

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

ЛЯШУК ОЛЕГ ЛЕОНТІЙОВИЧ

УДК 621.867.42;621.356.2

**НАУКОВО-ПРИКЛАДНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ ТРАНСПОРТНО-
ТЕХНОЛОГІЧНИХ МЕХАНІЗМІВ НЕПЕРЕРВНОЇ ДІЇ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

05.05.11 – машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Тернопіль - 2015

Дисертація на правах рукопису.

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

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор
Гевко Богдан Матвійович,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, завідувач кафедри автомобілів, заслужений винахідник України.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Ловейкін В'ячеслав Сергійович,
Національний університет біоресурсів і природокористування України,
завідувач кафедри конструювання машин;

доктор технічних наук, професор
Дідух Володимир Федорович,
Львівський національний аграрний університет,
завідувач кафедри експлуатації та технічного сервісу машин імені О.Д. Семковича;

доктор технічних наук, професор
Налобіна Олена Олександрівна,
Національний університет водного господарства та природокористування, професор кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання.

Захист відбудеться “7” липня 2015р. об 11 годині 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 бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Автореферат розіслано “5” червня 2015 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради



П.В. Попович

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. На даний час проектування та розрахунків транспортно-технологічних механізмів машин проводиться за типовими схемами без урахування особливостей та специфіки виробництва, зокрема сільськогосподарського.

Сучасний стан розвитку транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин вимагає пошуку нових шляхів покращення технологічних й експлуатаційних параметрів робочих органів, які дають змогу підвищити продуктивність і покращити якість транспортних процесів з метою зменшення травмування насіннєвих матеріалів.

Новітні розробки, обладнання транспортно-технологічних механізмів (ТТМ) та їх робочих органів повинні базуватися на коректних фізичних і математичних моделях процесів, які відбуваються при транспортуванні та можуть бути реалізовані доступними математичними методиками.

Тому основною проблемою при їх створенні й обґрунтуванні параметрів нових конструкцій транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин, які забезпечують розширення технологічних можливостей, є зменшення енерго- і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації, а також розроблення методики проектування їх робочих органів, що має важливе народногосподарське значення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційну роботу виконано відповідно до Державної науково-технічної програми за напрямком “Виробництво машин і технологічного обладнання для сільськогосподарської, харчової і переробної промисловості”, затвердженої Міністерством освіти і науки України.

Основні наукові дослідження за темою дисертаційної роботи виконувалися до тематики наукового напрямку Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя – “Розроблення конструкцій і технологій виготовлення спеціальних різнопрофільних гвинтових робочих органів машин на основі ресурсозберігаючих технологій” (№ держ. реєстр. 0108U001107), “Енергоефективні гвинтові робочі органи сільськогосподарських машин з розширеними технологічними можливостями” (№ держ. реєстр. 0110U002264), що реалізуються в рамках постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентноздатною технікою”.

Мета і завдання дослідження – підвищення ефективності транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин шляхом розроблення теоретичних основ їхнього проектування та розрахунку конструктивних і технологічних параметрів різних робочих органів.

Для досягнення вказаної мети слід виконати такі завдання:

- на основі проведеного аналізу дослідження виробництва конструкцій робочих органів (РО) транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин (ТТМСМ) розробити методи їх конструювання й удосконалення;

- провести аналіз і синтез технологічних параметрів існуючих робочих органів (ТТМ) і на основі цього теоретично обґрунтувати технологічний процес

транспортування сипких матеріалів трубчастими скребковими конвеєрами по криволінійних трасах, встановити взаємозв'язок силових, кінематичних і технологічних параметрів робочих органів з метою виведення аналітичних залежностей для визначення конструктивних і технологічних параметрів;

– розробити математичну модель динаміки транспортування сипких матеріалів трубчастими скребковими конвеєрами з урахуванням варіантів криволінійних трас транспортування, режимів роботи та властивостей матеріалів для визначення силових, конструктивних і технологічних параметрів конвеєрів покращених показників;

– спроектувати й виготовити стендове обладнання для дослідження характеристик трубчастих канатно-скребкових, гвинтових гофрованих і секційних конвеєрів для транспортування матеріалів сільськогосподарського призначення;

– розробити інженерні методики проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин і технології їх виробництва на основі ресурсозберігаючих технологій і техніко-економічного обґрунтування;

– провести комплексні експериментальні дослідження з використанням автоматизованого стенда на базі частотного перетворювача Altivar 7.1 для визначення раціональних конструктивних і технологічних параметрів розроблених транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин та вивести відповідні рівняння регресії на основі змінних факторів процесів транспортування з наданням практичних рекомендацій виробництву;

– провести комплекс експериментальних досліджень для визначення кінематичних і динамічних параметрів та спроектувати гвинтові гофровані робочі органи для змішування й транспортування сільськогосподарських матеріалів з мінімальним пошкодженням;

– розробити методику розмірного аналізу точності контактних кроків нових тягових пластинчастих безвтулкових ланцюгів з різними варіантами спряжень валиків з отворами пластин, а також величину впливу розмірних параметрів валиків і пластин на дисперсії розсіювання контактних кроків;

– встановити вплив точності шпонкових з'єднань на несучу здатність багатоконтурних ланцюгових передач при заданому рівні надійності, розрахунку й підборі роликів і втулкових ланцюгів.

Об'єкт дослідження – транспортно-технологічні механізми неперервної дії сільськогосподарських машин з різними робочими органами

Предмет дослідження – закономірності взаємозв'язку конструктивно-технологічних параметрів транспортно-технологічних механізмів неперервної дії з їх функціональними призначеннями та структурного синтезу.

Наукова новизна отриманих результатів. На основі системного підходу до дослідження технологічних процесів виготовлення й проектування транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин та основних положень виробництва в роботі отримано такі нові наукові результати:

– вперше розроблено нові методи проектування транспортно-технологічних механізмів неперервної дії з використанням структурного синтезу ієрархічних груп із урахуванням моделей сільськогосподарських машин, враховуючи техніко-

економічне обґрунтування ефективності конструкцій;

– вперше розроблено математичні моделі динаміки транспортування сипкого середовища в циліндричних трубах по криволінійних трасах за допомогою скребкового канатного робочого органу у вигляді системи пружних одновимірних тіл, які безвідривно переміщують сипке середовище по криволінійних траєкторіях, що описують динаміку горизонтальних та вертикальної віток робочого органу транспортера й відповідні крайові умови;

– вперше розроблено теорію динамічного процесу у вітках транспортера й побудови розв’язку відповідних нелінійних крайових задач, що дозволяє отримати рівняння, які визначають вплив основних зовнішніх та внутрішніх чинників на визначальні параметри динамічного процесу робочого органу;

– вперше визначено зусилля у випадку коливань поздовжньо-рухомих приводних канатів конвеєрів, встановлено умови існування резонансних коливань робочого органу і вплив їх на швидкість переміщення сипкого середовища на основні ідеї методу Ван-дер-Поля;

– досліджено вплив стохастичності розмірних параметрів тягово-пластинчастих безвтулкових ланцюгів (ТПБЛ) удосконаленої конструкції на його несучу здатність, запропоновано нерівномірність навантаження пластин внутрішніх і зовнішніх ланок оцінювати ймовірним коефіцієнтом K_m , для якого визначені мінімальні й максимальні значення;

– отримані залежності, які визначають кінематичні та енергосилові параметри процесу роботи швидкохідного гвинтового гофрованого транспортера-змішувача під час переміщення вантажу, за яких покращуються умови змішування сипких вантажів;

– проведено оптимізацію на основі нелінійної задачі, в якій мінімізація матеріаломісткості швидкохідного гвинтового конвеєра досягається при попередньому безумовному виборі кінематичних та динамічних параметрів, що мінімізують енергоємність конвеєра.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено нові конструкції транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин, а саме канатні і ланцюгові скребкові конвеєри з різними криволінійними трасами та й гвинтовими робочими органами (секційні з різними типами з’єднань), встановлено їх раціональні конструктивно-технологічні параметри. Розроблено стендове обладнання та експериментально-промислові установки, а також методики проведення досліджень для визначення енергосилових параметрів технологічного процесу переміщення сипких матеріалів залежно від режимів роботи. Запропоновано методику й прикладне програмне забезпечення проектування і вибору транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин з урахуванням техніко-економічних чинників.

Технічна новизна розробок захищена 22 патентами України. Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації впроваджено у “селянському (фермерському) науково-господарському господарстві “Коваль” (при використанні гнучкого канатного конвеєра), ПАТ “БУЛАТ” (при виготовленні й використанні гнучкого канатного конвеєра), ПАТ “Ковельсільмаш” (при виготовленні стенда для

дослідження гвинтових вертикальних робочих органів і використанні стенда для складання ланцюгово-пластинчастих полотен), ТОВ “МРІЯ ПОДІЛЛЯ” (використання гнучкого ланцюгового конвеєра та гнучкого канатного скребкового конвеєра), ПАТ “Рівнесільмаш” (виготовлення гвинтового змішувача, дослідження і використання секційної гвинтової спіралі, виготовлення й використання універсального пристрою для заміру конструктивних параметрів шнеків) та використання в навчальному процесі при вивченні дисциплін “Автоматизація виробничих процесів”, “Автоматизація неперервних технологічних процесів”, “Основи наукових досліджень” у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя.

Особистий внесок здобувача. Викладено основні результати досліджень, отримані автором у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за період його роботи.

У працях, опублікованих у співавторстві, автору належать: посібник з грифом МОНУ [1] – результати теоретичних та експериментальних досліджень у галузі створення й упровадження у виробництво автоматичного обладнання різноманітного призначення, а саме технічних засобів транспортування та подачі на технологічні операції; монографії [2–3] – основні теоретичні аспекти, що стосуються технологічних процесів формоутворення гвинтових профільних заготовок, розрахунків параметрів гвинтових заготовок, а також технології виготовлення гвинтових робочих органів (ГРО), які дають можливість на основі системного аналізу з використанням 3-х ієрархічних рівнів вибирати раціональні конструктивні параметри; наукових статтях [9, 12, 16, 22, 26, 37] – математична постановка задач, виведення основних рівнянь і співвідношень, опис динамічних моментів; [13–14, 23] – аналітичні залежності резонансних коливань із максимальними динамічними зусиллями у робочому органі від кінематичних, геометричних та фізико-механічних параметрів і стійкість процесу; [20, 24–25, 28, 35, 52, 64] – розроблення схем конструкцій та виведення основних залежностей для визначення конструктивно-технологічних параметрів ТТМСМ; [7, 34] – методика оптимізації конструктивних параметрів конвеєрів; [5–6, 8, 11, 18–19, 27, 40–41, 45, 50, 55–57, 61–63] – розроблення принципів конструкцій робочих органів (ланцюгів) та виведення аналітичних залежностей для визначення мінімальних, максимальних, найбільш імовірних значень при певному рівні коефіцієнта; [4, 17, 21, 31, 33, 36, 39, 46–47, 53–54, 60] – проектування експериментального обладнання, розроблення методик дослідження та їх виконання; [10, 15, 30, 32] – розроблення методу структурного синтезу з ієрархічним групуванням ТТМСМ; у винахідницьких працях здобувач генерував ідеї, брав безпосередню участь у розробленні принципів схем механізмів та конструктивних особливостей виконавчих органів [38, 42–44, 48–49, 51, 58–59].

Апробація результатів дисертації. Основні положення виконаних досліджень доповідались і обговорювалися на науково-технічних семінарах і наукових конференціях: міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів “Актуальні задачі сучасних технологій” (Тернопіль, ТНТУ, 2012 р.); XVIII науковій конференції ТНТУ ім. І. Пулюя (м. Тернопіль, ТНТУ, 2014 р.); міжнародній науково-практичній конференції Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П.М. Василенка (м. Харків ХНТУСГ,

2007–2014 рр.); у Національному науковому центрі “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” (Глеваха, Київська область, 2009, 2013 рр.); Донбаській машинобудівній академії “Надійність інструментів та оптимізація технологічних систем” (м. Краматорськ, 2008 р.); Луцькому національному технічному університеті (м. Луцьк, ЛНТУ, 2009–2013 рр.); V-тій міжнародній науково-практичній конференції “Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування” (м. Херсон, ХМА, 2014 р.); IV-тій міжнародній науково-практичній конференції студентів і молодих вчених (м. Миколаїв 2008 р.); міжнародному симпозіумі “Современные проблемы создания и производства механических передач” (Москва, 2012 р.); International symposium “ISB-INMA THE” agricultural and mechanical (Polytechnic University of Bucharest 2013 р.). У повному обсязі робота доповідалась і отримала позитивний відгук на науково-технічних семінарах у Луцькому національному технічному університеті (2013 р.), Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя (2014 р.)

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи й результати дослідження опубліковано в 64 наукових працях, у тому числі двох монографіях, посібнику з грифом МОНУ в співавторстві, з них 30 публікацій – у наукових фахових виданнях України та 4 статті в закордонних періодичних фахових виданнях, 5 матеріалів тез конференцій і симпозіумів, 22 патенти на корисні моделі України.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 7 розділів, загальних висновків і додатків. Роботу викладено на 306 сторінках, вона містить 171 рисунок, 21 таблиць, а також додатки на 73 стор. Список літератури включає 397 позицій. Загальний обсяг дисертації становить 451 сторінку.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** дано загальну характеристику, обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформовано мету, завдання дослідження й основні положення, викладено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, наведено інформацію про апробацію, структуру й обсяг роботи.

У **першому розділі** проведено аналіз існуючих теоретичних досліджень процесу транспортування різних матеріалів сільськогосподарського виробництва транспортно-технологічними системами машин. Розглянуто фізико-механічні властивості транспортуючого сипкого матеріалу.

Фундаментальні теоретичні основи дослідження робочих процесів, проектування і конструювання робочих органів транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин, методи обґрунтування їх конструкційно-технологічних схем викладено в наукових працях П.М. Василенка, В.В. Адамчука, Р.Л. Зенкова, В.М. Булгакова, Ф.К. Іванченка, В.К. Д’ячкова, В.І. Коваленка, В.В. Крилова, А.А. Кукібного, М.Г. Новожилова, Ю.А. Пертена, В. С. Ловейкіна, О.О. Співаковського та багатьох інших.

