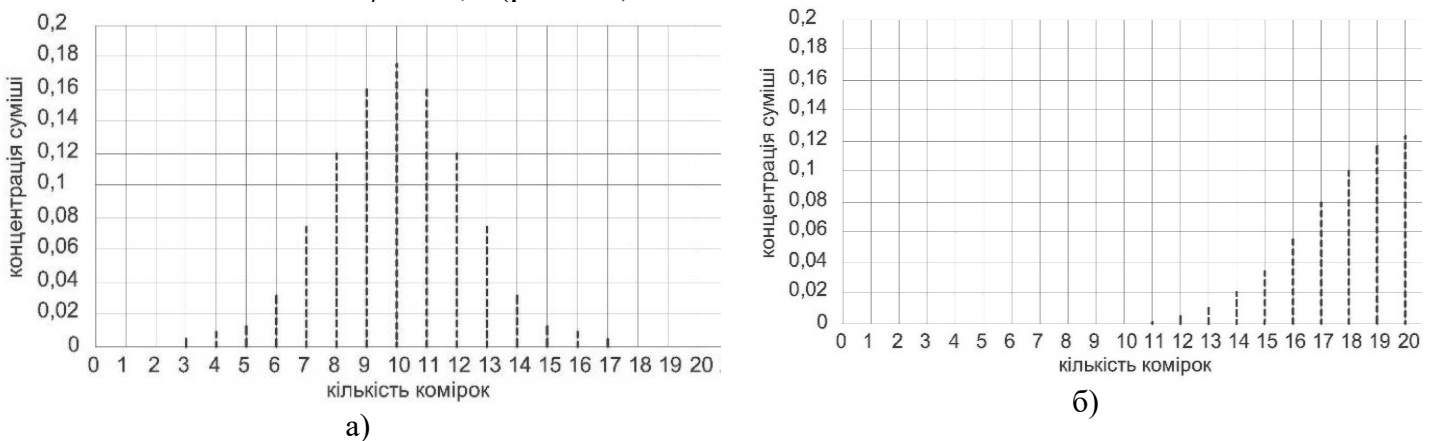


Рисунок 12 – Розподіл ключового компонента у комірках змішувача для ГКЗ із  $\psi_T = 0,5$ , відповідно, при  $n_t = 20$  (а) та  $n_t = 40$  (б)

Як впливає із (22) та (23) відповідний рівень згладжуючої здатності ГКЗ забезпечується вибором параметрів  $\psi_T$ ,  $L$  та  $k_T$ , причому раціональне значення параметру  $\psi_T = 0,5$  можна досягнути збільшенням коефіцієнта заповнення конвеєра, та переходом із тихохідного режиму транспортування в нестійкий режим (режим змішування), а також виконанням отворів по периферії гвинта чи виконанням його периферії у вигляді лопатей із відігнутими робочими поверхнями. Дослідження показали, що для досягнення високої однорідності змішування по об'єму суміші та в часі (згладжування), кращі результати отримували при поєднанні різних впливів з секційним виконанням ГКЗ. Зміну коефіцієнта неоднорідності суміші змішування в часі моделювали залежністю  $V_c(t) = aV_{CH} \exp(-bLk_T t)$ , де  $V_{CH}$  - початкове значення коефіцієнта неоднорідності суміші;  $a$  та  $b$  - параметри, що залежать від конструктивного виконання та режимів роботи ГКЗ.

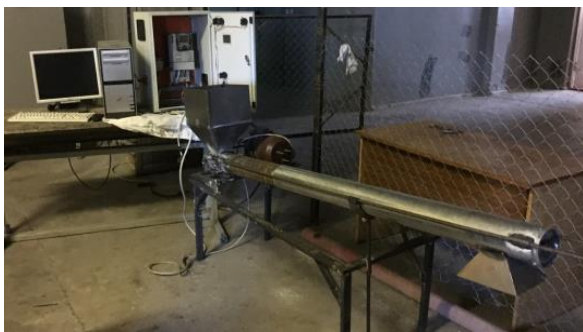
У п'ятому розділі роботи представлено розроблену програму, методику та устаткування для проведення експериментальних досліджень БСШ. Зокрема розроблено методики проведення випробувань з визначення продуктивності



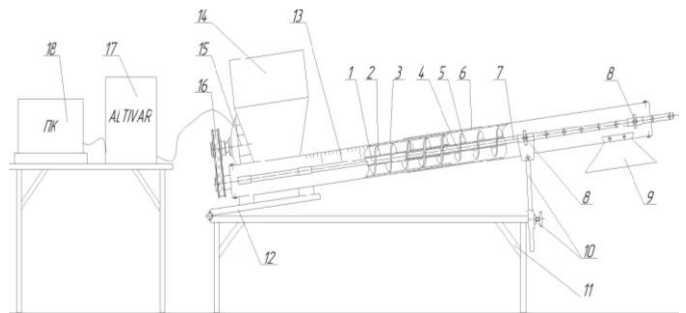
перевантаження сільськогосподарських матеріалів (СМ) гвинтовим завантажувачем з пересипом (ГЗП), величини крутного моменту при перевантаженні СМ ТГК та ГЗП, витрат потужності при перевантаженні СМ ТГК та ГЗП, сепарування СМ БГК.

З метою виконання досліджень БСШ на основі аналізу наукових літературних джерел та проведеного синтезу було спроектовано і виготовлено експериментальне устаткування з електроприводом, під'єднаним до перетворювача частоти (Altivar 71), який керувався з персонального комп'ютера (ПК) Перетворювачем частоти здійснювалось керування роботою експериментального устаткування в широких межах необхідних для дослідження параметрів згідно розроблених методик. В процесі проведення випробувань експериментальні дані відображалися на моніторі ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей. Фіксація даних проводилася із наперед заданою частотою.

При виконанні досліджень БСШ використовувалось дві базові установки, які за відповідних потреб модифікувались. Це, зокрема, стенд для дослідження ТГК (рис. 13) і устаткування для дослідження ГЗП (рис. 14).



а)



б)



в)



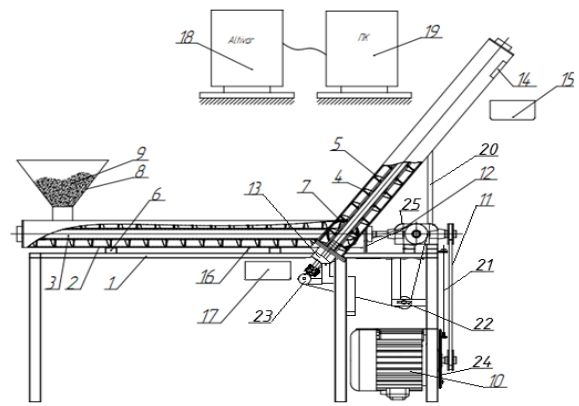
г)

Рисунок 13 - Стенд для дослідження характеристик телескопічних гвинтових конвеєрів:

- а) загальний вигляд; б) конструктивна схема; в) шкала перекривання шнеків; г) в розібраному стані;
- 1) нерухома в осьовому напрямку секція гвинта; 2) шнек нерухомої в осьовому напрямку секції гвинта;
  - 3) нерухома в осьовому напрямку частина кожуха; 4) рухома в осьовому напрямку секція гвинта; 5) шнек рухомої в осьовому напрямку секції гвинта; 6) рухома в осьовому напрямку частина кожуха;
  - 7) направляючі; 8) фіксатори направляючих; 9) вивантажувальний патрубков; 10) опора регулювання висоти подачі матеріалу; 11) рама; 12) рухомий стіл; 13) шкала перекривання шнеків; 14) бункер; 15) електропривід транспортера; 16) пасова передача; 17) перетворювач частоти обертання приводу; 18) персональний комп'ютер



а)

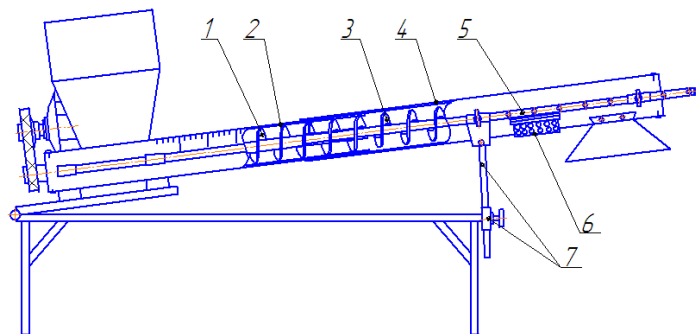


б)

Рисунок 14 - Стенд гвинтового завантажувача з пересипом:

а) загальний вигляд; б) конструктивна схема: 1) рама; 2) горизонтальний жолоб; 3) гвинтовий робочий орган; 4) мобільний жолоб; 5) гвинтовий робочий орган; 6) підставка; 7) пересипний поворотний патрубок; 8) бункер; 9) сипкий матеріал; 10) привод; 11) і 12) пасові передачі; 13) рухома опора; 14) вивантажувальне вікно; 15) ємність; 16) вихідне вікно з шиберам горизонтальної секції; 17) ємність; 18) перетворювач частоти обертання приводу; 19) персональний комп'ютер; 20) штанга; 21) гвинтовий натяжний пристрій; 22) натяжний ролик; 23) кутовий редуктор; 24) плита; 25) Т-подібний косозубий редуктор

На першій установці проведено дослідження процесів викочування-закочування рухомої частини шнека ТГК, його продуктивності, величини крутного моменту на приводі та витрат потужності при перевантаженні СМ, і дослідження ефективності сепарування СМ (рис. 15). На другій установці проведено дослідження продуктивності ГЗП, величини крутного моменту на приводі та питомих енерговитрат при перевантаженні СМ (рис. 14) і якості змішування СМ шнеками (рис. 16).



а)



б)



в)

Рисунок 15 - Стенд для дослідження характеристик телескопічних гвинтових транспортерів-сепараторів:

а) конструктивна схема; б) приклад закріплення сепаруючої сітки; в) сепаруючі сітки, що використовувались при дослідженнях; 1 - нерухома в осьовому напрямку секція гвинта; 2 - нерухома в осьовому напрямку частина кожуха; 3 - рухома в осьовому напрямку секція гвинта; 4 - рухома в осьовому напрямку частина кожуха; 5 - направляючі; 6 - сепаруюча сітка; 7 - опора регулювання висоти



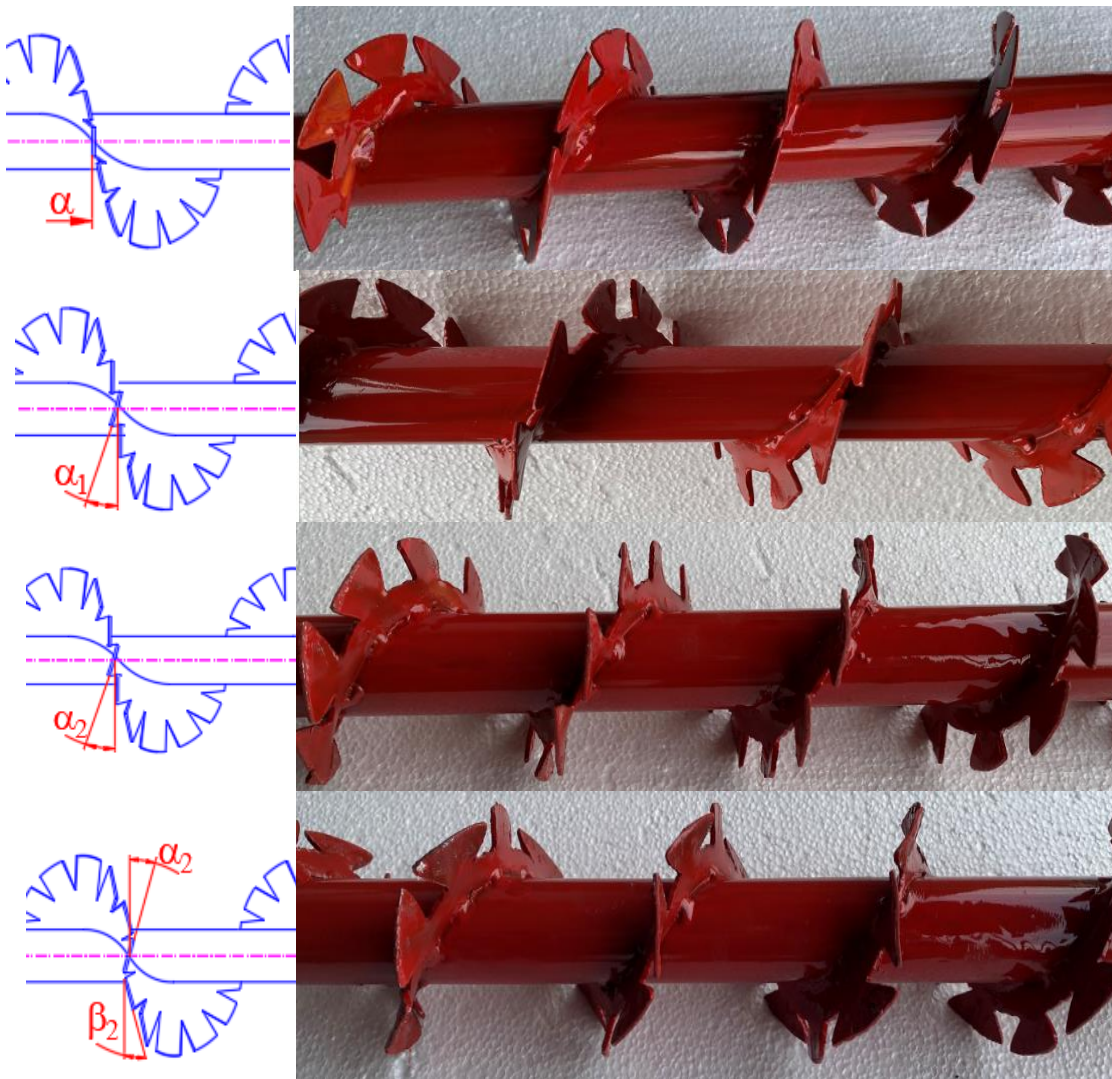


Рисунок 16 - Загальний вигляд використовуваних гвинтових робочих органів для змішування стенда гвинтового завантажувача з пересипом:  $\alpha = 0^\circ$ ;  $\alpha_1 = 15^\circ$ ;  $\alpha_2 = 30^\circ$ ;  $\alpha_2 = \beta_2 = 30^\circ$

У шостому розділі представлено результати проведення експериментів БСШ і, зокрема, з допомогою математичного планування експерименту за планом ПФЕ  $3^3$  було отримано цілий ряд рівнянь регресії.

Проведенні дослідження процесів видовження (вкорочування) шнека в ТКГ показали, що час викочування чи зачочування рухомої в осьовому напрямку частини шнека значно залежить від частоти його обертання, а кут нахилу вітки при цьому має незначний вплив на даний процес. Встановлено, що найбільшою проблемою в ТКГ є збереження однакового зазору між кожухом та спіраллю в різних секціях телескопа, що значно впливає на час викочування та зачочування рухомої в осьовому напрямку частини шнека в нерухому частину.

Експериментальні випробування з визначення продуктивності перевантаження БСШ СМ показали, що продуктивність перевантаження кукурудзи ТКГ зростає прямопропорційно до зростання частоти обертання шнека і в меншій мірі залежить від кута його нахилу. Також встановлено, що продуктивність перевантаження сільськогосподарських вантажів ТКГ не відрізняється від продуктивності перевантаження цих матеріалів традиційними ГК.

Після оброблення результатів багатофакторного експерименту модель продуктивності перевантаження ГЗП багатокомпонентної кормової суміші, яка складається з кукурудзи (5 частин), пшениці (3 частини) та проса (2 частини), отримала вигляд:

$$Q_{(n,T,\alpha)} = -19,93 + 6,77 \cdot 10^{-3}n + 327,05T + 0,29\alpha - 00157nT - 7,64 \cdot 10^{-5}n\alpha - 0,43T\alpha + 1,67 \cdot 10^{-6}n^2 - 1246,4T^2 - 3,46 \cdot 10^{-3}\alpha^2, \quad (24)$$

де  $n$  - частота обертання гвинтового робочого органу (ГРО);  $T$  - крок витків шнека;  $\alpha$  - кут нахилу вивантажувальної магістралі ГЗП.

Встановлено (рис. 17), що із збільшенням частоти обертання ГРО величина продуктивності зростає, як і при збільшенні кроку витків до 0,12 м. При зростанні кроку в ГРО більше 0,12 м спостерігалось зниження продуктивності, як і при збільшенні кута нахилу вивантажувальної магістралі. Максимальне значення продуктивності складало 7,7 т/год., а мінімальне 2,64 т/год. при мінімальній частоті обертання (312,4 об/хв.) ГРО і мінімальному крокові витків 0,09 м.

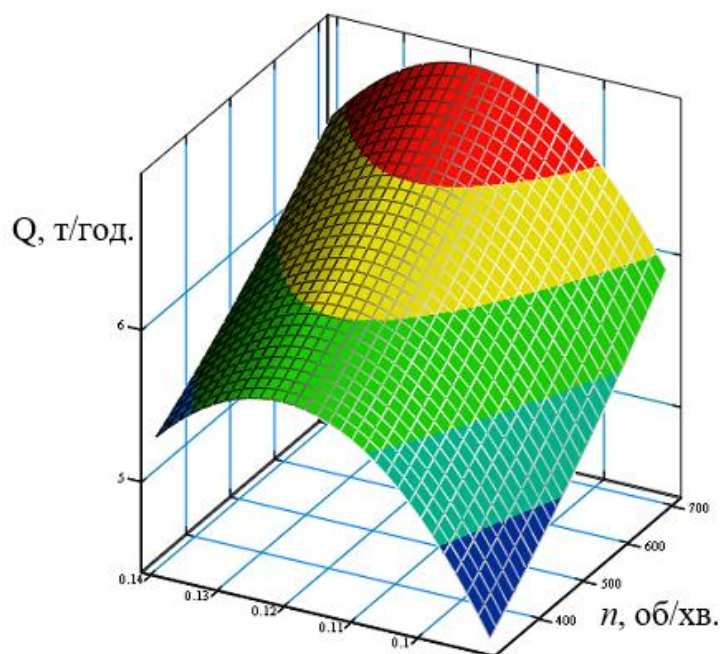


Рисунок 17 - Залежність продуктивності ГЗП  $Q_{(n,T)}$  від частоти обертання шнека  $n$  та кроку витків шнека  $T$  ( $\alpha=45$ град.)