У формування наукових основ теорії проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарського призначення та дослідження їх гнучких робочих органів, технології проектування внесли значний вклад П.М. Василенко, А.М. Григор’єв, Х. Герман, О.О. Омельченко, Р.Л. Зенков, Г.В. Корнєєв, Б.М. Гевко, Р.М.

Рогатинський, Р.Б. Гевко, М.І. Пилипець, І.Б. Гевко, В.Ф. Дідух, Б.М. Гутьяр, І.Е. Груздєв, М.К. Штуков, Г.А. Хайліс, О.О. Налобіна, М.І. Акімов, В.Г. Мірзоєв, Ю.А. Авернів, Д. Мак-Келві, Г. Шенкель, Е. Бернард та інші.

Питання взаємодії транспортно-технологічних механізмів у дозуючих, змішувачих, подрібнювачих та в комплексі технологічних процесів машин для механізації різних галузей сільського господарства, а саме для приготування кормів на тваринницьких і птахівничих фермах розглянуті в роботах О.О. Омельченка, М.К. Лінника, І.І. Ревенка, І.А. Шевченка І.Г. Бойка та інших учених.

Вагомий внесок у розвиток дослідження й розрахунку несучої здатності приводних роликово-втулкових ланцюгів (ПРВЛ) і ТПБЛ викладено в наукових працях А.А. Александрова, А.А. Вайнсона, І.І. Івашкова, І.П. Глуценка, В.Н. Киреева, І.Г. Штокмана, Д.Н. Решетова, С.В. Серенсена та багатьох інших.

Аналіз літературних джерел дозволив визначити сучасний стан досліджуваної проблеми. Показано її актуальність і наведені результати, які не містять математичні моделі динамічного процесу переміщення насіннєвого матеріалу в циліндричних трубах по криволінійних трасах за допомогою скребкового канатного робочого органу з мінімальним пошкодженням. Вирішення цих проблем потребує глибокого вивчення відомих технологічних процесів, їх аналізу та створення передових високоефективних, ресурсозберігаючих технологій виготовлення деталей машин із високими показниками якості, надійності й довговічності.

Створення нових типів транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин передбачає розширення сфери використання механізмів у пристроях та висуває підвищені вимоги до технологічних і конструктивних параметрів технологій їх проектування, завдяки чому вони набувають ширшого застосування у різних галузях народного господарства.

У другому розділі наведено транспортно-технологічні механізми неперервної дії сільськогосподарського призначення, які вимагають пошуку нових шляхів покращення технологічних і експлуатаційних параметрів робочих органів, які дають змогу підвищити продуктивність та покращити якість транспортних процесів із метою зменшення травмування насіннєвих матеріалів.

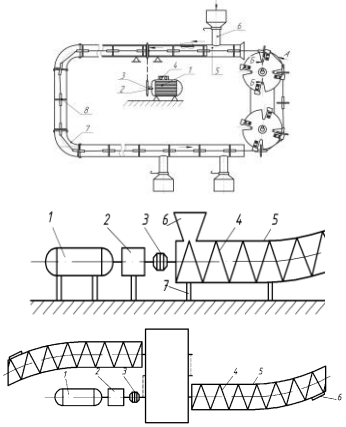
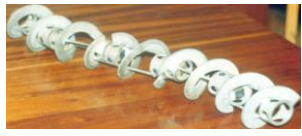
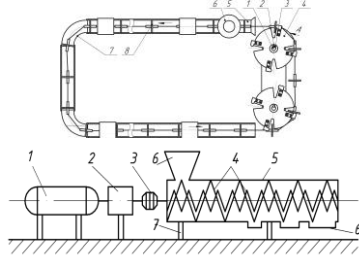
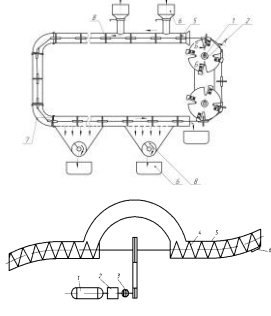
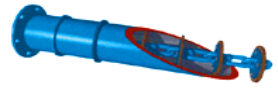
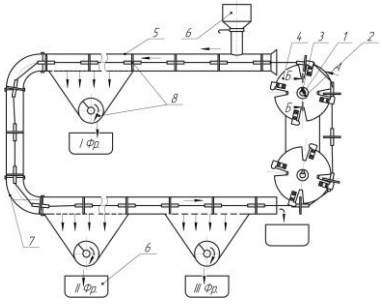
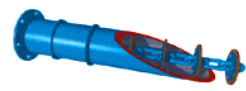
Розроблено основні функціональні операції, що реалізуються ТТМСМ, і відповідні їм компоновки гвинтових робочих органів (ГРО). Розроблено 10 оригінальних базових конструвальних схем трубчастих скребкових та гвинтових конвеєрів із розширеними технологічними можливостями для виконання різних функціональних операцій та систему їх кодування (табл.1). Вона включає кодування 7 основних функцій ТТМСМ: «А» – транспортування; «Б» – змішування; «В» – дозування; «Г» – поштучне подавання; «Д» – калібрування; «Е» – подрібнення.

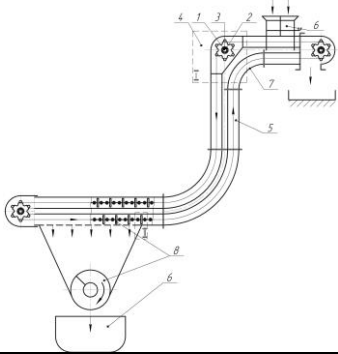
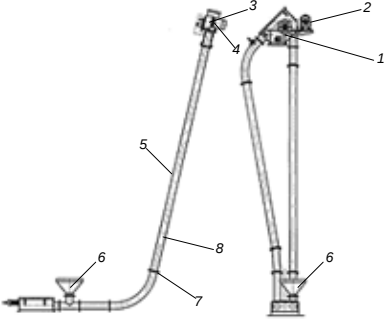
Прийнято кодування напрямку розташування елементів конструкції: горизонтальне – не кодується; вертикальне – «а»; нахилене – «б»; змінне – «в». При цьому використано схему кодування сукупностей конструктивних елементів (КЕ) із використанням символу «і»: 1_і – приводи; 2_і – передачі й редуктори з різним передаточним відношенням, різної вартості, якості, конструктивного виконання; 3_і – запобіжні й пружні муфти різних конструкцій; 4_і – елементи керування; 5_і – трубопровід (відкритий – закритий, гнучкий – жорсткий); 6_і – елементи завантаження і розвантаження (різних конструкцій, типорозмірів, функціональних

можливостей і ціни); 7_i – елементи з'єднувальні та опорно-поворотні (різних конструкцій); 8_i – робочі органи (різних конструкцій, типорозмірів, функціональних можливостей).

Таблиця 1

Раціональні компоувальні схеми для виконання різних функціональних операцій, їх коди

Код операції 1	Код ГТТМ 2	Схема з кодами конструктивних елементів 3	Робочий орган 4
1,3	АБа(1 _i) ² 3 _i 4 _i 5 _i (6 _i) ³ 7 _i 8 _i		8₁  8₅  (8₂)² 
1,3,4,7	АБДа1 _i 2 _i 3 _i 4 _i 5 _i (6 _i) ² 7 _i 8 _i		8₁  8₇ 
1,2,3,4, 7	АВДаЕ(1 _i) ³ 2 _i 3 _i (4 _i) ³ 5 _i (6 _i) ⁴ 7 _i 8 _i		8₆  8₈ 
1,2,3,4, 5,7	АВВДаЕ(1 _i) ⁴ 2 _i 3 _i (4 _i) ⁴ 5 _i (6 _i) ⁵ 7 _i 8 _i		8₁  8₈  8₆ 

1	2	3	4
1,3,6,7	$АБДВ(1_i)^2 2_i 3_i (4_i)^2 5_i (6_i)^2 7_i 8_i$		8_8 
			8_7 
1,4,5	$АДВ1_i 2_i 3_i 4_i 6_i (7_i)^2$ $8_i 9_i$		8_1  8_8  $(8_3)^2$ 

При генеруванні конструкцій слід враховувати, що собівартість виготовлення кожної створеної з них залежатиме від типу виробництва, вартості купівлі чи виготовлення КЕ (приводи, передачі й редуктори, запобіжні й пружні муфти, гвинтові робочі органи, трубопровід, елементи завантаження й розвантаження, елементи з'єднувальні та опорно-поворотні, елементи керування), а також вартості їх складання.

Зроблено аналіз і синтез відомих методів створення нових конструкцій транспортно-технологічних систем на ранніх стадіях конструктивної підготовки виробництва. Із урахуванням суттєвого вибору ознак елементів це дозволить зменшити кількість варіантів синтезованих альтернатив у порівнянні з класичною морфологічною моделлю. За методом синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу, де кількість варіантів визначається за залежністю

$$N_{II} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_{z,i}, \quad (1)$$

де z – ієрархічний рівень; l – кількість ієрархічних рівнів; $K_{z,i}$ – альтернатива конструктивного елемента певного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивного елемента певного ієрархічного рівня.

В результаті синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу було згенеровано працездатні конструкції альтернативних варіантів транспортно-технологічних систем з канатними й ланцюговими, гвинтовими робочими органами (табл.1).

У третьому розділі наведено результати дослідження динамічних процесів машин та їх тягових робочих органів, зокрема таких явищ, як комбінаційні резонанси,

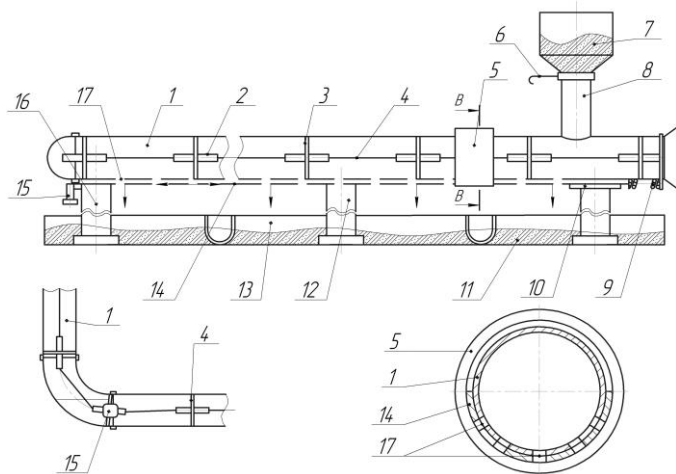


Рис.1. Кормовий скребковий конвеєр:

1– U-подібна труба; 2 – кріпильні втулки; 3– круглі подаючі диски; 4– канат; 5– ємність; 6– регулювальний шибер; 7–11– сипкий матеріал; 8– бункер; 9– ємність для збору залишків матеріалів; 10– рама; 12–16– вертикальні опори; 13– півкруглий жолоб; 14 – заслонка; 15 – кулачковий штовхач; 17– отвір

залежність частоти коливань від амплітуди, відсутність принципу суперпозиції, втрата стійкості. Їх рух описували рівняннями в частинних похідних за певних крайових умов із урахуванням того, що переміщення частинок середовища відносно робочого органу, зокрема на горизонтальних вітках конвеєра, є незначними (рис.1). При цьому задачу про переміщення сипкого середовища за допомогою скребкового робочого органу конвеєра замінили наближено задачею динаміки одновимірної системи з розподіленими параметрами. Робочий орган конвеєра, за допомогою якого переміщається сипке середовище, приймали одновимірним пружним тілом, маса якого є змінною по довжині.

Для отримання диференціального рівняння, яке описує динамічний процес кожної вітки скребкового конвеєра, розглядали сили (рис.2), які діють на умовно виділений елемент довжиною Δ (dx_1 або dx_3), де T_0 (T_5) – сила натягу, яка діє на ліву частину виділеного елемента; T_1 (T_4) – сила натягу, яка діє на праву частину виділеного елемента; $d\vec{R}_1$ ($d\vec{R}_3$) – сила опору елемента dx , природа котрої визначається механізмом взаємодії робочого органу із сипким середовищем та трубою; $\vec{F}_1$ та $\vec{F}_1 + d\vec{F}_1$, ($\vec{F}_3$ та $\vec{F}_3 + d\vec{F}_3$) – сили пружності, зумовлені пружною деформацією умовного елемента; m_1 (m_3) – погонна маса вказаних елементів каната разом із сипким середовищем.

Відповідно до принципу Д'Аламбера рівняння “динамічної

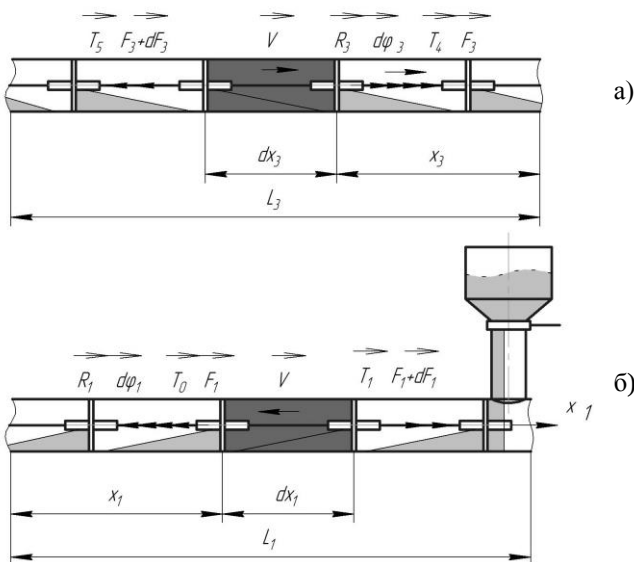


Рис.2. Розрахункова схема сил, які діють на умовно виділений елемент горизонтальної частини вітки скребкового конвеєра:

а) – нижньої; б) – верхньої

рівноваги” виділених елементів нижньої та верхньої віток скребкового конвеєра мають вигляд

$$d\vec{\Phi}_1 + \vec{T}_0 + \vec{T}_1 + d\vec{R}_1 + d\vec{F}_1 = 0 \quad (3)$$

та

$$d\vec{\Phi}_3 + \vec{T}_4 + \vec{T}_5 + d\vec{R}_3 + d\vec{F}_3 = 0, \quad (4)$$

де $d\vec{\Phi}_1$ та $d\vec{\Phi}_3$ – сили інерції вказаних умовно виділених елементів каната.