Рівняння регресії для визначення крутного моменту на приводі шнека ТГК залежно від частоти його обертання, довжини видовження та кута нахилу для транспортування кукурудзи, ячменю та комбікорму мають вигляд:

- під час транспортування кукурудзи:

$$T_{(n_u,l,\gamma)} = -12,91 + 1,18 \cdot 10^{-2}n_{uu} + 17,83l + 3,8 \cdot 10^{-2}\gamma - 4,46 \cdot 10^{-3}n_{uu}l + 2,9 \cdot 10^{-6}n_{uu}^2 - 1,73l^2 - 4,6 \cdot 10^{-4}\gamma^2; \quad (25)$$

- під час транспортування пшениці:

$$T_{(n_u,l,\gamma)} = -13,59 + 1,23 \cdot 10^{-2}n_{uu} + 18,77l + 3,99 \cdot 10^{-2}\gamma - 4,68 \cdot 10^{-3}n_{uu}l + 3,05 \cdot 10^{-6}n_{uu}^2 - 1,84l^2 - 4,83 \cdot 10^{-4}\gamma^2; \quad (26)$$

- під час транспортування комбікорму:

$$T_{(n_u,l,\gamma)} = -11,53 + 1,05 \cdot 10^{-2}n_{uu} + 15,95l + 3,412 \cdot 10^{-2}\gamma - 4 \cdot 10^{-3}n_{uu}l + 2,63 \cdot 10^{-6}n_{uu}^2 - 1,53l^2 - 4,12 \cdot 10^{-4}\gamma^2. \quad (27)$$

Встановлено (рис. 18), що із збільшенням частоти обертання, довжини видовження та кута нахилу ГРО ТКГ величина крутного моменту на приводі зростає, і найбільший крутний момент 17,51 Н·м досягається під час транспортування пшениці. Максимальний крутний момент на приводі шнека ТКГ для транспортування кукурудзи та комбікорму складає 16,75 Н·м та 15,02 Н·м відповідно, а мінімальний – 9,94 Н·м та 8,93 Н·м відповідно.

Збільшення частоти обертання шнека  $n_{ш}$  від 300 об/хв. до 700 об/хв. призводить до підвищення крутного моменту на приводі шнека до 35%. При цьому збільшення довжини видовження шнека від 1,33 до 1,61 м призводить до зростання крутного моменту на 24,4%.

Рівняння регресії для визначення крутного моменту на приводі шнека ГЗП залежно від частоти його обертання, кроку витків та висоти транспортування під час перевантаження багатокомпонентної кормової суміші має вигляд:

$$M_{(x_1, x_2, x_3)} = 13,68 + 2,89x_1 - 0,27x_2 + 0,109x_3 - 0,066x_1x_3. \quad (28)$$

Встановлено (рис. 19), що із збільшенням частоти обертання ГРО та висоти транспортування величина крутного моменту на приводі ГЗП зростає, а збільшення кута нахилу транспортера призводить до його зменшення. Максимальне значення крутного моменту на приводі під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші складало 17,72 Н (для  $H = 2$  м;  $n = 710$  об/хв.;  $\alpha = 30$  град.); при цьому мінімальне значення складає 10,72 Н·м при мінімальній частоті обертання робочого органу ( $n = 312,4$  об/хв.) і мінімальній висоті підйому ( $H = 1,5$  м).

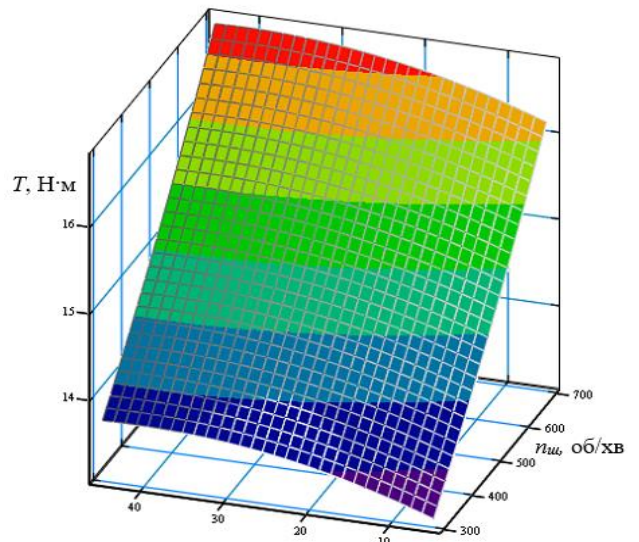


Рисунок 18 - Залежність величини крутного моменту від частоти обертання та кута нахилу шнека ТКГ ( $l=1,61$  м) під час транспортування кукурудзи

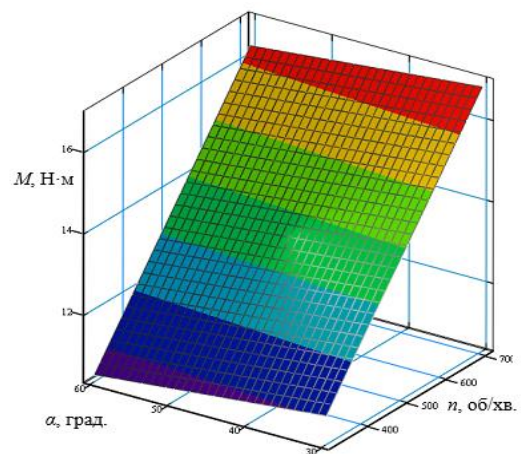


Рисунок 19 - Залежність величини крутного моменту на приводі ГЗП  $M_{(n, \alpha)}$  під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші від частоти обертання шнека  $n$  та кута нахилу вивантажувальної магістралі  $\alpha$  ( $H = 2$  м)



Проведені експериментальні дослідження енерговитрат при перевантаженні СМ ТГК дозволили при аналізі побудованих регресійних залежностей (29 - 31) встановити (рис. 20), що із збільшенням частоти обертання, довжини видовження та кута нахилу шнека величина витрат потужності на приводі ГРО зростає; при чому найбільша потужність 1,29 кВт досягається під час транспортування пшениці. Встановлено, що максимальна потужність на приводі шнека ТГК для транспортування кукурудзи та комбікорму складає 1,23 кВт та 1,10 кВт відповідно, а мінімальна – 0,31 кВт та 0,28 кВт відповідно. Збільшення частоти обертання шнека  $n_{ш}$ , від 300 об/хв. до 700 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі шнека в 3,14 рази.

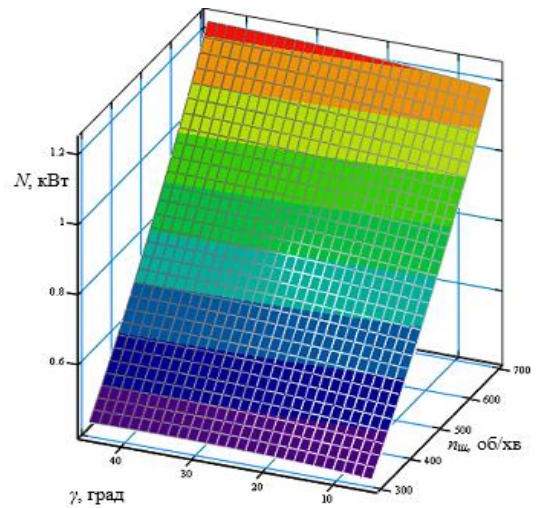


Рисунок 20 - Залежність величини витрат потужності від частоти обертання шнека та кута нахилу транспортера ( $l=1,61$  м) під час транспортування кукурудзи

Побудовані регресійні моделі мають вигляд:

- під час транспортування кукурудзи:

$$N_{(n_{ш}, l, \gamma)} = -2,22 \cdot 10^{-2} - 4,94 \cdot 10^{-4} n_{ш} - 2,76 \cdot 10^{-2} l + 9,25 \cdot 10^{-4} \gamma + 9,29 \cdot 10^{-4} n_{ш} l + 1,58 \cdot 10^{-6} n_{ш} \gamma + 9,25 \cdot 10^{-7} n_{ш}^2 + 3,37 \cdot 10^{-2} l^2 - 1,83 \cdot 10^{-5} \gamma^2; \quad (29)$$

- під час транспортування пшениці:

$$N_{(n_{ш}, l, \gamma)} = -2,13 \cdot 10^{-2} - 5,09 \cdot 10^{-4} n_{ш} - 2,85 \cdot 10^{-2} l + 9,38 \cdot 10^{-4} \gamma + 9,64 \cdot 10^{-4} n_{ш} l + 1,65 \cdot 10^{-6} n_{ш} \gamma + 9,75 \cdot 10^{-7} n_{ш}^2 + 3,52 \cdot 10^{-2} l^2 - 1,93 \cdot 10^{-5} \gamma^2; \quad (30)$$

- під час транспортування комбікорму:

$$N_{(n_{ш}, l, \gamma)} = -2,68 \cdot 10^{-2} - 4,18 \cdot 10^{-4} n_{ш} - 2,06 \cdot 10^{-2} l + 8,25 \cdot 10^{-4} \gamma + 8,21 \cdot 10^{-4} n_{ш} l + 1,4 \cdot 10^{-6} n_{ш} \gamma + 8,25 \cdot 10^{-7} n_{ш}^2 + 3,01 \cdot 10^{-2} l^2 - 1,65 \cdot 10^{-5} \gamma^2. \quad (31)$$

В результаті проведених досліджень і виведених регресійних моделей (32) - (34) встановлено, що зі збільшенням частоти обертання, кута нахилу круто нахиленої вітки ГЗП та із збільшенням висоти транспортування величина питомих енерговитрат завантажувача зростає (рис. 21). Максимальні питомі енерговитрати ГЗП при транспортуванні ячменю складають 0,036 кВт·год/т·м, а мінімальні – 0,011 кВт·год/т·м. Збільшення частоти обертання шнека від 348 об/хв. до 696 об/хв. призводить до зростання питомих енерговитрат гвинтового завантажувача від 16 до 22%. При цьому збільшення кута нахилу завантажувача від 30 до

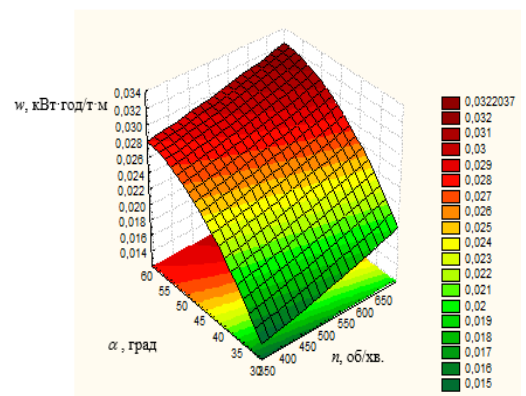


Рисунок 21 - Залежність питомих енерговитрат ГЗП  $w_{(n, \alpha)}$  при транспортуванні пшениці від частоти обертання шнека кута нахилу ( $H = 2$  м)

60 град. надає приросту питомих енерговитрат конвеєра від 12 до 18%.

Регресійні моделі мають вигляд:

- для транспортування пшениці:

$$w_{(n,\alpha,H)} = -0,014 + 0,0012\alpha - 0,0041H + 0,24 \cdot 10^{-6} n \cdot \alpha + 0,1 \cdot 10^{-4} \alpha^2 + 0,0012H^2; \quad (32)$$

- для транспортування ячменю:

$$w_{(n,\alpha,H)} = -0,11 + 0,0005n - 0,0048 \cdot 10^{-5} n \cdot \alpha - 0,12 \cdot 10^{-3} n \cdot H + 0,0012\alpha H; \quad (33)$$

- для транспортування кукурудзи:

$$w_{(n,\alpha,H)} = 0,046 - 0,047H + 0,58 \cdot 10^{-5} n \cdot H - 0,37 \cdot 10^{-5} \alpha^2 + 0,00029\alpha \cdot H + 0,0096H^2. \quad (34)$$

Результати експериментальних досліджень ефективності сепарування СМ ТГК (рис. 22) дозволили побудувати регресійні наступні залежності:

- для сепарування пшениці:

$$E = 91,322 + 0,0072n + 0,126m + 0,42\gamma - 0,00015n \cdot m - 0,0006n \cdot \gamma - 0,0071m \cdot \gamma; \quad (35)$$

- для сепарування проса:

$$E = 93,04 + 0,0033n + 0,17m + 0,26\gamma - 0,00071n \cdot \gamma - 0,0021m^2 - 0,0071m \cdot \gamma. \quad (36)$$

Було встановлено (рис. 23), що для ефективного просівання обрані раціональні значення параметрів лежать в межах: кут нахилу робочого органа – 0...14°, частота обертання робочого органа - 300-700 об/хв. Зі збільшенням кута нахилу робочого органа при сталому питомому навантаженні ефективність просівання зменшується. Енергоємність сепарації зернової маси залежить від кута нахилу, частоти обертання робочого органа та питомого навантаження і за раціональних їх значень  $n=480$  об/хв.;  $q_{num}=0,9-4,7$  кг/год×см<sup>2</sup>,  $\alpha=0-14^\circ$ , становить 0,22–0,7 кВт. на розмір робочого сита 100 x 200 мм.



Рисунок 22 - Загальний вигляд процесу сепарування телескопічним гвинтовим транспортером-сепаратором

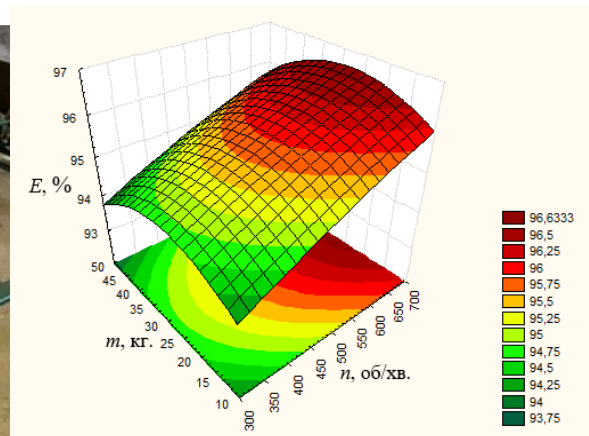


Рисунок 23 - Залежність ефективності сепарування пшениці  $E$  від частоти обертання ГРО та маси сипкого матеріалу при куті нахилу ГРО  $\gamma = 7$  град.

Експериментально досліджено вплив частоти обертання та профілю ГРО ГЗП на неоднорідність змішування трикомпонентної (рис. 24,а) та двомпонентної кормової суміші (рис. 24,б). Встановлено, що неоднорідність трикомпонентної та

двокомпонентної сумішей зростає від частоти обертання лопатевих ГРО прямопропорційно і є більшою для трикомпонентної суміші ( $V_c$  від 12,2 до 15,2 та від 11,4 до 14,3 відповідно). Також встановлено, що найвища неоднорідність одержується при змішуванні суміші спіральним ГРО ( $V_c = 21,4$ ) і знижується при зростанні кута відхилення лопатей у лопатевих ГРО, а при використанні ГРО з різнонаправленим кутом відхилення лопатей вона є найменшою, що вказує на доцільність використання таких ГРО.



а)

б)

Рисунок 24 - Багатокомпонентні кормова суміш після змішування та її окремі складові компоненти: а – трикомпонентна кормова суміші, яка складається з кукурудзи (5 частин), пшениці (3 частини) та проса (2 частини); б – двокомпонентна суміш, яка складається з ячменю (1 частина) і пшениці (1 частина)

**Сьомий розділ** «Інженерна методика проектування і виготовлення гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві» присвячено базовим аспектам проектування та розрахунку БСШ і їх техніко-економічній оцінці. В розділі представлено специфіку проектування БСШ у відповідності з функціональним призначенням виконання наступних операцій: переміщення, змішування, дозування, калібрування і сепарування, нагнітання і пресування, подрібнення. Методика проектування ГК з можливостями мобільної зміни довжини і траєкторії перевантаження передбачає забезпечення необхідних параметрів згідно технічного завдання по зміні: довжини перевантаження; кутів нахилу завантажувальних і/чи розвантажувальних віток; гнучкості ГРО для гнучких ГК; довжини перевантаження та кутів нахилу завантажувальних і/чи розвантажувальних віток. Також представлено і охарактеризовано запропоновані перспективні конструкції секцій ТК і запатентовані перспективні конструкції БСШ, а також базові аспекти, пов'язані з технологічністю конструкцій різних типів ГК.

У розділі розроблено інженерну методику розрахунку елементів захисту БСШ від перевантажень. Зокрема розроблено і проведено розрахунок фрикційної запобіжної муфти конусного типу підвищеної надійності та запобіжної муфти імпульсного типу підвищеної надійності, яка може бути оснащена різними елементами зачеплення. Встановлено особливості і межі передачі обертального моменту даними муфтами в залежності від їх конструктивних характеристик. Проведено ряд експериментальних досліджень з визначення конструктивно-експлуатаційних характеристик розроблених муфт з використанням

експериментальної установки у вигляді керованого з допомогою ПК і перетворювача частоти привода з дослідними муфтами і ГК. Результати експериментальних досліджень розроблених запобіжних муфт підтвердили теоретичні передбачення і показали, що розроблені муфти можуть ефективно забезпечувати обмеження критичних навантажень у ГК. Точність їх спрацювання є високою (коефіцієнт точності спрацювання знаходиться в межах 1,09...1,24 і залежить від конструкції муфти), а величини передачі крутного моменту муфт напряду залежить від величини кута нахилу лунок, конструктивних параметрів елементів зачеплення, жорсткості і величини притиску пружини.

Виконано техніко-економічну оцінку БСШ в сільськогосподарському виробництві й встановлено залежність вибору таких конвеєрів серед набору альтернативних варіантів. Розроблені на базі запатентованих ідей конструкції і механізми були впроваджені впродовж 2013 – 2020 рр. у ТДВ «Булат», СФНВГ «Коваль», ФОП «Рудан А.М.», ФОП «Ковальчук Л.М.», ТОВ «Портовик-С», ТОВ «СУГП ІМТРЕКС». Економічний ефект від використання конструкцій механізмів, створених на базі запатентованих винаходів (пат. України № 99284, № 124911, № 129581, № 137345, № 137348, № 139338), становив понад 115 тис. грн.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі отримало подальший розвиток вирішення наукової проблеми, пов'язаної із створенням механіко-технологічних засад розроблення багатофункціональних секційних шнеків для зернового матеріалу та розв'язанням прикладних задач розрахунку динамічних процесів їх функціонування із урахуванням виконуваних технологічних процесів.

1. Аналізом наукових досліджень, які стосуються підготовки та переміщення сільськогосподарської продукції, встановлено, що одним із шляхів зменшення енергозатрат під час її транспортування і подальшого перетворення є забезпечення мобільної зміни довжини і траєкторії перевантаження матеріалів та поєднання у одному технологічному ланцюжку декількох операцій – переміщення, сепарації, змішування, пресування, калібрування та інших. Вони вимагають створення нових підходів для описання запропонованих технологічних процесів з метою їх раціональної реалізації.