Якщо позначити відповідно $u_1(x_1, t)$ та $u_3(x_3, t)$ горизонтальні переміщення геометричних точок, які співпадають із серединами виділених елементів у довільний момент часу t , то отримуємо повні похідні за часом. Із рівнянь (3) та (4) отримано диференціальні рівняння, що описують поздовжні коливання нижньої та верхньої віток робочого органу скребкового конвеєра.

$$m_1(x_1 - Vt) \left(V^2 \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} + 2V \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1 \partial t} + \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial t^2} \right) = EA \left(1 + kE \left(\frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} - R_1 \left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right), \quad (5)$$

$$m_3(x_3 - Vt) \left(V^2 \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} + 2V \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3 \partial t} + \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial t^2} \right) = EA \left(1 + kE \left(\frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_3(x_3, t)}{\partial x_3^2} - R_3 \left(\frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial t} \right), \quad (6)$$

де A – площа поперечного перерізу робочого органу, вважається сталою величиною; V – швидкість робочого органу.

В диференційованих рівняннях (5), (6) враховано факт, що верхні та нижні частини віток робочого органу мають однакові сталі складові швидкості поздовжнього руху V . При цьому взято до уваги, що: а) маса робочого органу й сипке середовище змінюються вздовж довжини, тобто $m_1 = m_1(\tilde{x}) = m_1(x_1 - Vt)$,

$m_3 = m_3(\tilde{x}) = m_3(x_3 - Vt)$; б) сила опору залежить від швидкості – $R_1 = R_1 \left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right)$,

$R_3 = R_3 \left(\frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial t} \right)$; в) пружні властивості матеріалу каната задовольняють нелінійний

закон пружності і їх з достатньою точністю можна представити у вигляді $\sigma = E \cdot (1 + kE\varepsilon^2) \cdot \varepsilon$, де σ та ε відповідно напруження та відносні деформації

елементів каната $\left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial x_1} \right)$ чи $\left(\frac{\partial u_3(x_3, t)}{\partial x_3} \right)$; E – модуль пружності, а k виражається

через модуль об’ємного стиску K_1 , модуль зсуву G і сталу матеріалу каната γ залежністю $k = \frac{2}{3} \cdot \frac{K_1}{3K_1 + G} \cdot \frac{\gamma}{G}$.

Для диференційованих рівнянь (5), (6) прийняті крайові умови, що задовольняють горизонтальне переміщення геометричних точок, які співпадають із крайніми лівими кінцями горизонтальних віток робочого органу конвеєра, запишемо

$$u_1(x_1, t)|_{x_1=0} = 0; u_3(x_3, t)|_{x_3=0} = -l(1 - \cos \alpha); u_1(x_1, t)|_{x_1=L_1} = l(1 - \cos \alpha); u_3(x_3, t)|_{x_3=L_3} = 0,$$

(7)

де α – змінний параметр, який наближено можна визначити за допомогою

тригонометричного рівняння $l \sin \alpha = \frac{D}{2} \left(1 - \cos \frac{V}{l} t \right)$; l – відстань між сусідніми

скребками; D – внутрішній діаметр труби конвеєра; α – кут нахилу робочого органу до горизонту в кутових точках.

Подібним чином, як для горизонтальних частин віток робочого органу, отримано й диференціальне рівняння, яке описує динамічний процес у вертикальній частині скребкового конвеєра. На рис.3 наведено розподіл сил, які діють на довільний умовно виділений елемент цієї вітки робочого органу довжиною Δ (dx_2). Порівняно їх із зусиллями, які діють на горизонтальні вітки робочого органу конвеєра, вертикальна вітка конвеєра завантажена додатковою змінною силою $\bar{P}_2$.

$$P_2 = P_2(\tilde{x}_2) = g \int_0^{\tilde{x}_2} m_2(x) dx, \quad (8)$$

де $\tilde{x}_2$ – координата Лагранжа відсіченої частини каната.

Аналогічно попередньому для вертикальної вітки конвеєра диференціальне рівняння позовжніх її коливань набуває вигляду

$$m_2(x_2 - Vt) \left(V^2 \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} + 2V \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2 \partial t} + \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial t^2} \right) = EA \left(1 + kE^2 \left(\frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} - R_1 \left(\frac{\partial u_2(x_2, t)}{\partial t} \right) - g \int_0^{\tilde{x}_2} m_2(x) dx. \quad (9)$$

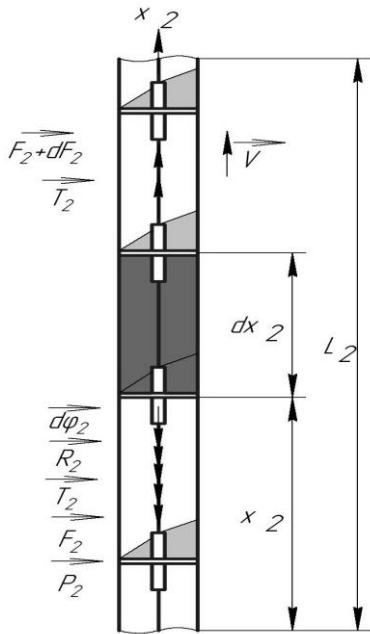


Рис. 3. Розрахункова схема розподілу сил, які діють на умовно виділений елемент вертикальної частини вітки скребкового конвеєра

У випадку рівняння (9) приймаємо крайові умови для вертикальної вітки конвеєра у вигляді $u_2(x_2, t)|_{x_2=0} = -l(1 - \cos \alpha)$, $u_2(x_2, t)|_{x_2=L} = -l(1 - \cos \alpha)$.

До обґрунтованих обмежень, які дозволили аналітично розв'язати поставлену задачу, належать:

- маса робочого органу невідривно пов'язана з сипким середовищем і є повільно-змінною функцією, а закон розподілу маси у змінних Лагранжа описується функцією $m(x) = m_0 + m_1 \cos\left(\frac{\pi}{2l}x + \varphi_0\right)$, $m_1 \ll m_0$, φ_0 ;

- максимальне значення сили опору є малим у порівнянні з лінійною складовою відновлюючої сили, тобто $\max R_i \left(\frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t} \right) \ll \max EA \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}$;

- матеріал каната має слабо виражені нелінійно пружні властивості, тобто, $k \ll 1$;

- лінійні переміщення крайніх правих вертикальних точок є малими.

Наведені вище залежності дозволили у диференціальних рівняннях (5), (6), (9) ввести малий параметр μ та записати їх у вигляді

$$\frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial t \partial x_i} - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2} = \mu f_i \left(u_i, \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, g \right), \quad (11)$$

де $\mu = \frac{k}{m_0}$ – малий параметр, $g = \frac{\pi}{l} Vt - \varphi_0$, функції $f_i \left(u_i, \frac{\partial u_i(x_i, t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u_i(x_i, t)}{\partial x_i^2}, g \right)$ набувають вигляду

$$\begin{aligned}
f_1(u_1, \dots, g) &= \frac{1}{m_0} EA \left(k \left(\frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_1(x_1, t)}{\partial x_1^2} - \frac{1}{km_0} R_1 \left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right) - \frac{m_1}{m_0} S(u_1(x, t)) \cos \left(\frac{\pi}{2l} (x_1 - Vt) + \varphi_0 \right) \\
f_2(u_2, \dots, g) &= \frac{1}{m_0} EA \left(k \left(\frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} - \frac{1}{km_0} R_1 \left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right) - \frac{m_1}{m_0} S(u_2(x_2, t)) \cos \left(\frac{\pi}{2l} (x_2 - Vt) + \varphi_0 \right); \\
f_3(u_3, \dots, g) &= \frac{1}{m_0} EA \left(k \left(\frac{\partial^2 u_2(x_2, t)}{\partial x_2^2} \right)^2 \right) \frac{\partial^2 u_2(x_1, t)}{\partial x_2^2} - \frac{1}{km_0} R_1 \left(\frac{\partial u_1(x_1, t)}{\partial t} \right) - \frac{m_1}{m_0} S(u_3(x_3, t)) \cos \left(\frac{\pi}{2l} (x_2 - Vt) + \varphi_0 \right) + \\
&\quad + \frac{m}{k} g \int_0^{x_3 - Vt} m_1(x) dx, \quad S(u(x, t)) = \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t \partial x}.
\end{aligned}$$

Нелінійні диференціальні рівняння (11) відрізняються лише крайовими умовами та правими частинами, які пропорційні малому параметру μ . Базою для їх застосування є існування у явному вигляді розв'язку відповідних незбурених ($\mu = 0$) крайових задач, тобто розв'язку рівняння

$$\frac{\partial^2 u_s(x, t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u_s(x, t)}{\partial t \partial x} - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right) \frac{\partial^2 u_s(x, t)}{\partial x^2} = 0; \quad i=1,2,3 \quad (12)$$

за однорідних крайових умов $u(x, t)|_{x=0} = 0$, $u(x, t)|_{x=L} = 0$.

Для визначення впливу наведеної вище множини параметрів на динамічний процес розв'язок рівняння (12) запишемо у вигляді

$$u(x, t) = a[\cos(Kx + \Omega t + \varphi) - \cos(Hx - \Omega t - \varphi)], \quad (13)$$

де a, φ – сталі; K, H – хвильові числа прямої і відбитої хвиль; Ω – власна частота процесу.

Підставивши залежності (13) у диференційне рівняння (12) і прирівнявши коефіцієнти при однакових формах хвиль, отримаємо дисперсійні співвідношення

$$\Omega^2 + 2VK\Omega - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right) K^2 = 0, \quad \Omega^2 - 2VH\Omega - \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right) H^2 = 0 \quad (14)$$

та крайові умови, які еквівалентні тотожності

$$\cos(KL + \Omega t + \varphi) - \cos(HL - \Omega t - \varphi) \equiv 0. \quad (15)$$

Вона має справджуватися для довільного значення параметра t . Це рівнозначно тому, що коефіцієнти при $\sin \Omega t$ та $\cos \Omega t$ у виразі, який впливає із (15), дорівнюють нулеві. Тобто

$$\cos KL - \cos HL = 0, \quad \sin KL + \sin HL = 0. \quad (16)$$

Тригонометричне рівняння (16) зв'яже хвильові числа та параметр L

формулою $K + H = \frac{2k\pi}{L}$, $k = 1, 2, \dots$. Дисперсійні співвідношення (15) визначають невідомі хвильові числа та частоту процесу як функції геометричних, кінематичних та фізико-механічних параметрів у вигляді

$$K = \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left(\sqrt{\frac{EA}{m_0}} + V \right), \quad H = \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left(\sqrt{\frac{EA}{m_0}} - V \right), \quad \Omega = \frac{k\pi}{L} \sqrt{\frac{m_0}{EA}} \left(\frac{EA}{m_0} - V^2 \right). \quad (17)$$

Невідомі параметри K, H, Ω прийняли такими, щоб справджувалися незбурені крайові умови рівняння (7). На рис.4 наведено залежність хвильових чисел K, H та

частоти власних коливань Ω від швидкості переміщення сипкого середовища V та довжини труби за різних значень параметрів L та m_0 .

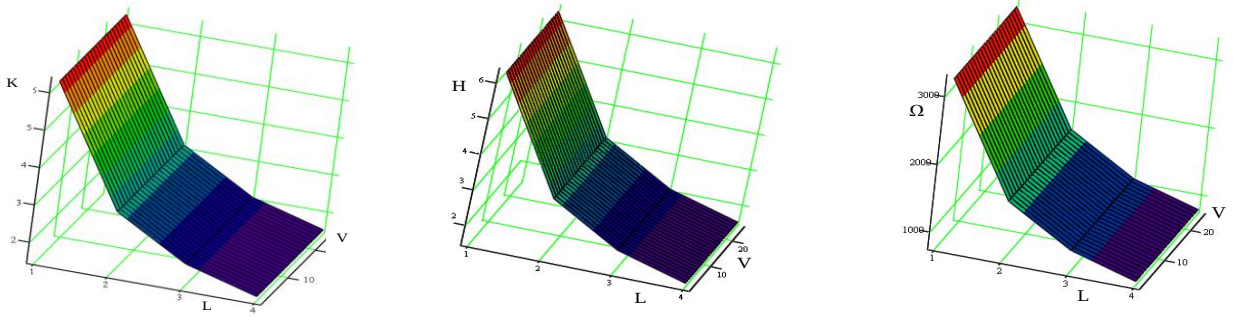


Рис.4. Залежність хвильових чисел та частоти від швидкості руху робочого органу та довжини труби при $m_0 = 15 \text{ кг/м}$, $E = 0,8 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$, $d = 0,008 \text{ м}$,

$$m_0 = 30 \text{ кг/м}, E = 0,8 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2, d = 0,008 \text{ м}, m_0 = 60 \text{ кг/м}, E = 0,8 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2, d = 0,008 \text{ м}$$

Розглянуто випадки динамічного процесу коливань віток робочого органу :

а) нерезонансний ($p\Omega \neq q \frac{\pi}{2l} V$ та $p\Omega \neq q \frac{2V}{l}$); б) резонансний, зумовлений періодичним збуренням крайових умов ($q\Omega \approx p \frac{2V}{l}$); в) резонансний, зумовлений поданням у змінних Ейлера додаткової складової сили натягу, вагою якої є умовно відсічена частина робочого органу разом із сипким середовищем ($q\Omega \approx p \frac{\pi V}{2l}$).