2. Побудовано математичну модель динаміки системи «телескопічний шнек – сипке середовище» в результаті використання якої отримано умови існування у телескопічному шнеку резонансних і нерезонансних коливань та аналітично описано закономірності зміни вказаних коливань. Встановлено, що повільна зміна довжини телескопічного шнека від  $l = 6$  м до  $l = 5$  м при кутовій швидкості його обертання  $\Omega = 30\text{с}^{-1}$ , та кількості відносного руху погонного метра сипкого середовища  $75$  кг м/с зменшує власну частоту майже на 40 %, одночасно швидкість затухання амплітуди зменшується незначно.

3. Для різних кутових швидкостей обертання шнека досліджено закономірності зміни в часі амплітуди затухаючих коливань і встановлено, що:

- зростання кутової швидкості обертання телескопічного шнека довжиною  $l = 6$  м,  $\rho_1 = 10\text{кг/м}$  від  $\Omega = 10\text{с}^{-1}$  до  $\Omega = 25\text{с}^{-1}$  зменшує власну частоту його коливань майже



на 30 % (від  $88 \text{ c}^{-1}$  до  $72 \text{ c}^{-1}$ ), одночасно амплітуда затухання його коливань через незначний проміжок часу зменшується майже на 15%;

- збільшення величини погонної маси сипкого середовища з  $\rho_1 = 10 \text{ кг/м}$  до  $\rho_1 = 15 \text{ кг/м}$  за вказаних вище величин кутових швидкостей зменшує власну частоту коливань гвинта з  $69 \text{ c}^{-1}$  до  $57 \text{ c}^{-1}$ , одночасно амплітуда затухаючих коливань через незначний проміжок часу зменшується майже на 18%;

- за певних значень кутових швидкостей обертання шнека проходить зрив його поперечних коливань: для більших величин погонної мас гвинта чи середовища зрив коливань проходить за менших кутових швидкостей; для гвинтів шнеків більших довжин зрив коливань проходить за менших кутових швидкостей обертання.

4. Досліджено резонансні коливання, які зумовлені зовнішніми періодичними силами та малими крутильними коливаннями телескопічного гвинта. Встановлено, що:

- для більших значень погонної маси середовища амплітуда переходу через резонанс є меншою; для більших значень кутової швидкості обертання тіла власна частота згинальних коливань є меншою і одночасно амплітуда переходу через резонанс є меншою. Так зростання кутової швидкості обертання телескопічного шнеку довжиною  $l = 6 \text{ м}$ ,  $\rho_1 = 10 \text{ кг}^2/\text{м}$  від  $\Omega = 10 \text{ c}^{-1}$  до  $\Omega = 25 \text{ c}^{-1}$  зменшує власну частоту його коливань майже на 20 % (від  $88 \text{ c}^{-1}$  до  $72 \text{ c}^{-1}$ );

- для більшої швидкості переходу через резонанс амплітуда є меншою.

5. Математично описано динаміку вказаної системи «гвинт шнекового транспортера – зернова суміш» з процесом сепарації. Аналізом отриманих співвідношень встановлено, що:

- поздовжній рух зернової суміші вздовж гвинта шнека зменшує його власну частоту коливань;

- процес переміщення зернової суміші із її сепарацією збільшує частоту власних коливань, причому для більшої інтенсивності процесу сепарації ріст власної частоти є більшим;

- цей процес супроводжується зростанням амплітуди проходження через резонанс, а відтак - інтенсифікує сепарацію. Так при коефіцієнті сепарації  $k=0,15$  кутовій швидкості обертання гвинта  $\Omega = 20 \text{ c}^{-1}$ , погонних масах відповідно гвинта та зернової суміші відповідно  $\rho_{10} = 30 \text{ кг/м}$ ;  $\rho = 15 \text{ кг/м}$  резонансна амплітуда коливань гвинта довжиною  $l = 6 \text{ м}$  є більшою на 13% як при коефіцієнті сепарації  $k=0,1$ .

6. Побудовано математичну модель згинальних коливань шнека крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача-змішувача й встановлено, що власна частота згинальних коливань крутонахиленої вітки шнека значною мірою залежить від кутової швидкості його обертання, погонної маси сипкого середовища та її довжини. Зростання кутової швидкості від  $10$  до  $25 \text{ c}^{-1}$  за маси сипкого середовища  $10 \text{ кг/м}$  спричиняє спадання його власної частоти у  $2,3$ , а при погонній масі середовища  $25 \text{ кг/м}$  -  $1,4$  рази; збільшення довжини круто нахиленої вітки шнека від  $6$  до  $9 \text{ м}$  за кутової швидкості його обертання  $15 \text{ c}^{-1}$  спричиняє зменшення частоти власних коливань майже у два рази.



7. Розроблена модель процесу неперервного змішування сипких компонентів дозволила зменшити кількість варіантів пошуку раціональних конструкцій гвинтових конвеєрів-змішувачів при їх структурно-параметричному синтезі, що, у свою чергу, дозволило запропонувати нову конструкцію ГКЗ із перфорованою зовнішньою крайкою гвинтової стрічки. Ця конструкція ГКЗ дозволяє в 1,5 раз зменшити коефіцієнт неоднорідності суміші порівняно із суцільним гвинтом, забезпечує високу згладжуючу здатність при на коротких ГКЗ (в 1,5-2 раза меншої довжини) та мінімізує тим самим їх енерго- та металоємність.

8. Експериментальні випробування багатофункціональних секційних шнеків для зернового матеріалу (при внутрішніх діаметрах патрубків - 100 мм; зовнішніх та внутрішніх діаметрах шнеків – відповідно 97 та 37 мм) показали, що:

- видовження (вкорочування) шнека в ТГК залежить від частоти його обертання, і залежить від збереження однакового зазору між кожухом та спіраллю в різних секціях телескопа;

- продуктивність перевантаження ТГК зростає прямопропорційно до зростання частоти обертання шнека й у меншій мірі залежить від кута його нахилу, і не відрізняється від продуктивності перевантаження цих матеріалів традиційними ГК;

- продуктивність перевантаження ГЗП зростає із збільшенням частоти обертання ГРО, а збільшення кута нахилу транспортера призводить до її зниження. Максимальна значення продуктивності під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші ГЗП складало 7,7 т/год., при цьому мінімальне значення складає 2,64 т/год. при мінімальній частоті обертання (312,4 об/хв.) ГРО і мінімальному кроку витків (0,09 м).

9. Дослідження величини крутного моменту та енерговитрат при перевантаженні сільськогосподарських вантажів багатофункціональними секційними шнеками (при внутрішніх діаметрах патрубків - 100 мм; зовнішніх та внутрішніх діаметрах шнеків – відповідно 97 та 37 мм; кроку гвинтів – 70 мм) показали, що:

- із збільшенням частоти обертання шнека, довжини видовження шнека та кута нахилу ТГК величина крутного моменту на приводі шнека зростає, і найбільший крутний момент 17,51 Н·м досягається під час транспортування пшениці. Максимальний крутний момент на приводі шнека ТГК для транспортування кукурудзи та комбікорму складає 16,75 Н·м та 15,02 Н·м відповідно, а мінімальний – 9,94 Н·м та 8,93 Н·м відповідно. Збільшення частоти обертання шнека  $n_{ш}$ , від 300 об/хв. до 700 об/хв. призводить до підвищення крутного моменту на приводі шнека до 35%; збільшення кута нахилу транспортера від 5 до 45 град. забезпечує його приріст до 4,1%, а збільшення довжини видовження шнека від 1,33 до 1,61 м призводить до зростання крутного моменту на 24,4%;

- крутний момент на приводі шнека ГЗП залежить від частоти його обертання, кроку витків шнека та висоти транспортування. Встановлено, що максимальне значення крутного моменту на приводі під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші складало 17,72 Н·м (для  $H = 2$  м;  $n = 710$  об/хв.;  $\alpha = 30$  град.); при цьому мінімальне значення складає 10,72 Н·м при мінімальній частоті обертання робочого органу ( $n = 312,4$  об/хв.) і мінімальній висоті підйому ( $H = 1,5$  м);

- із збільшенням частоти обертання шнека ТГК, довжини видовження шнека та кута його нахилу величина витрат потужності на приводі шнека зростає; при чому найбільша потужність 1,29 кВт досягається під час транспортування пшениці. Встановлено, що максимальна потужність на приводі шнека ТГК для транспортування кукурудзи та комбікорму складає 1,23 кВт та 1,10 кВт відповідно, а мінімальна – 0,31 кВт та 0,28 кВт відповідно. Збільшення частоти обертання шнека пш, від 300 об/хв. до 700 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі шнека в 3,14 рази;

- із збільшенням частоти обертання, кута нахилу крутонахиленої вітки ГЗП та із збільшенням висоти транспортуванням величина питомих енерговитрат завантажувача зростає. Максимальні питомі енерговитрати ГЗП при транспортуванні ячменю складають 0,036 кВт·год/т·м, а мінімальні – 0,011 кВт·год/т·м. Збільшення частоти обертання шнека від 348 об/хв. до 696 об/хв. призводить до зростання питомих енерговитрат гвинтового завантажувача від 16 до 22%. При цьому збільшення кута нахилу завантажувача від 30 до 60 град. надає приросту питомих енерговитрат конвеєра від 12 до 18%.