Вплив нелінійних сил проявляється у зміні в часі амплітуди і частоти коливань. дійсно без урахування нелінійних сил диференційного рівняння (11), що дасть сталі значення вказаних параметрів з урахуванням нелінійних сил. Для дослідження нелінійних нерезонансних коливань віток робочого органу отримано рівняння

$$\dot{a} = \frac{\mu}{\pi L_i \left[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2 \right]} \times$$

$$x \left(\int_0^{L_i} (\Psi(x_i) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \cos \psi d\vartheta d\bar{\vartheta} d\psi + \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \sin \psi d\vartheta d\bar{\vartheta} d\psi \right) dx_i \right);$$

$$\dot{\phi} = \frac{\mu}{\pi L_i a \left[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2 \right]} \times \quad (18)$$

$$x \left(\int_0^{L_i} (\Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \sin \psi d\vartheta d\bar{\vartheta} d\psi - \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta}) \cos \psi d\vartheta d\bar{\vartheta} d\psi \right) dx_i \right), \text{ де}$$

$\bar{f}(a, x_i, \psi, \vartheta, \bar{\vartheta})$ відповідає значенню правої частини рівняння (18) за умови, що похідні шуканої функції визначаються відповідно до розв'язку незбуреної задачі

$$\psi = \Omega t + \varphi, \bar{\vartheta} = 2 \frac{V}{l} t, \text{ а } \Psi(x) = -2(\Omega + VK) \sin(Kx_i) - 2(\Omega - VH) \cos(Hx_i),$$

$$\Theta(x) = -2(\omega + VK) \cos(Kx_i) + 2(\Omega - 2VH) \cos(Hx_i).$$

Амплітудно-частотні характеристики динамічного процесу робочого органу у випадку рівномірного розподілу сипкого середовища між скребками визначаються диференціальними рівняннями

$$\frac{da}{dt} = \frac{-\mu k_1 \Omega (2\Omega + V(H - X))}{2[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} a;$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{\mu EA \{ \omega(K^4 + 4K^2H^2 + H^4) + V(K^5 + 2K^3H^2 - 2K^2H^3 - H^5) \}}{4m_0 k \pi [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} a^2. \quad (19)$$

Зміна основних параметрів коливань представлені на рис.5 та 6. залежно від часу амплітуди та частоти коливань робочого органу за різних швидкостей руху.

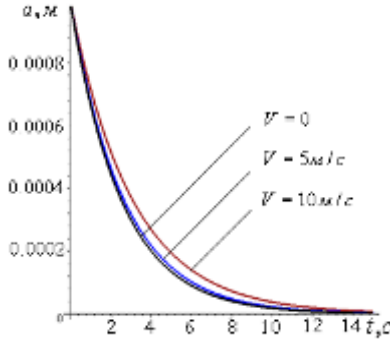


Рис. 5. Зміна амплітуди коливань робочого органу в часі за різних значень швидкостей її поздовжнього руху

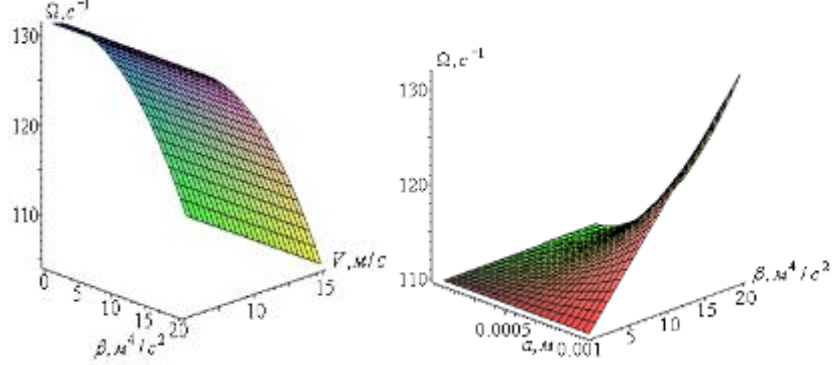


Рис. 6. Вплив амплітуди, швидкості руху та параметрів $\beta = \frac{kEA}{m_0}$ на частоту власних коливань системи

Резонансні коливання в трубчастому скребковому конвеєрі за динамічного процесу можуть виникати при частотах, кратних $2V/l$ або $\pi V/2l$ їх дробовим частинам. Тобто розглянуто випадок при $\Omega^2 = \left(\frac{p}{q} \frac{\pi V}{2l} \right)^2 + \mu \Delta$, де $\mu \Delta$ – відхилення квадрата власної частоти від частоти зовнішнього збурення. Якщо формально ввести цей параметр у залежність (13), то у резонансному випадку розв'язок буде представлений у вигляді

$$u(x, t) = a(t) (\cos(Kx + \varphi + \vartheta) + \vartheta(t)) - \cos(Hx - \varphi - \vartheta)). \quad (20)$$

На відміну від розглянутого нерезонансного випадку, у резонансному величини $\frac{da}{dt}$ та $\frac{d\varphi}{dt}$ є функціями, що залежать не лише від амплітуди a , але й від різниці фаз ϕ ($\psi = \phi - \vartheta$). Для визначення основних амплітудно-частотних характеристик резонансний динамічний процес описується подібним чином і для нерезонансного випадку отримаємо диференціальні рівняння, які зв'язують зміни амплітуди власних і вимушених коливань у вигляді

$$\frac{da}{dt} = \frac{\mu}{4\pi L [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left(\int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \varphi + \theta, \bar{\vartheta}) \cos(\varphi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} + \right.$$

$$\left. + \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \varphi + \theta, \bar{\vartheta}) (\sin(\varphi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta}) \right) dx;$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \Omega - \frac{p}{q} \frac{2V}{l} - \frac{\mu}{4\pi L a [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left(\int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \varphi + \theta, \bar{\vartheta}) \sin(\varphi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} - \right. \quad (21)$$

$$-\Theta(x) \left(\int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \varphi + \theta, \bar{\vartheta}) \cos(\varphi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} \right) dx.$$

У наведених залежностях функції $\Psi(x)$ та $\Theta(x)$ мають аналогічний вигляд. Це дозволяє у першому наближенні резонансні коливання робочого органу трубчастого скребкового конвеєра, що переміщає сипке середовище, описати залежністю (20), в котрій параметри $a(t)$ та $\phi(t)$ визначаються залежностями (21).

Співвідношення, які описують резонансні коливання у випадку, коли власна частота коливань Ω близька до $\pi V/2l$ чи між ними існує зв'язок вигляду $q\Omega \approx p \cdot \pi V/2l$ будуть

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{\mu}{4\pi L [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left(\int_0^L \Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \theta, \varphi + \bar{\vartheta}) \cos(\varphi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} + \right. \\ &\quad \left. + \Theta(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \vartheta, \bar{\varphi} + \bar{\vartheta}) \sin(\varphi + \theta) d\theta d\bar{\vartheta} \right) dx; \\ \frac{d\bar{\varphi}}{dt} &= \Omega - \frac{p}{q} \frac{\pi V}{2l} - \frac{\mu}{4\pi La [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \times \left(\int_0^L \left(\Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \vartheta, \bar{\varphi} + \bar{\vartheta}) \sin(\bar{\varphi} + \bar{\vartheta}) d\vartheta d\bar{\vartheta} - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \Theta(x) \int_0^L \left(\Psi(x) \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{f}(a, x, \vartheta, \bar{\varphi} + \bar{\vartheta}) \cos(\bar{\varphi} + \bar{\vartheta}) d\vartheta d\bar{\vartheta} \right) dx \right) \right). \end{aligned} \quad (22)$$

У другому, резонансному випадку коливання робочого органу описуються залежністю $u(x, t) = a(t) (\cos(Kx + \bar{\varphi} + \bar{\vartheta}) + \vartheta(t) - \cos(Hx - \bar{\varphi} - \bar{\vartheta}))$, в якій параметри a та $\bar{\varphi}$ визначаються залежністю (21) ($\psi = \bar{\varphi} + \bar{\vartheta}$). Загальні результати, коли власна частота коливань Ω близька до $\pi V/2l$, дозволяють описати амплітудно-частотну характеристику поздовжніх коливань віток рівнянням

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{\mu}{2 [(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} \{ -k_1 \Omega (2\Omega + V(H - X))a + \alpha_1 \cos \varphi + \alpha_2 \sin \varphi \}, \\ \frac{d\varphi}{dt} &= \Omega - \frac{p}{q} \frac{2V}{l} + \frac{\mu}{[(\Omega + VK)^2 + (\Omega - VH)^2]} a \{ \alpha_3 a^3 + \alpha_4 \cos \varphi + \alpha_5 \sin \varphi \} \end{aligned} \quad (23)$$

де

$$\alpha_1 = \pi \left[-\left(\frac{DV}{2l^2} \right)^2 \int_0^L x \Psi(x) dx + \left(\frac{D}{2l} \right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Theta(x) dx \right], \alpha_2 = \pi \left[\left(\frac{DV}{2l^2} \right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L x \Theta(x) dx + \left(\frac{D}{2l} \right)^2 \frac{V}{l} \int_0^L \Psi(x) dx \right],$$

$$\alpha_3 = \frac{EA \{ \Omega (K^4 + 4K^2 H^2 + H^4) + V (K^5 + 2K^3 H^2 - 2K^2 H^3 - H^5) \}}{4m_0 a k \pi},$$

На базі отриманих співвідношень нижче наведені резонансні криві (рис. 7.) та закони зміни амплітуди при переході через головний резонанс (рис. 8.). Представлені графічні залежності показують, що на величину резонансної амплітуди впливають не тільки фізико-механічні, геометричні параметри робочого органу, але й поздовжня складова швидкості її руху. Причому для невеликих швидкостей зі зростанням величини резонансна амплітуда є більшою. Величина резонансного значення амплітуди коливань робочого органу у 3–4 рази більша за амплітуду нерезонансних коливань. Отже максимальні динамічні напруження у вказаному випадку перевищують динамічні напруження усталеного процесу.

Отримані результати математичних моделей динамічного процесу транспортування сипких матеріалів показали, що найбільш раціональними параметрами для підвищення продуктивності та покращення якості транспортних процесів із метою зменшення травмування насіннєвих матеріалів є: діаметр труби $0,060 \leq D \leq 0,100$ (м); коефіцієнт заповнення $0,3 \leq \psi \leq 0,7$; лінійна швидкість $0,10 \leq V \leq 0,7$ (м/с).

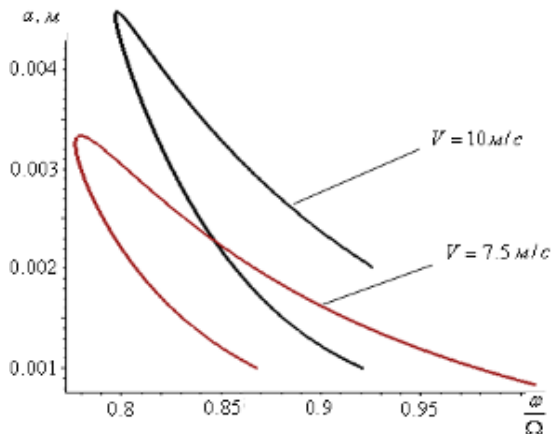


Рис. 7. Резонансні амплітуди за різних значень швидкості руху системи

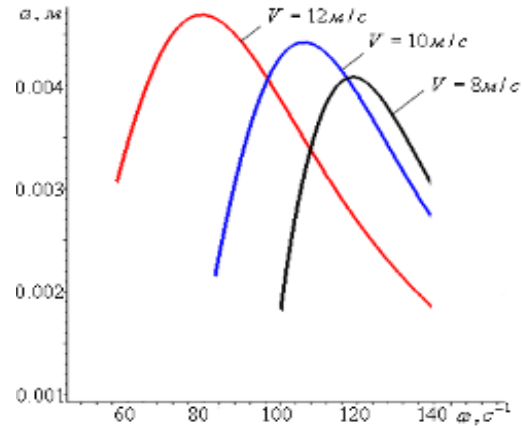


Рис. 8. Залежність амплітуди коливань від частоти вимушуючої сили при проходженні головного резонансу за різних швидкостей руху робочого органу

У четвертому розділі дисертаційної роботи наведено результати дослідження процесів гвинтових транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин.

Складові параметри у процесі моделювання ГРО гвинтових змішувачів

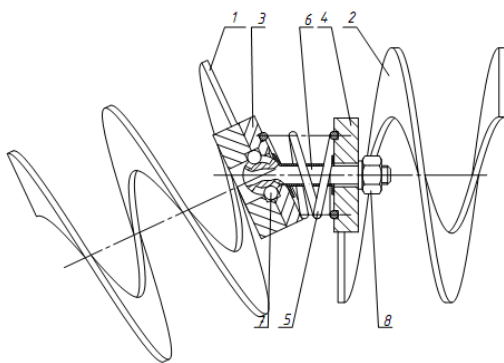


Рис. 9. Конструктивна схема гвинтового секційного робочого органу конвеєра: 1, 2 – спіралі; 3 і 4 – оправки; 5 – пружина; 6 – шарнірне болтове з'єднання; 7 – кувалька; 8 – гайка

невагомі, що характеризуються постійними коефіцієнтами жорсткості. Оскільки подача вантажу здійснюється поступово, зростання моментів опору $M_k(t)$ представлено зростаючими постійними залежностями із наступною стабілізацією на певному максимальному рівні.

Залежність моментів опору наведені на (рис. 10.) окремих секціях гвинтового конвеєра представлено функцією

визначали на основі конструктивних і технологічних характеристик та фізико-механічних властивостей їх робочого середовища. В процесі роботи ГРО гвинтового секційного конвеєра (рис. 9) виникають навантаження, що спричиняють вихід із ладу його робочих частин, коли кут відносного повертання між двома сусідніми секціями перевищує допустимий, що визначається з умови міцності складових конвеєра.