10. Дослідження ефективності сепарування сільськогосподарських матеріалів багатофункціональним гвинтовим транспортером-сепаратором показало, що для ефективного просівання обрані раціональні значення параметрів лежать в межах: кут нахилу сита – 0...14°, частота обертання робочого органа - 300-700 об/хв. Зі збільшенням кута нахилу робочого органа при сталому питомому навантаженні ефективності просівання зменшується. Енергоємність сепарації зернової маси залежить від кута нахилу, частоти обертання робочого органа при транспортування матеріалу та питомого навантаження і за раціональних їх значень  $n=480$  об/хв.;  $q_{num}=0,9-4,7$  кг/год×см<sup>2</sup>,  $\alpha=0-14^\circ$ , становить 0,22–0,7 кВт. на розмір робочого сита 100 × 200 мм.

11. Експериментально встановлено, що при змішуванні компонентів багатофункціональним гвинтовим транспортером-змішувачем з пересипом неоднорідність сумішей зростає від частоти обертання лопатевих ГРО прямопропорційно і є більшою для трикомпонентної суміші (неоднорідність змішування  $V_c = 12,2 - 15,2$ ). Встановлено, що найвища неоднорідність одержується при змішуванні суміші спіральним ГРО ( $V_c = 21,4$ ) і знижується при зростанні кута відхилення лопатей у лопатевих ГРО, а при використанні ГРО з різнонаправленим кутом відхилення лопатей вона є найменшою, що вказує на доцільність використання таких ГРО.

Розходження між теоретичними даними та експериментальними результатами не перевищує 12 %.

12. Розроблено інженерну методику проектування багатофункціональних гвинтових конвеєрів та їх елементів зроблено відповідні розрахунки. Представлено нові конструкції БСШ і їх елементів, які захищені 24 деклараційними патентами України на корисні моделі. Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації: впроваджено у ТДВ «Булат», СФНВГ «Коваль», ФОП «Рудан А.М.», ФОП «Ковальчук Л.М.», ТОВ «Портовик-С», ТОВ «СУГП ІМТРЕКС». Отримано економічний ефект 117524 грн.

## ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### Монографії

1. Гевко І. Б., Лещук Р. Я., Гудь В. З., Дмитрів О.Р., Дубиняк Т. С., Навроцька Т. Д., Круглик О. А. Гнучкі гвинтові конвеєри: проектування, технологія виготовлення, експериментальні дослідження: монографія. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 208 с.

2. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Ляшук О. Л., Гудь В. З., Дячун А. Є., Мельничук А. Л., Слободян Л. М. Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження: монографія. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 212 с.

### Публікації в наукових фахових виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз даних

3. Hevko I. B., Hud V. Z., Dyachun A. Ye., Rohatynska L. R., Klendiy V. M. Investigation of the stability of the torsional vibrations of a screw conveyer under the influence of pulse forces. *Agricultural Engineering*. Bucharest, 2015. vol. 45, no 1. P. 77-86. (Індексується в міжнародній наукометричній базі *SciVerse Scopus*).

4. Hevko I. B., Hud V. Z., Lyashuk O. L., Hevko O. M., Shust I M. Research of resonance vibrations of the system “Telescopic screw is a bulk media” condited by torsional vibrations. Karaganda University. «Physics» series. Karaganda, 2020 № 2 (98). P 119-126. (Індексується в міжнародній наукометричній базі *Web of Science*).

5. Hevko I. B., Hud V. Z., Rohatynsky R. M. Lyashuk O. L., Pik A. I., Huryk O. Y. The research of the resonant oscillations of the system telescopic screw is a bulk environment caused by external periodic forces. *Agricultural Engineering*. – Bucharest, 2020. vol. 60. no 1. P. 29-39. (Індексується в міжнародній наукометричній базі *SciVerse Scopus*).

6. Hevko I., Lyashuk O., Sokil M., Slobodian L., Hud V., Vovk Yu. Resonant oscillation of vertical working part of conveyer-loader. *Bulletin of the Karaganda University*. «Physics» series. Karaganda, 2019. № 2(94). P. 73-82. (Індексується в міжнародній наукометричній базі *Web of Science*).

7. Lyashuk Oleg, Hud Viktor, Hevko Ivan, Diachun Andrij. Investigation of the sectional working body deformation of a flexible screw conveyor. ТЕКА. Poland, 2019, P. 11-19. (Індексується в міжнародній наукометричній базі *Index Copernicus*).

8. Lyashuk Oleg, Hud Viktor, Hevko Ivan, Tretiakov Oleksandr. Technical and economic grounds for the process of manufacturing of screw working bodies of apparatus for preparation of fodder mixtures. ТЕКА. Poland, 2019. P. 59-73. (Індексується в міжнародній наукометричній базі *Index Copernicus*).

### Публікації в наукових фахових виданнях України

9. Гевко І. Б., Гудь В. З., Кучвара І. М. Формування ремонтних шнекових заготовок гвинтових робочих органів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2014. Вип. 146. С. 164-168.

10. Гевко І.Б., Комар Р.В., Гудь В.З., Марчук Н.М. Структурний синтез пружно-запобіжних муфт гвинтових конвеєрів. *Вісник Національного університету водного господарства та природокористування*. Рівне, 2019. Випуск 4(88). С. 172-184.

11. Гевко Ів. Б., Гудь В. З. Синтез гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів. *Збірник наукових праць «Центральноукраїнський науковий вісник»*. Кропивницький, 2019. Випуск №2(33). С. 25-33.

12. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Дубиняк Т. С., Слободян Л. М., Круглик О. А. Обґрунтування параметрів завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів. *Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів»*. Харків, 2018. С.144-152.

13. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Круглик О. А. Синтез способів навивання спіралей шнеків. *Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади»*. Луцьк, 2018. Випуск 12. С. 39-47.

14. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Шуст І. М., Мельничук А. Л. Синтез телескопічних гвинтових конвеєрів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2016. Випуск 168. С. 85-91.

15. Гевко Ів. Б., Круглик О. А., Гудь В. З., Дубиняк Т. С. Спосіб навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2019. Випуск № 198. С. 261-366.

16. Гудь В. З. Механізація процесів завантажувально-розвантажувальних операцій в багатофункціональних секційних шнеківках. *Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст.* Луцьк, 2018. Вип. 40. С. 51-56

17. Гудь В. З. Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами. *Журнал «Інженерія природокористування»*. Харків, 2020. Випуск № 1(15). С. 66-72.

18. Гудь В. З., Клендій В. М., Шуст І. М. Результати досліджень телескопічного гвинтового транспортера. *Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст.* Луцьк, 2019. Вип. 42. С. 12-20.

19. Гудь В. З., Ляшук О. Л., Левенець В. Б. До питання навивання гвинтових транспортних елементів сільськогосподарських машин. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2008. Вип. 75. С. 21-26.

20. Гудь В. З., Пік А. І., Левкович М. Г., Гупка В. В. Результати експериментальних досліджень величини крутного моменту при перевантаженні телескопічним гвинтовим транспортером сільськогосподарських вантажів. *Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ"*. Луцьк, 2019. Випуск № 67. С. 34-41.

21. Гудь В. З., Слободян Л. М., Маруніч О. П. Технологічне оснащення для дослідження гвинтових завантажувачів. *Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст.* Луцьк, 2018. Вип. 40. С.56-66.

22. Дячун А. Є., Гудь В. З., Гупка А. Б., Босюк П. В. Конструктивно технологічні методи підвищення експлуатаційної надійності та довговічності гвинтових робочих органів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2014. Вип. 151. С. 194-198.

23. Луців І. Б., Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Дубиняк Т. С. Експериментальне обладнання для дослідження приводів гвинтових конвеєрів. *Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади»*. Луцьк, 2017. С. 115-122.

24. Луців І. В., Гевко І. Б., Гудь В.З., Дубиняк Т. С. Результати експериментальних досліджень пружно-запобіжної муфти гнучкого гвинтового конвеєра. *Журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК»*. Вінниця, 2018. – №1 (100). С. 104-110.

25. Луців І. В., Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Дубиняк Т. С. Результати експериментальних досліджень обертального моменту пружно-запобіжної муфти гнучкого конвеєра. *Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей*. Луцьк, 2017. Вип. 38.– С. 105-113.

26. Ляшук О. Л., Рогатинська О. Р., Слободян Л. М., Гудь В. З., Клендій В. М., Гупка В. В. Стенд і результати дослідження гвинтового завантажувача сипких матеріалів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства імені Петра Василенка*. Харків, 2019. Випуск 198. С. 226-232.

27. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дмитрів Д. В., Гудь В. З., Дмитрів О. Р. Моделювання змішування компонентів гвинтовими конвеєрами-змішувачами. *Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини» Луцького національного технічного університету*, 2020. Випуск 45. С. 85-93.

28. Viktor Hud. The dynamic processes in telescopic screw conveyers. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. Тернопіль, 2019. Випуск 3 (94). С. 34-41.

#### *Матеріали і тези конференцій*

29. Гевко І. Б., Гудь В. З., Шуст І. М. Мобільний гвинтовий конвеєр для завантаження сипких матеріалів. *Збірник тез доповідей IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“*. (Тернопіль, 25-26 листопада 2015). Тернопіль, 2015. Том 1. С. 121.

30. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Дубиняк Т. С. Експериментальна установка для дослідження привода гвинтового конвеєра оснащеного пружно-запобіжною муфтою. *Всеукраїнська науково-технічна конференція Механіка машин – основна складова прикладної механіки присвячена 110-річчю з дня народження Кожевникова Сергія Миколайовича*. (Дніпро, 11-13 квітня 2017). Дніпро, 2017. С. 306-307.

31. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Дубиняк Т. С. Розробка та обґрунтування конструкцій завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів. *Матеріали XX наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя*. (Тернопіль, 17-18 травня 2017). Тернопіль, 2017. С. 15-16.

32. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Дубиняк Т. С., Сливка І. М. Конструкції механізмів захисту гнучких гвинтових конвеєрів. *Обладнання і технології сучасного машинобудування : матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції присвяченої пам'яті заслуженого винахідника України академіка АН вищої школи України, доктора технічних наук, професора Нагорняка Степана Григоровича*. (Тернопіль, 11-12 травня 2017). Тернопіль, 2017. С. 56-58.

33. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Круглик О. А. Навивання спіралей шнеків обертовою втулкою. *Матеріали доповідей VIII Міжнародної науково-технічної*

конференції «Прогресивні технології у машинобудуванні РТМЕ-2019». (Івано-Франківськ-Яремче, 4-8 лютого 2019). Івано-Франківськ-Яремче, 2019. С. 114-116.

34. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Круглик О. А. Пошук нових способів навивання спіралей шнеків. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті)*. (Тернопіль, 22-24 травня 2018). Тернопіль, 2018. С. 13–14.

35. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Левкович М. Г. Елементи захисту від перевантажень технологічного оснащення для ремонту автотранспортних засобів. *Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей»*. Луцьк, 2020. С. -.

36. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Ляшук О. Л. Дослідження енерговитрат при транспортуванні вантажів телескопічними гвинтовим транспортерами. *Збірник наукових праць IX-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні»* (Львів-Плай, 3-7 лютого 2020). Львів-Плай, 2020. С. 63-66. (Автором узагальнено опис проведення експериментальних досліджень).

37. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Навроцька Т.Д. Бункер рівномірного завантаження гвинтового конвеєра для забезпечення ефективного виконання операції змішування. *Міжнародна науково-технічна конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60 річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя*, (Тернопіль, 14-15 травня 2020). Тернопіль, 2020. С. 60.

38. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Шуст І. М. Класифікація телескопічних гвинтових конвеєрів. *Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя*. (Тернопіль, 18-19 травня 2016). Тернопіль, 2016. С. 24-25.

39. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Шуст І. М. Перевантаження сільськогосподарських вантажів з мобільних бункерних установок. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті)*. (Тернопіль, 22-24 травня 2018). Тернопіль, 2018. С. 87–88.

40. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Шуст І. М.. Експериментальна установка для дослідження телескопічних гвинтових конвеєрів. *Матеріали XX наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя*. (Тернопіль, 17-18 травня 2017). Тернопіль, 2017. С. 14-15.

41. Гудь В. З. Гвинтові елементи. *Матеріали Всеукраїнської наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя*. (Тернопіль, 13-14 травня 2009р.). Тернопіль, 2009. С. 37.

42. Гудь В. З. Дослідження принципу телескопії та сепарування у гвинтових транспортерах. *III Міжнародна науково-практична конференція «Роль інновацій в трансформації образу сучасної науки»*. (Київ, 27-28 грудня 2019). Київ, 2019. С. 242-244.

43. Гудь В. З. Дослідження процесу транспортування зернової суміші шнековим транспортером із одночасною сепарацією. *Міжнародна науково-технічна*

конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60 річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя, (Тернопіль, 14-15 травня 2020). Тернопіль, 2020. С. 65-66.

44. Гудь В. З. Резонансні коливання процесу транспортування зернової суміші гвинтовим шнеком із сепарацією. *Міжнародна науково-практична конференція «Підвищення надійності машин і обладнання»*. Кропивницький, 2020. С. 144-147.

45. Гудь В. З. Результати експериментальних досліджень телескопічного гвинтового транспортера. *Матеріали V Міжнародної науковопрактичної конференції «Сучасна наука: Проблеми і перспективи»*. (Київ, 29-30 жовтня 2019). Київ, 2019. С. 38-40.

46. Гудь В. З., Левкович М. Г., Гупка В. В. Методика проектування гвинтових конвеєрів з можливостями мобільної зміни довжини перевантаження. *Міжнародна науково-технічна конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60 річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя*, (Тернопіль, 14-15 травня 2020). Тернопіль, 2020. С. 67-68.

47. Гудь В. З., Солярчук О. П. Дослідження фрикційної запобіжної муфти конусного типу. *Збірник тез доповідей VIII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“*. (Тернопіль, 27-28 листопада 2019). Тернопіль, 2019. С. 78-79.

48. Гудь В., Гевко Ів., Кучвара І., Катрич О. Навивання спіралей по зовнішній поверхні. *Матеріали XVIII наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя*. (Тернопіль, 29-30 жовтня 2014). Тернопіль, 2014. С. 17.

49. Луців І. В., Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Дубиняк Т. С., Сливка І. М. Експериментальна установка для дослідження приводів гвинтових конвеєрів. *Обладнання і технології сучасного машинобудування : матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції присвяченої пам'яті заслуженого винахідника України академіка АН вищої школи України, доктора технічних наук, професора Нагорняка Степана Григоровича*. (Тернопіль, 11-12 травня 2017). Тернопіль, 2017. С. 106-108.

50. Пилипець М. І., Гудь В. З. Визначення силових параметрів в процесі профілювання зовнішнього ребра гвинтової заготовки. *Матеріали XII наукової конференції ТДТУ ім. Ів. Пулюя*. (Тернопіль, 14-15 травня 2008). Тернопіль, 2008. С. 60.

51. Рогатинський Р.М., Гевко Ів. Б., Дмитрів Д.В., Гудь В. З. Гвинтові конвеєри-змішувачі. *Міжнародна науково-технічна конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60 річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя*, (Тернопіль, 14-15 травня 2020). Тернопіль, 2020. С. 109-110.

#### *Патенти України на корисні моделі*

52. Гевко Б.М., Гудь В.З., Білик С.Г., Диня В.І., Клендій М.І., Шуст І.М. Гвинтовий класифікатор коренеплодів. Деклараційний патент на корисну модель

108462 B07B 1/28 (2006.01), B07B 7/00, B03B 5/52 (2006.01), A01D 19/10 (2006.01), A01D 33/04 (2006.01); заявл. 05.05.15 u201504346, опубл. 25.07.16, бюл. № 14/2016.

53. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Гевко І.Б., Гудь В.З., Катрич О.В. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою. Деклараційний патент на корисну модель 104783 B21D 11/06 (2006.01); заявл. 20.04.15, u201503707, опубл. 25.02.16, бюл. № 4/2016.

54. Гевко І.Б., Босюк П.В., Гудь В.З., Катрич О.В. Пристрій для навивання гвинтових заготовок. Деклараційний патент на корисну модель 92617 B21D 11/06 (2006.01); заявл. 24.03.14, u201402972, опубл. 26.08.14, бюл. № 16/2014.

55. Гевко І.Б., Гудь В.З. Гвинтовий прес. Деклараційний патент на корисну модель 139338 B65G 33/16 (2006.01); заявл. 11.07.19, u201907881, опубл. 26.12.19, бюл. № 24/19.

56. Гевко І.Б., Гудь В.З. Гвинтовий соковитискач. Деклараційний патент на корисну модель 139339 B65G 33/16 (2006.01); заявл. 11.07.19, u201907882, опубл. 26.12.19, бюл. № 24/19.

57. Гевко І.Б., Гудь В.З., Круглик О.А. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою. Деклараційний патент на корисну модель 127321 B21D 11/06 (2006.01); заявл. 26.02.18, u201802002, опубл. 25.07.18, бюл. № 14/2018.

58. Гевко І.Б., Гудь В.З., Круглик О.А., Синишин О.В. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою. Деклараційний патент на корисну модель 127385 B29C 53/32 (2006.01), B29C 53/56 (2006.01), B21D 11/06 (2006.01); заявл. 12.03.18, u201802507, опубл. 25.07.18, бюл. № 14/2018.

59. Гевко І.Б., Гудь В.З., Круглик О.А., Синишин О.В. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою. Деклараційний патент на корисну модель 127375 B29C 53/32 (2006.01), B29C 53/56 (2006.01), B21D 11/06 (2006.01); заявл. 12.03.18, u201802467, опубл. 25.07.18, бюл. № 14/2018.

60. Гевко І.Б., Гудь В.З., Кучвара І.М., Катрич О.В. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою. Деклараційний патент на корисну модель 98976 B21D 11/06 (2006.01); заявл. 12.12.14, u201413362, опубл. 12.05.15, бюл. № 9/2015.

61. Гевко І.Б., Гудь В.З., Левкович М.Г., Клендій В.М. Гнучка гвинтова завантажувальна спіраль з зубчастим з'єднанням секцій. Деклараційний патент на корисну модель 80274 B65G 33/14 (2006.01); заявл. 19.10.12, u201212037, опубл. 27.05.13, Бюл. № 10/2013.

62. Гевко І.Б., Гудь В.З., Шуст І.М. Гвинтовий мобільний транспортер. Деклараційний патент на корисну модель 103181 E02F 9/00; заявл. 14.05.15, u201504652, опубл. 10.12.15, бюл. № 23/2015.