На рис. 10 наведено розрахункову схему гвинтового секційного робочого органу конвеєра у вигляді зосереджених мас, що з'єднані між собою пружними зв'язками, які допустимо

$$M_{k1}(t) = \frac{M_{k\max}}{t_H}(t - (k-1)t_1), \quad (24)$$

де $M_{k_1}(t)$ – момент опору на k -ій секції конвеєра, Н·м; $M_{k \max}$ – максимальний момент опору на k -ій секції, Н·м; t_n – час, протягом якого проходить поступове навантаження секції, с; t_l – час, протягом якого відбувається переміщення вантажу між сусідніми секціями, с.

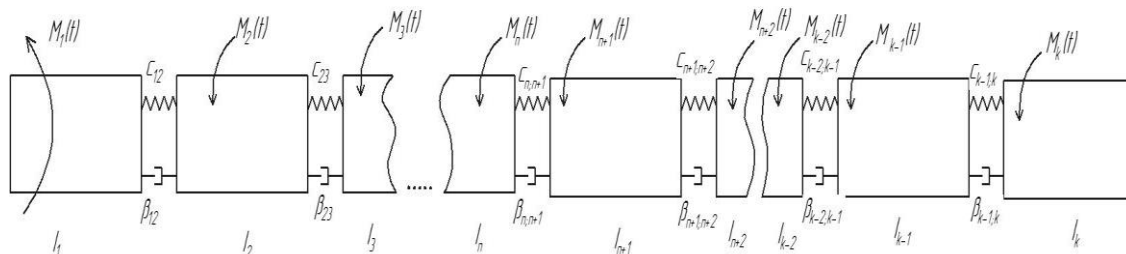


Рис.10. Розрахункова схема визначення динамічних характеристик гвинтового секційного робочого органа конвеєра: I_1 – момент інерції ротора двигуна; $I_2...I_k$ – моменти інерції секцій конвеєра; k – кількість секцій конвеєра; C_{12} – жорсткість з’єднання між двигуном та першою секцією конвеєра; $C_{12}...C_{k-1k}$ – жорсткості з’єднань між секціями конвеєра; β_{12} – коефіцієнт демпфування між двигуном і першою секцією; $\beta_{23} - \beta_{k-1k}$ – коефіцієнти демпфування між сусідніми секціями; $M_{1(t)}$ – момент на приводі; $M_{2(t)}... M_{k(t)}$ – момент опору на кожній секції

На основі рівнянь Лагранжа другого роду складено систему диференціальних рівнянь згідно з розрахунковою схемою, що на рис.10.

$$\left. \begin{aligned} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) &= -M_1(t); \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \beta_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) &= M_2(t); \\ \\ I_n \cdot \ddot{\varphi}_n - C_{n;n+1}(\varphi_n - \varphi_{n+1}) + C_{n+1;n+2}(\varphi_{n+1} - \varphi_{n+2}) - \beta_{n;n+1}(\dot{\varphi}_n - \dot{\varphi}_{n+1}) + \beta_{n+1;n+2}(\dot{\varphi}_{n+1} - \dot{\varphi}_{n+2}) &= M_n(t); \\ \\ I_k \cdot \ddot{\varphi}_k - C_{k-1;k}(\varphi_{k-1} - \varphi_k) - \beta_{k-1;k}(\dot{\varphi}_{k-1} - \dot{\varphi}_k) &= M_k(t). \end{aligned} \right\} (25)$$

Початкові умови для системи рівнянь (25) такі: $\varphi_1(0) = 0$; $\varphi_2(0) = 0$; $\varphi_k(0) = 0$; $\dot{\varphi}_1(0) = \omega_0$ рад/с, $\dot{\varphi}_2(0) = \omega_0$ рад/с, ..., $\dot{\varphi}_k(0) = \omega_0$ рад/с; де ω_0 – початкова кутова швидкість обертання секцій, рад/с.

Момент інерції секцій конвеєра із вантажем визначили за формулою

$$I_k = \pi D^2 L_c \varphi \rho \left(\frac{T^2}{16\pi^2} + \frac{D^2 (1 + \sqrt{1 - \varphi})^2}{128} \right) + \frac{k_c \left(n_1 \rho_1 h (R - r) \sqrt{\pi^2 (R + r)^2 + T^2} (R^2 - r^2) \right)}{2}, \quad (26)$$

де D – зовнішній діаметр секції конвеєра, м; ϕ – коефіцієнт заповнення міжвиткового простору; ρ – густина матеріалу, який піддається транспортуванню, кг/м^3 ; k_c – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості шарнірів; ρ_1 – густина матеріалу витків, кг/м^3 ; n_1 – кількість витків секції; T – крок витків секцій,

m , h – товщина поперечного січення витка секції, м; R – зовнішній радіус секції, м; r – внутрішній радіус секції, м.

Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (25) з початковими умовами провели на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта. За такими числовими результатами на рис.11–16 наведено графічні залежності зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі.

Із наведених графічних залежностей бачимо, що зміна кутів повороту й відносна швидкість секцій конвеєра в часі зменшується і процес транспортування сипких матеріалів стабілізується. Навантаження на елементи системи є більшими при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра, ніж при поступовому навантаженні секційного конвеєра.

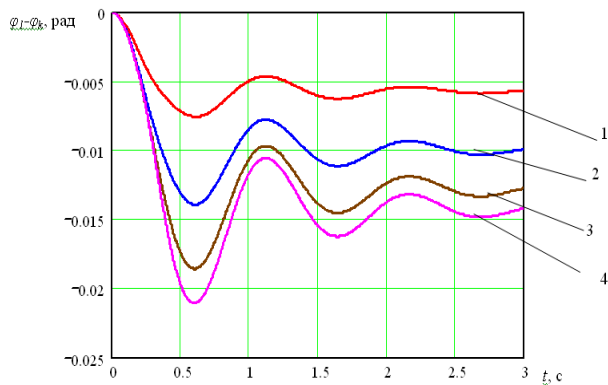


Рис.11. Графік зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра: 1 – $\varphi_1 - \varphi_2$; 2 – $\varphi_1 - \varphi_3$; 3 – $\varphi_1 - \varphi_4$; 4 – $\varphi_1 - \varphi_5$

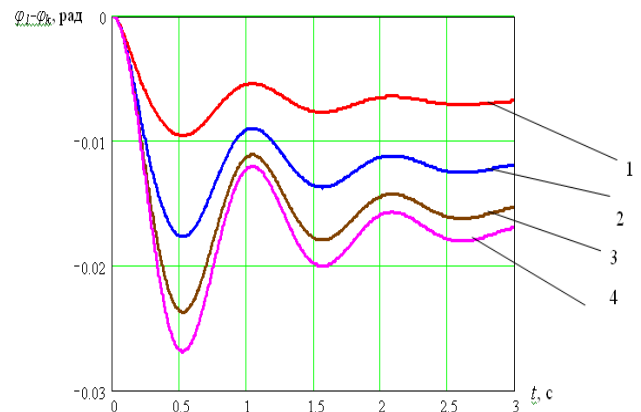


Рис.12. Графік зміни кутів відносного повороту секцій гвинтового конвеєра в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра: 1 – $\varphi_1 - \varphi_2$; 2 – $\varphi_1 - \varphi_3$; 3 – $\varphi_1 - \varphi_4$; 4 – $\varphi_1 - \varphi_5$

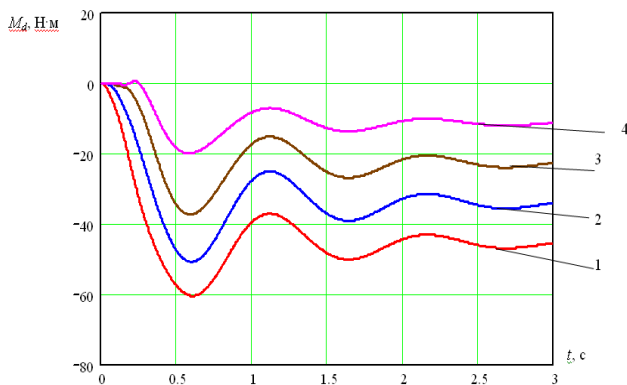


Рис.13. Графік зміни динамічних моментів між секціями гвинтового конвеєра в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра: 1 – між двигуном і першою секцією; 2 – між першою і другою секціями; 3 – між другою і третьою секціями; 4 – між третьою і четвертою секціями

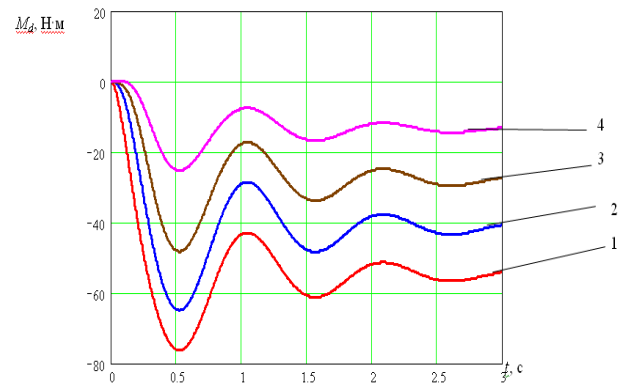


Рис.14. Графік зміни динамічних моментів між секціями гвинтового конвеєра в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра: 1 – між двигуном і першою секцією; 2 – між першою і другою секціями; 3 – між другою і третьою секціями; 4 – між третьою і четвертою секціями

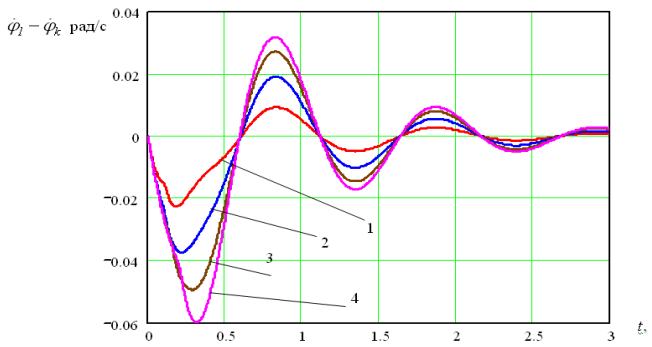


Рис. 15. Графік зміни відносної швидкості повороту секцій в часі при поступовому навантаженні секційного конвеєра: 1 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2$; 2 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3$; 3 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_4$; 4 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_5$

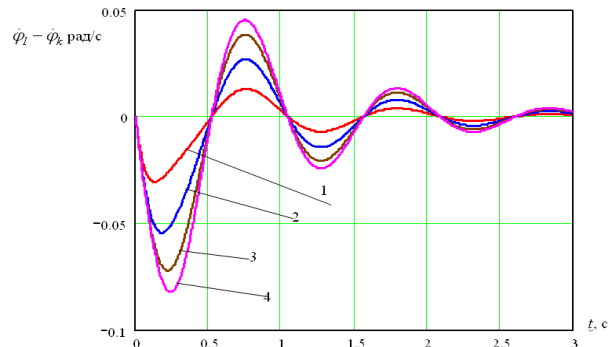


Рис. 16. Графік зміни відносної швидкості повороту секцій в часі при запуску після вимушеної зупинки секційного конвеєра: 1 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2$; 2 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_3$; 3 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_4$; 4 - $\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_5$

На рис. 17 наведена схема режиму роботи конвеєра, до складу якого входить гофрований шнек з осьовим рухом.

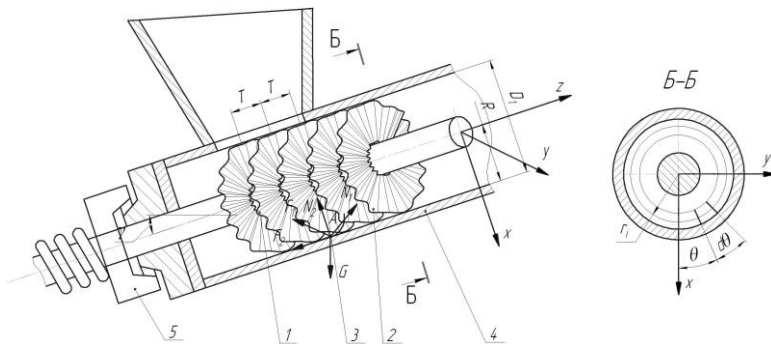


Рис. 17. Розрахункова схема переміщення частинки вантажу в нахиленому гвинтовому гофрованому конвеєрі: 1 – привідний вал; 2 – гофрований шнек; 3 – частинка вантажу; 4 – кожух; 5 – муфта

з гвинтовою поверхнею шнека та циліндричною поверхнею кожуха визначається її розміщенням радіальним R і кутовим параметром θ .

У параметричному вигляді координати частинки A визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} x_A = R \cdot \cos \theta; \\ y_A = R \cdot \sin \theta; \\ z_A = \frac{T(\omega t - \theta)}{2\pi} + A \sin(k(\omega t - \theta)), \end{cases} \quad (27)$$

де x_A, y_A, z_A – координати частинки, м; R – радіальний параметр

частинки, м; θ – кутовий параметр частинки, рад; ω – кутова швидкість робочого органу, рад/с; t – час, с; A – висота гофру, $A = \tan \gamma (R - R_1) + A_1$, м; k – кількість гофру на одному витку.

Проекції швидкості руху частинки знаходимо, диференціюючи рівняння (28) для загального випадку, коли $R \neq \text{const}$:

$$\begin{cases} \dot{x}_A = \frac{dR}{dt} \cos \theta - R \cdot \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{y}_A = \frac{dR}{dt} \sin \theta + R \cdot \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{z}_A = \frac{T}{2\pi} \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) + A \left(\omega - \frac{d\theta}{dt} \right) \cdot k \cdot \cos(k(\omega t - \theta)). \end{cases} \quad (28)$$

Враховуючи, що період невстановленого руху частинки невеликий і не перевищує 0,6...0,8 с для швидкохідних конвеєрів і 1...1,5 с для тихохідних, визначальне значення для встановлення силових параметрів має аналіз часткових рішень.

Під час змішування сипких матеріалів використовуємо швидкохідні конвеєри. Розглянемо стабільний режим транспортування у швидкохідному конвеєрі, в якому вантаж рухається по гвинтовій траєкторії, для якого дійсні умови (рис.18): $\frac{d\theta}{dt} = \text{const} = \omega_q$, $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{dR}{dt} = 0$, $R = \text{const}$, де ω_q – кутова швидкість частинки на робочому органі.