63. Гевко І.Б., Гудь В.З., Шуст І.М., Мельничук А.Л., Круглик О.А. Гвинтовий конвеєр з кожухом, що повертається Деклараційний патент на корисну модель 124912 B65G 33/14 (2006.01), B65G 53/48 (2006.01); заявл. 20.11.17, u201711317, опубл. 25.04.18, бюл. № 8/2018.

64. Гевко І.Б., Гудь В.З., Шуст І.М., Мельничук А.Л., Круглик О.А. Гвинтовий конвеєр зі змінним діаметром кожуха. Деклараційний патент на корисну модель 124911 B65G 33/14 (2006.01), B65G 53/48 (2006.01); заявл. 20.11.17, u201711316, опубл. 25.04.18, бюл. № 8/2018.



65. Гевко І.Б., Шуст І.М., Гудь В.З., Голод В.П. Телескопічний гвинтовий завантажувач. Деклараційний патент на корисну модель 103866 В65G 19/00, В65G 53/48 (2006.01); заявл. 16.03.15, u201502312, опубл. 12.01.16, бюл. № 1/2016.

66. Гудь В.З. Гвинтовий конвеєр з кожухом для транспортування, очищення чи сепарації сипких матеріалів. Деклараційний патент на корисну модель 138007 В65G 33/00; заявл. 21.05.2019, u201905467; опубл. 11.11.2019, бюл. № 21/2019.

67. Гудь В.З. Телескопічний гвинтовий транспортер. Деклараційний патент на корисну модель 138006 В65G 33/00; заявл. 21.05.19, u201905457, опубл. 11.11.19, бюл. № 21/19.

68. Гудь В.З., Дячун А.Є., Кучвара І.М., Гевко І.Б. Універсальний пристрій для навивання профільних гвинтових заготовок. Деклараційний патент на корисну модель 99015 В21D 11/06 (2006.01); заявл. 22.12.14, u201413725, опубл. 12.05.15, бюл. № 9/2015.

69. Гудь В.З., Дячун А.Є., Кучвара І.М., Саранчук Л.І., Гевко І.Б. Пристрій для навивання еліптичних гвинтових заготовок. Деклараційний патент на корисну модель 98903 В21D 11/06 (2006.01); заявл. 02.12.14, u201412903, опубл. 12.05.15, бюл. № 9/2015.

70. Гудь В.З., Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Навроцька Т.Д., Семенів І.І. Гнучкий канатний конвеєр-змішувач. Деклараційний патент на корисну модель 98530 В65G 33/00; заявл. 12.12.14, u201413351, опубл. 27.04.15, бюл. № 8/2015.

71. Гудь В.З., Тарасюк Ю.М., Навроцька Т.Д. Гвинтовий пересувний змішувач. Деклараційний патент на корисну модель 99284 В65G 33/00, В65G 33/08 (2006.01); заявл. 22.12.14, u201413737, опубл. 25.05.15, бюл. № 10/2015.

72. Дячун А.Є., Гевко І.Б., Клендій М.І., Гудь В.З. Гвинтовий конвеєр з рухомим жолобом. Деклараційний патент на корисну модель 84878 В01F 7/00; заявл. 25.02.13, u201302355, опубл. 11.11.13, бюл. № 21/2013.

73. Ляшук О.Л., Дмитренко В.П., Гудь В.З., Дячун А.Є., Навроцька Т.Д., Клендій В.М. Гвинтовий розходомір транспортних засобів. Деклараційний патент на корисну модель 109821 G01F 1/82 (2006.01), В65G 33/08 (2006.01), G01F 15/00; заявл. 04.03.16, u201602121, опубл. 12.09.16, бюл. № 17/2016.

74. Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Гевко І.Б., Гудь В.З., Ляшук О.Л., Швець А.Р. Гвинтовий конвеєр для одночасного роздільного транспортування різних сипких матеріалів. Деклараційний патент на корисну модель 137348 В65G 33/08 (2006.01); заявл. 21.05.19 u201905475, опубл. 10.10.19, бюл. № 19/2019.

75. Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Гевко І.Б., Гудь В.З., Ляшук О.Л., Швець А.Р. Гвинтовий транспортер-сепаратор. Деклараційний патент на корисну модель 137345 В65G 33/08 (2006.01); заявл. 21.05.19, u201905468, опубл. 10.10.19, бюл. № 19/2019.

## АНОТАЦІЯ

**Гудь В.З. Механіко-технологічні основи розробки багатофункціональних секційних шнеків для зернового матеріалу.** – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.11 - машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, 2021.

У дисертаційній роботі розроблено механіко-технологічні основи розробки багатофункціональних секційних шнеків для зернового матеріалу. В роботі набуло подальшого розвитку генерування альтернатив багатофункціональних секційних шнеків з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів за окремими типами виконання операцій при використанні структурно-функціонального синтезу ієрархічних груп. Розроблено математичні моделі динаміки системи «телескопічний шнек – сипке середовище» і досліджено динамічні процеси, які відбуваються в роботі телескопічних гвинтових транспортерів сільськогосподарських сипких матеріалів за наявності нерезонансних та резонансних коливань. Розроблено математичні моделі динаміки системи «гвинт шнекового транспортера – зернова суміш та процес сепарації» і проведено дослідження процесу одночасного транспортування та сепарації зернової суміші гвинтовим конвеєром із встановленням впливу різних значень параметрів даної системи на цей процес. Розроблено математичні моделі динаміки згинальних коливань шнека крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача-змішувача зі встановленням впливу різних значень параметрів даної системи на амплітудно-частотну характеристику. Розвинуто моделі процесу змішування сільськогосподарських сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем-змішувачем із встановленням впливу конструктивно-технологічних та експлуатаційних параметрів на цей процес.

Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації використовуються та впроваджені на багатьох вітчизняних підприємствах.

**Ключові слова:** гвинтовий конвеєр, транспортно-технологічні операції, телескопічний гвинтовий конвеєр, секційний конвеєр, мобільна зміна траєкторії, транспортування, сепарація.

## ABSTRACT

**Hud V.Z. Mechanical-technological basis of multifunctional sectional screw conveyors development for grain material.** - Qualification scientific paper as a manuscript copyright.

Doctor of Science thesis in Engineering Sciences on specialism 05.05.11 – machines and mechanical equipment of agricultural production. – Ternopil I.Puluj national technical university, Ternopil, 2021.

The thesis under discussion is devoted to the scientific problem solving dealing with the development of mechanical-technological basis of multifunctional sectional screw conveyors and their components for simultaneous performance of different types of transport-technological operations in agricultural production, with generating, by means of structural-scheme synthesis, progressive designs, with further substantiation of their functioning on the basis of the developed mathematical models and conducted experimental research and also with the substantiation of their operation modes.

The mechanical-technological basis of multifunctional sectional screw conveyors development for grain material has been developed in the thesis under discussion. Some alternative designs of multifunctional sectional screw conveyors have been generated in the paper with possibilities of technological transformation and flexibility of the material overloading trajectory according to certain types of operations performance using structural-functional synthesis of hierarchy groups. Some mathematical models of the system “sectional (telescopic) screw conveyor- granular medium” dynamics have been developed and the dynamic processes taking place in the operation of telescopic screw conveyors of agricultural granular materials have been studied under non resonant and resonant vibrations conditions. Some mathematical models of the system “conveyor screw- grain material and the process of separation” dynamics have been developed and the study of the process of simultaneous grain mixture transportation and separation by a screw conveyor has been conducted including the determination of the system under discussion parameters different values impact on this process. Some mathematical models of bending vibrations dynamics of a screw loader-mixer high-angle screw have been developed and the influence of different values of the given system parameters on amplitude-frequency characteristics has been described. The models of agricultural granular materials mixing process by a screw loader-mixer have been developed and the influence of design-technological and performance parameters on this process has been determined.

The conducted experimental study of the processes dealing with the conveyor screw extension (shortening) in the telescopic screw conveyor has proved that the biggest problem of these conveyors is keeping to the same clearance between the case and the spiral in different sections of the telescope. The experimental tests have been done to determine the overloading production capacity by mobile screw multifunctional transporters with agricultural loads and also the power consumption of the processes and the values of torques on their worm gears have been studied.

The efficiency of agricultural materials separation by multifunctional screw conveyor-separator has been studied and it was found that the bigger inclination angle of the tool under permanent specific load conditions is, the smaller is the efficiency of separation. During the study of the process of mixing by multifunctional screw conveyor-mixer it was found by experiments that the mixtures heterogeneity is increasing directly as the frequency of blade screws rotation and it was the smallest in case of using the augers with multidirectional angle of blades deflection.

The engineering procedure of multifunctional sectional conveyors design for grain material has been developed. Some new designs of multifunctional sectional conveyors for grain material covered by 24 utility model patents of Ukraine have been presented. The obtained scientific and practical results, techniques and recommendations have been used and implemented at numerous national enterprises.

**Key words:** screw conveyor, transport-technological operations, telescopic screw conveyor, sectional conveyor, flexible trajectory, transportation, separation.

Підписано до друку 28.01.2021. Формат 60×90, 1/16.  
Друк лазерний. Папір офсетний. Гарнітура TimesNewRoman.  
Умовно-друк. арк. 1,8. Наклад – 150 прим.  
Замовлення № 18032021

\*\*\*\*\*

Друк ФОП Паляниця В.А.  
Свідоцтво ДК №4870 від 20.03.2015 р.  
м. Тернопіль, вул. Б. Хмельницького, 9а, оф.38.  
тел. (0352) 528–777.