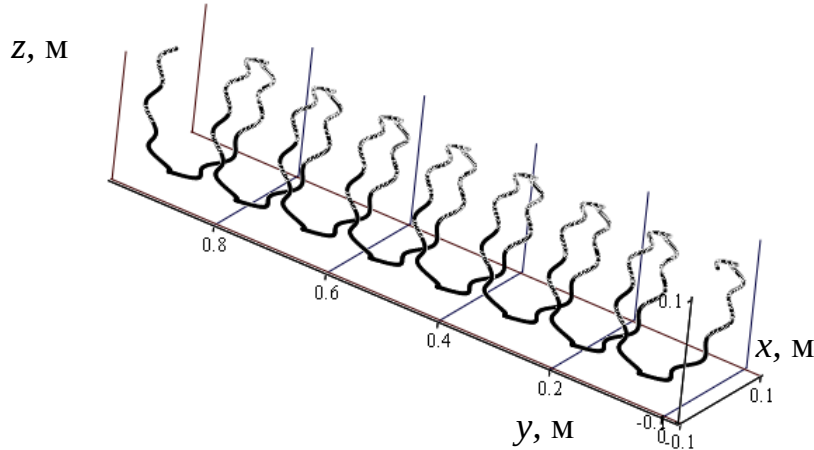


Рис.18. Траєкторія руху частинки у швидкохідному конвеєрі з гофрованими поверхнями шнека: $R = 0,1$ м; $\omega = 32$ рад/с; $T = 0,2$ м; $A = 0,01$ м; $k = 15$

Модулі швидкості руху частинки

$$|\dot{s}_1| = (\omega - \omega_q) \sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} + 2Ak \cos(k \cdot (\omega - \omega_q) \cdot t) \frac{T}{2\pi} + A^2 k^2 \cos^2(k \cdot (\omega - \omega_q) \cdot t)}; \quad (29)$$

$$|\dot{s}_2| = (\omega - \omega_q) \sqrt{\frac{T^2}{4\pi^2} + 2Ak \cos(k \cdot (\omega - \omega_q) \cdot t) \frac{T}{2\pi} + A^2 k^2 \cos^2(k \cdot (\omega - \omega_q) \cdot t)}. \quad (30)$$

На основі формули (30) побудовано графіки зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у тихохідному конвеєрі в часі (рис.19).

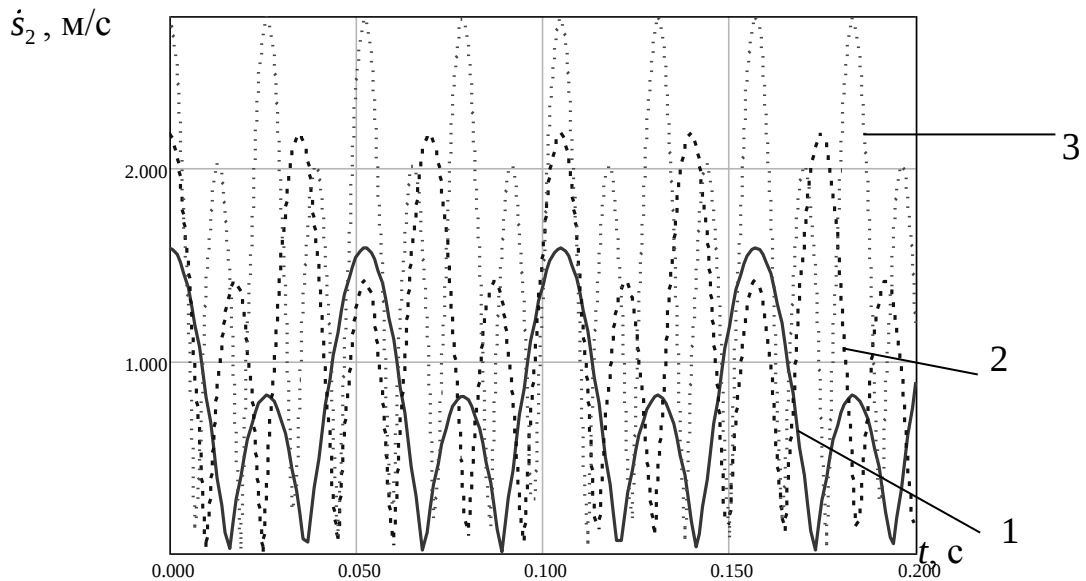


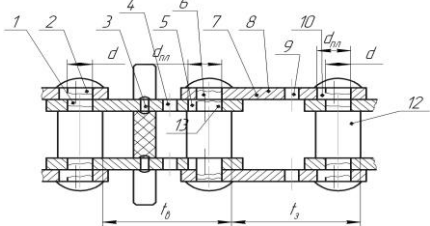
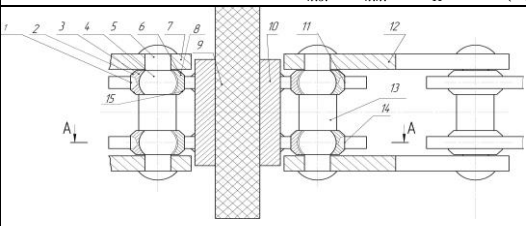
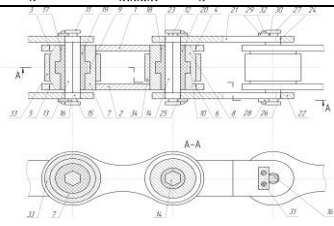
Рис.19. Графіки зміни швидкості руху частинки відносно кожуха у швидкохідному конвеєрі в часі $\omega = 32$ рад/с, $R = 0,1$ м, $T = 0,2$ м, $A = 0,01$ м:
1 – $k = 10$; 2 – $k = 15$; 3 – $k = 20$

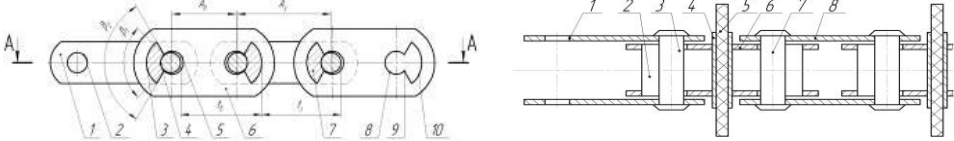
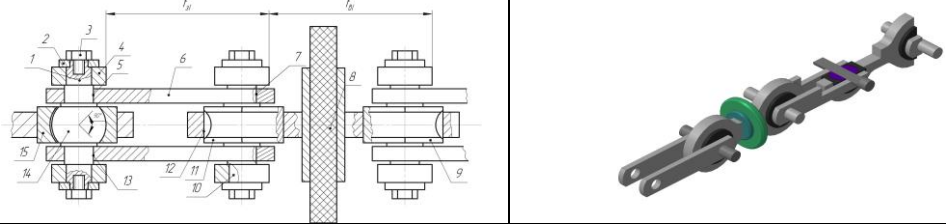
Із аналізу цих графіків можна зробити висновок, що при застосуванні гофрованих шнеків із коливним осьовим рухом відбувається зміна швидкості транспортування вантажу, яка покращує умови змішування сипких вантажів. Важливою складовою для визначення енергосилових параметрів гвинтових конвеєрів є маса вантажу m_v , який транспортується. Крутний момент на шнекові визначаємо за виразом $M = N_1 \cdot R(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + N_2 R f_2$, де N_1, N_2 – нормальні реакції відповідно від поверхні шнека та поверхні кожуха, Н. Значення величини крутного моменту є більшим унаслідок особливостей вантажу, що переміщується, неточності виготовлення гвинтової транспортної системи, тертя в опорах. Продуктивність конвеєра $Q = \psi \cdot k_\gamma \cdot \varphi_0 \cdot \dot{z}_2 (4R^2 - d^2) / 4$, де ψ – коефіцієнт, що враховує пересипання вантажу в зворотному напрямку під час транспортування, $\psi = f(k_T, \gamma, \omega)$; k_γ – коефіцієнт, що враховує кут нахилу конвеєра; k_T – коефіцієнт, що враховує тертя в опорах. Питомі енерговитрати на переміщення вантажу з гофрованим робочим органом $w = N / Q \cdot L$.

У п'ятому розділі дисертаційної роботи наведено теоретичні дослідження тягових органів конвеєрів, зокрема нових ТПБЛ робочих органів. На основі цього запропоновані конструкції, на які отримані патенти[53, 54], забезпечують рівність контактних кроків зовнішніх і внутрішніх ланок, за рахунок збільшення опорної площі контакту у шарнірах, а також на 17% забезпечують підвищення несучої здатності тягового робочого органу, що дає значний економічний ефект. Розрахунок запропонованих конструкцій наведено в табл. 2.

Таблиця 2

Конструкції тягових пластинчастих безвтулкових робочих органів – ланцюгів

Назва робочого органу	Запропонована конструкція тягового робочого органу (ланцюга) Основні аналітичні залежності	
1	2	
Пластинчастий тягово – безвтулковий ланцюг	 Номінальні значення контактних кроків внутрішніх і зовнішніх ланок $t_{н.в.} = t_{н.н.} = A_H + 0,5(d_{н.н.в.} - d_H) = A_H + 0,5(d_{н.н.н.} - d_H)$	
ТПБЛ підвищеної несучої здатності		
	Площа контакту сферичного шарніра склав 17 % величини $S_{сф.} = 2\pi \cdot R_{сф} \cdot h = 2\pi \cdot \frac{d + \Delta}{\sqrt{2}} \cdot \frac{(\sqrt{2} - 1)(d + \Delta)}{2} = \pi \cdot (d + \Delta)^2 \cdot \frac{(\sqrt{2} - 1)}{\sqrt{2}}$	

1	2
Пластинчастий відкрито-шарнірний ланцюг з сектороподібними втулками	 Номінальні значення міжцентрових відстаней отворів внутрішніх - $A_{н.в.}$ і зовнішніх - $A_{н.н.}$ пластин $A_{н.в.} = t_n - 0,5(D_n + d_{н.пл}) + d_{в.н.}$. Номінальна висота сегмента; $h_n = \frac{D_n}{2} - \frac{d_{пл.н.}}{2} \cdot \sin \frac{\pi}{4}$; $h_n = 0,5(D_n - 0,7071 \cdot d_{пл.н.})$
ТПБЛ підвищеної шарнірної рухомості	 Контактний крок t_3 зовнішньої ланки $t_3 = A_3 - \frac{d_{п.н.}}{2} + \frac{d_{п.в.н.} - d_{в.н.}}{2} + \frac{d_{п(n+1)}}{2} - \frac{d_{п(n-1)} - d_{в(n+1)}}{2}$ Контактний крок t_6 внутрішньої ланки $t_6 = A_6 + \frac{d_{сф.с(n+1)} - d_{сф.в(n+1)}}{2} + \frac{d_{сф.с(n+2)} - d_{сф.в(n+2)}}{2} + \frac{d_{п.в(n+1)} - d_{в(n+1)}}{2} - \frac{d_{п(n+1)} - d_{п.в(n+1)}}{2} - \frac{d_{п.в(n+2)} - d_{в(n+2)}}{2} + \frac{d_{п(n+2)} - d_{п.в(n+2)}}{2}$

У дисертаційній роботі наведено методику теоретичного дослідження впливу стохастичності розмірних параметрів елементів ТПБЛ на його несучу здатність, а також отримано залежності для визначення допустимого корисного зусилля, яке може передаватися на ланцюг. Визначено густини розподілу розмірних параметрів ТПБЛ удосконаленої конструкції [5], а також аналітичні залежності для визначення коефіцієнта K_m , що враховує нерівномірність навантаження пластин ланцюга при певних значеннях, величиною зазору Δ і пружних пластин.

За критерій оцінювання впливу стохастичності розмірних параметрів ТПБЛ на його несучу здатність мінімально допустиме значення $K_{m.д.}$, яке отримуємо при заданому рівні ризику 0,05 за верхньою межею інтервалу. Для цього необхідно знайти квантиль випадкової величини $|\Delta|$, тобто таке можливе значення Δ_m , для якого функція розподілу $F(\Delta_m) = P\{\Delta < \Delta_m\} = p = 0,95$. Запропонована методика може мати практичну цінність під час проектування й розрахунку ланцюгово-пластинчастих полотен транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин.

Таким чином, запропоновані конструкції тягових пластинчастих ланцюгів дають можливість значно підвищити зносостійкість шарнірів при транспортуванні сипких корозійних та абразивних матеріалів і тим самим отримати суттєвий економічний ефект.

У шостому розділі дисертаційної роботи наведено програму, методику проведення експериментальних досліджень трубчастих скребкових, гвинтових секційних та гофрованих конвеєрів та їх елементів, а також конструкції стендового обладнання (див. рис. 20–22).

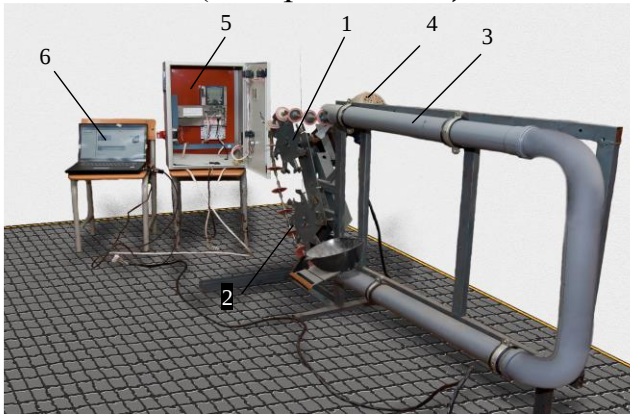


Рис. 20. Експериментальна установка переміщення сипкого середовища [45]:

- 1–приводна зірочка; 2– робочий орган;
- 3– редуктор; 4– електродвигун;
- 5– перетворювач частоти серії Altivar 7.1;
- 6– персональний комп'ютер.

а) скребковий канатний робочий орган



б) скребковий ланцюговий робочий орган

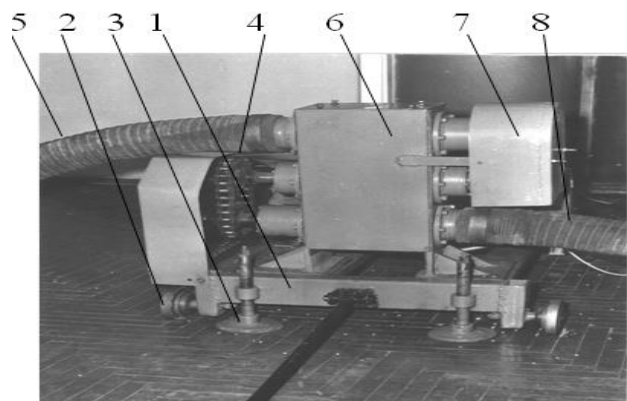


Рис. 21. Стенди для дослідження процесів транспортування сипких матеріалів гнучкими ГК із завантажувальною і вивантажувальною магістралями та пересипним корпусом:

- 1– рама; 2 – опорні колеса; 3 – опора;
- 4 – привод робочих органів;
- 5–завантажувальна магістраль;
- 6 – пересипний корпус; 7 – захисні кожухи; 8 – вивантажувальна магістраль



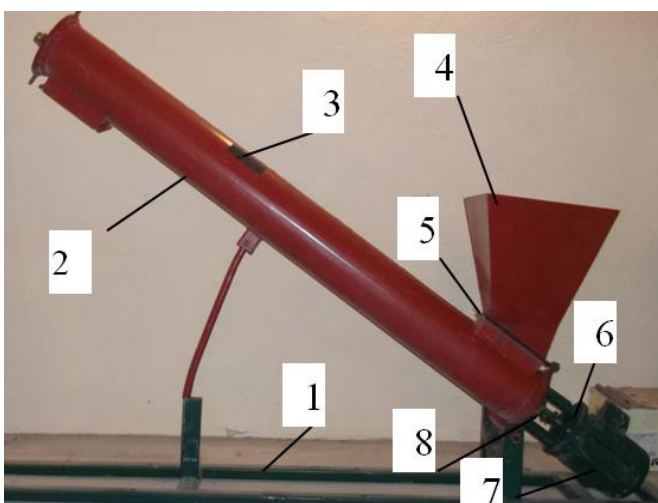
Секційні ГРО з: а) шарнірним з'єднанням; б) запобіжним з'єднанням



Гофрований гвинтовий робочий орган

Рис. 22. Загальний вигляд гвинтового конвеєра: 1 – рама; 2 – кожух;

- 3–гофрований робочий орган; 4 – бункер;
- 5 – шибєр; 6 – муфта; 7 – електродвигун;
- 8 – вал



Розроблено методику проведення експериментальних досліджень продуктивності канатного скребкового конвеєра й проектування гофрованих і

секційних робочих органів. Для проведення експериментальних досліджень було спроектовано й виготовлено низку експериментальних установок і стендів й у більшості конструкцій використано автоматизований електропривод, що містить трифазний асинхронний двигун, який керується і запускається програмою PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar 7.1.

Викладено результати проведення експериментів, у тому числі результати математичного планування експерименту за планом повнофакторного експерименту 3^3 (ПФЕ 3^3), що дозволило побудувати рівняння регресії [9]. Ділянки каната між шайбами рекомендується покривати шаром (1,5...2,0 мм) того самого матеріалу, з якого відліто скребки. Кінці каната з'єднувати металевою рознімною шайбою і пружинним кільцем, а швидкість робочого органу трубчастого канатного конвеєра коливається в межах 0,1...1,25 м/с.

Дослідження із визначенням продуктивності конвеєра проводилися при транспортуванні таких матеріалів з відповідною об'ємною масою: горох – 700 кг/м³; пшениця – 760 кг/м³; кукурудза – 800 кг/м³; комбікорм – 250 кг/м³ вологістю, яка становить $W = 12...15\%$, що дозволило побудувати відповідні аналітичні регресійні залежності.

Для транспортування сипкого матеріалу по металевій трубі поверхні скребків виготовлені із поліаміду ПА-6 або ПА-12 з шорсткістю поверхні $R_a \approx 2,5$ мкм, які контактують з насінням і не травмують його. При цьому коефіцієнт тертя $f = 0,20$ зменшує крутний момент, ніж при застосуванні металевих скребків з коефіцієнтом тертя-ковзання $f = 0,60$. При транспортуванні висівок зменшення крутного моменту складає 3–12%, пшениці 7–15%, гороху і кукурудзи 3–5% для діапазону коефіцієнта заповнення сипким матеріалом труби 0,3...0,7.

Встановлено, що максимальна продуктивність скребкового трубчастого конвеєра при транспортуванні сипких матеріалів з більшою об'ємною масою (кукурудзи, пшениці, гороху) знаходиться в межах $Q = 3100...5400$ кг/год. при лінійній швидкості $v = 0,12...0,7$ м/с.

Продуктивності трубчастого скребкового конвеєра під час транспортування пшениці, кукурудзи, гороху, комбікорму:

- для транспортування гороху

$$Q_{\text{горох}} = -21,338 \cdot 10^3 v - 11,491 \cdot 10^3 \psi + 1,933 \cdot 10^3 + 85,250 \cdot 10^3 D \psi - 550 \cdot 10^3 D^2 + (31) \\ + 18,264 \cdot 10^3 v^2 + 5,1 \cdot 10^3 \psi^2 + 160,454 \cdot 10^3 D v + 13,636 \psi v + 45,620 \cdot 10^3;$$

- для транспортування пшениці

$$Q_{\text{пшениці}} = -450 \cdot 10^3 D^2 - 12,178 \cdot 10^3 \psi + 2,573 \cdot 10^3 - 21,416 \cdot 10^3 v - 34,289 \cdot 10^3 D + (32) \\ + 149,545 \cdot 10^3 D v + 13,545 \cdot 10^3 D \psi + 19,173 \cdot 10^3 v^2;$$

- для транспортування кукурудзи

$$Q_{\text{кукурудза}} = 84,75 \cdot 10^3 D \psi - 13,383 \cdot 10^3 \psi - 21,141 \cdot 10^3 v + 17,52 \cdot 10^3 v^2 - 557,5 \cdot 10^3 D^2 + (33) \\ + 13,818 \cdot 10^3 \psi v + 4,975 \cdot 10^3 \psi^2 + 162,727 \cdot 10^3 D v + 1,829 \cdot 10^3 + 46,397 D;$$

- для транспортування комбікорму

$$Q_{\text{комбікорм}} = -10,896 \cdot 10^3 \psi - 20,568 \cdot 10^3 v + 18,181 \cdot 10^3 v^2 - 615 \cdot 10^3 D^2 - 5,2 \cdot 10^3 \psi^2 + (34) \\ + 12,681 \cdot 10^3 \psi v + 156,363 \cdot 10^3 D v + 1,099 \cdot 10^3 + 60,561 \cdot 10^3 D + 77,25 \cdot 10^3 D \psi.$$

Величини передавання максимального крутного моменту для різних сипких матеріалів на експериментальній установці

$$T_{\text{горох}} = -67,61\psi - 70,54\nu - 8,63\psi\nu + 41,75\psi^2 + \quad (35)$$

$$+170,24\nu^2 - 4,625 \cdot 10^3 D^2 - 100D\nu - 9,94 + 0,67250 \cdot 10^3 D\psi + 0,715 \cdot 10^3 D$$

$$T_{\text{пшениця}} = -71,23\psi - 12,23 - 56,988\nu + 0,745D\psi - 81,81D\nu - \quad (36)$$

$$-6,81\psi\nu + 138,01\nu^2 - 4,9 \cdot 10^3 D^2 + 44,5\psi^2 + 0,756 \cdot 10^3 D$$

$$T_{\text{кукурудза}} = -72,36\nu - 65213\psi + 39,75\psi^2 + 0,164 \cdot 10^3 \nu^2 - 4,725D^2 - 8,18\psi\nu - \quad (37)$$

$$-10,07 + 0,72 \cdot 10^3 D\psi - 22,72D\nu + 0,711 \cdot 10^3 D$$

$$T_{\text{комбікорм}} = -68,29\psi - 9,17 - 66,1\nu - 45\psi\nu + 143,8\nu^2 + \quad (38)$$

$$+41\psi^2 - 4,575 \cdot 10^3 D^2 + 0,713 \cdot 10^3 D\psi - 9,09D\nu + 0,686 \cdot 10^3 D.$$

Внутрішній діаметр труби D , м, який кодували індексом x_1 ; коефіцієнт завантаження конвеєра ψ , який кодували індексом x_2 ; лінійна швидкість транспортування ν , м/с, який кодували індексом x_3 .

Отримані рівняння регресії можуть бути використані для визначення залежності продуктивності Q й рівняння регресії крутного моменту T від внутрішнього діаметра труби. Коефіцієнт завантаження конвеєра та лінійної швидкості транспортування у таких межах зміни вхідних факторів: $0,060 \leq D \leq 0,100$ (м); $0,3 \leq \psi \leq 0,7$; $0,12 \leq \nu \leq 0,34$ (м/с).

На основі проведених досліджень побудовано графічні залежності (див. рис.23–24), з яких бачимо, що продуктивність трубчастого скребкового конвеєра для сипкого матеріалу (гороху) залежить від внутрішнього діаметра труби D і лінійної швидкості ν та від коефіцієнта завантаження конвеєра ψ . Отже, при збільшенні діаметра труби й швидкості продуктивність зростає й сягає 3975 кг/год.

Значні розміри зерен гороху меншою мірою потрапляють між поверхнею скребка й поверхнею труби, ніж при транспортуванні комбікорму, які потрапляють у зазор між внутрішньою поверхнею труби і зовнішньою поверхнею скребка. Це гальмує процес транспортування, а при транспортуванні пшениці енерговитрати є найбільшими, оскільки еліпсоподібна форма зерна утворює так званий ефект заклинювання скребків, коли частина зерен потрапляє в зазор між скребком і трубою.

Результатами проведених досліджень встановлено (див. рис.25–26), що фактором, який впливає на величину крутного моменту T , є величина внутрішнього діаметра труби D і коефіцієнт завантаження конвеєра ψ . Однак лінійна швидкість знаходиться в діапазоні $\nu = 0,12 \dots 0,34$ м/с, що суттєво впливає на значення крутного моменту T . З графічних залежностей бачимо, що зі збільшенням внутрішнього діаметра труби $D = 0,1$ м і при лінійній швидкості $\nu = 0,34$ м/с і коефіцієнті завантаження конвеєра $\psi = 0,5$ крутний момент зменшується для транспортування сипких матеріалів (кукурудза, горох, пшениця, висівки).

Зменшення травмивання зерна під час транспортування трубчастими конвеєрами є одним із основних завдань проектування таких конструкцій [32]. До травмованих відносили зерна, що мали такі пошкодження: роздроблений зародок, пошкоджений зародок, пошкоджена оболонка зерна, пошкоджений ендосперм,

пошкоджена оболонка ендосперму, побите зерно, механічно стиснене зерно.

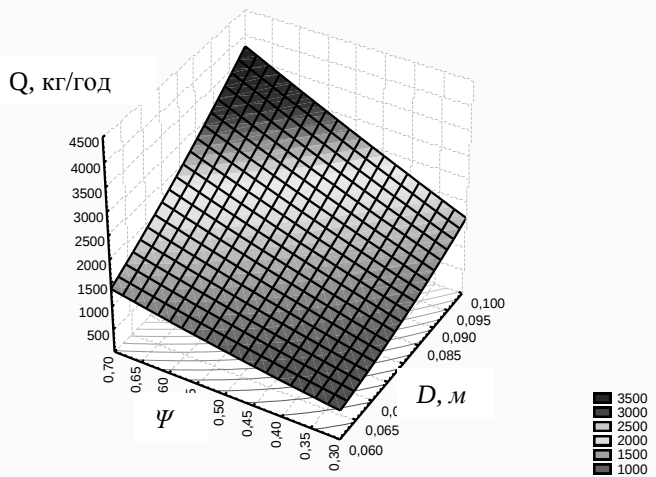


Рис. 23. Поверхня відгуку залежності продуктивності $Q_{\text{пшениця}}(D, \psi)$ при транспортуванні пшениці трубчастим скребковим конвеєром від діаметра труби та коефіцієнта завантаження конвеєра при лінійній швидкості ($v = 0,23 \text{ м/с}$)

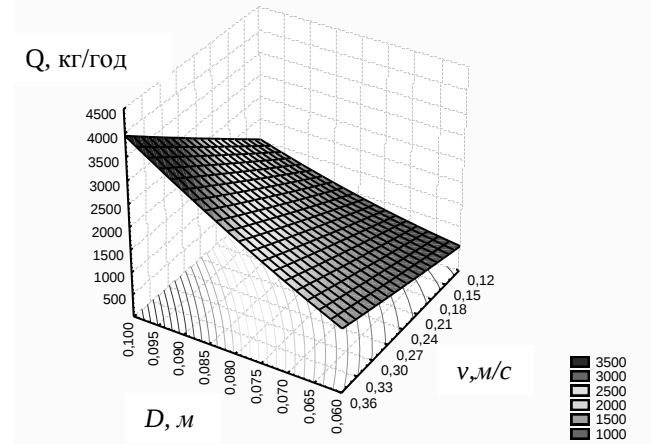


Рис. 24. Поверхня відгуку залежності продуктивності $Q_{\text{кукурудза}}(D, v)$ при транспортуванні трубчастим скребковим конвеєром від лінійної швидкості та діаметра труби при коефіцієнті завантаження конвеєра $\psi = 0,5$

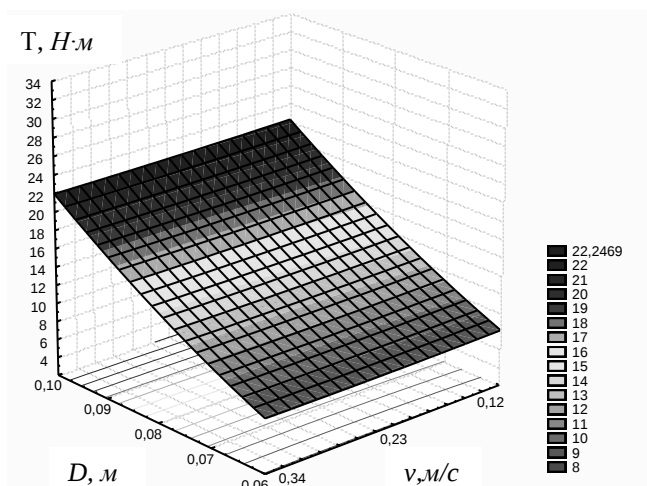


Рис. 25. Поверхня відгуку залежності крутного моменту транспортування комбікорму трубчастим скребковим конвеєром $T_{D,v}^{\text{Комбікорм}}$ від внутрішнього діаметра труби D та лінійної швидкості при коефіцієнті завантаження конвеєра $\psi = 0,5$

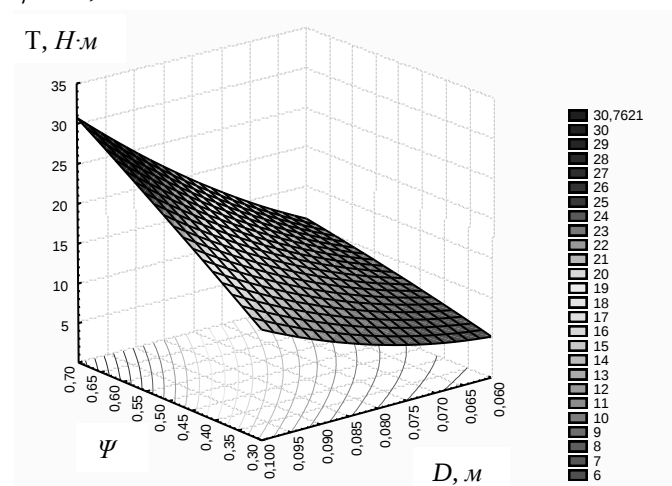


Рис. 26. Поверхня відгуку залежності крутного моменту транспортування гороху трубчастим скребковим конвеєром $T_{\psi,D}^{\text{горох}}$ від внутрішнього діаметра труби D та коефіцієнті завантаження при лінійній швидкості v конвеєра $v = 0,12 \dots 0,34 \text{ м/с}$

Загальний вигляд рівняння регресії величини травмування зерна під час транспортування трубчастим скребковим конвеєром залежно від діаметра труби D , коефіцієнта завантаження конвеєра ψ та лінійної швидкості v для транспортування гороху, кукурудзи, пшениці запишемо так:

- для транспортування гороху

$$T_{cm(D,\psi,v)} = 0,252 + 0,511D - 0,275\psi + 1,125v - 1,136Dv - 10D^2 + 0,15\psi^2 - 0,33v^2; \quad (39)$$

- для транспортування кукурудзи

$$T_{cm(D,\psi,v)} = 0,222 + 0,475D - 0,25\psi + 1,01v - 1,023Dv - 9D^2 + 0,135\psi^2 - 0,297v^2; \quad (40)$$

-для транспортування пшениці

$$T_{cm(D,\psi,v)} = 0,202 + 0,389D - 0,22\psi + 0,903v - 0,909Dv - 8D^2 + 0,12\psi^2 - 0,264v^2. \quad (41)$$

За допомогою прикладної програми побудовано графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів величини травмування зерна T_{cm} як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$ (рис.27–28).

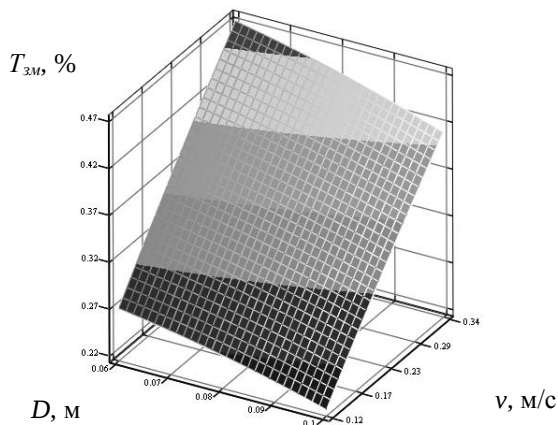


Рис. 27. Поверхня відгуку залежності величини травмування зерна гороху $T_{cm(D,v)}$ від діаметра труби та лінійної швидкості руху каната ($\psi = 0,5$)

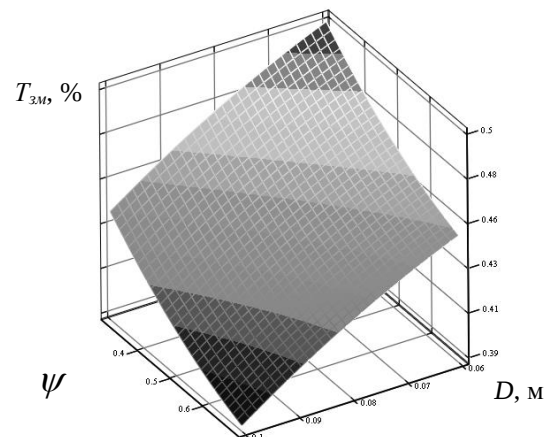


Рис. 28. Поверхня відгуку залежності величини травмування зерна гороху $T_{cm(D,v)}$ від діаметра труби та коефіцієнта завантаження конвеєра ($v = 0,34$ м/с)

У шостому розділі викладено результати проведення експериментів якості змішування сумішей. Використовувалися різні типи гнучких гвинтових конвеєрів (рис. 21 і 22), а в якості гвинтового робочого органу (ГРО) використовувались спіральні робочі органи (див. рис. 21), гофровані робочі органи (див. рис. 22). Для проведення досліджень використовувалося зерно вики (ключовий компонент) та зерно вівса (умовний компонент) у співвідношенні 20% до 80% й встановлено, що вплив на неоднорідність суміші частота обертання ГРО при виконанні процесу змішування гнучким гвинтовим транспортером – змішувачем (концентрація ключового матеріалу 20%; діаметр ГРО – 100 мм; довжина ГРО – 6 м; крок шнека – 120 мм; $K_3 = 0,5$) є найвищою (11,4...11,8%), а при використанні гофрованого ГРО є найменшою (9,2...9,5%), що дозволяє ефективно використовувати його в якості змішувача в гнучких гвинтових конвеєрах. За даними ефективність технологічного процесу змішування за використання усіх видів ГРО у ГГК слід оцінити “задовільно”.

У цьому розділі наведено оптимізацію гвинтового транспортера за конструктивними й технологічними параметрами технологічного процесу транспортування, що дає змогу отримати найвищу якість та ефективність при мінімальних затратах [14, 33]. Основними параметрами оптимізації обрано такі змінні: зовнішній діаметр кожуха D_k , кутова швидкість обертання гвинтової спіралі ω , тангенс кута підйому витка α , що визначається кроком гвинтової спіралі T , коефіцієнт, що оцінюється відношенням внутрішнього d і зовнішнього D діаметрів гвинтової спіралі, товщина гвинтової спіралі, значення коефіцієнта тертя вантажу до поверхні спіралі. Оптимізація проводилася за критеріями мінімальних енергоємності процесу та матеріалоємності конструкції за результатами розв'язання задачі нелінійного програмування. Визначено такий порядок пошуку оптимальних конструктивно-технологічних параметрів швидкохідного гвинтового конвеєра за відомою продуктивністю Q і додатковим обмеженням за технологією виготовлення спіралі й за міцністю вала (для довгих конвеєрів): кут підйому гвинта α по зовнішньому діаметру, що мінімізує енергосилові параметри транспортування $\operatorname{tg} \alpha = 0,25 - 0,1\mu_{1\max}$, де $\mu_{1\max}$ – максимальний коефіцієнт тертя до спіралі вантажу.

Коефіцієнт швидкохідності конвеєра $P_k = \frac{k_p \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}{\mu_2 Sc_{II}^2} = k_p(0,25 + 0,9\mu_1) / \mu_2(0,3 + 0,1\mu_1)^2(1 - 0,25\mu_1 + 0,1\mu_1^2)$ де

μ_1, μ_2 – коефіцієнти тертя до спіралі та кожуха відповідно із умови. Визначається співвідношення k_d між внутрішнім і зовнішнім діаметрами спіралі

$k_d = \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{oon}^2} / \pi\phi_{oon} \leq 0$, де ϕ_{oon} – допустимий коефіцієнт нерівномірності видовження металу. Визначаємо кутову швидкість

$\omega = \left[\frac{\pi\varphi_n g^3 \operatorname{tg} \alpha \cdot P_k^3 (1 - k_d^2)(1 - Sc_{II})}{Q(1 + C_\beta)} \right]^{1/5} = \sqrt[5]{\frac{\varphi_n g^3 (1 - k_d^2)}{\mu_2^3 Q}} K_\omega(\mu_1)$ та зовнішній і внутрішній діаметри

спіралі $D = \sqrt{2P_k g / \omega^2} = \frac{g^{1/5} Q^{1/10} K_D(\mu_1)}{\mu_2^{1/5} \varphi_n^{1/10} (1 - k_d^2)^{1/10}}$; $d = k_d D = D \sqrt{\pi^2 + 1 - \phi_{oon}^2} / \pi\phi_{oon}$. Товщина спіралі

$H = \delta(D - d) / 2$ та крок спіралі $T = \pi g \alpha$. Відповідно при пошуку оптимальних конструктивно-технологічних параметрів швидкохідного гвинтового конвеєра потужність транспортування вертикального конвеєра, що забезпечує продуктивність Q довжиною L при транспортуванні вантажу, насипною густиною ρ_{II} представлено залежністю $N = \rho_{II} g Q L W$, де w – питома енергоємність транспортування оптимізованого конвеєра.

У випадку завантажувально-розвантажувальної транспортної гвинтової системи, яка має два гвинтових конвеєри – забірний і вивантажувальний, умова її нормальної роботи полягає в забезпеченні продуктивності вивантажувального конвеєра Q_2 більшої, ніж забірної Q_1 за будь-яких умов, тобто $Q_{2\min} \geq \lambda Q_{1\max}$.

Для визначення оптимальних параметрів транспортування потрібно почергово перебирати розрахункові схеми та перевіряти обмеження з подальшим переходом до такої розрахункової схеми, для якої обмеження, що не виконуються, будуть лімітуючими. Характер зміни кутової швидкості вертикального гвинтового конвеєра та діаметра його спіралі, що мінімізують енергоємність конвеєра при різних реологічних властивостях вантажу, наведено на рис. 27. Отримані при цьому

співвідношення дозволяють з високою точністю обчислити оптимальні конструктивні й технологічні параметри, при яких забезпечується потрібна якість сипких матеріалів при високій ефективності процесу транспортування.

У розділі міститься розроблена інженерна методика та алгоритм проектування ТТМСМ, який передбачає проектування трубчастого скребкового конвеєра, а саме коефіцієнта корисного об'єму конвеєра, необхідна швидкість руху робочого органу, уточнення продуктивності конвеєра, коефіцієнт кратності кроку скребоків, тяговий розрахунок конвеєра, розрахунок інструментів формування гвинтових гофрованих робочих органів на обкатних верстатах для змішування сипких матеріалів

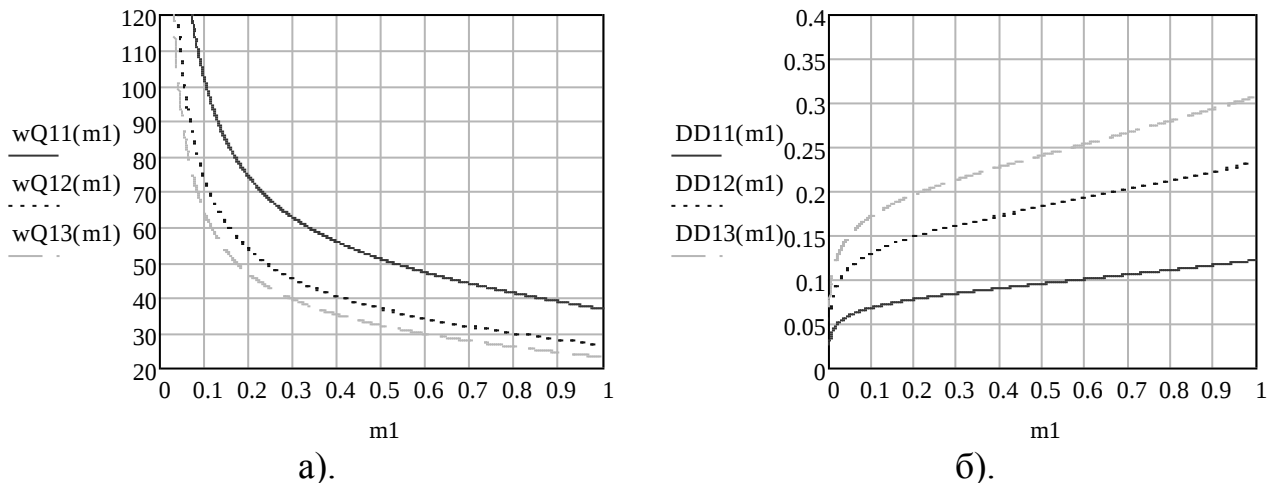


Рис.27. Зміна раціонального значення кутової швидкості $\omega(\mu_1) = wQ(m1)$, c^{-1} (а) та діаметра зовнішнього гвинта спіралі $D(\mu_1) = DD(m1)$, м (б) від коефіцієнта тертя вантажу до поверхні спіралі (кожуха), $\mu_1 = \mu_2$, для заданої продуктивності конвеєра: 1 – $Q = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ($wQ1(m1)$, $DD1(m1)$); 2 – $Q = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ($wQ2(m1)$, $DD2(m1)$); 3 – $Q = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$ ($wQ3(m1)$, $DD3(m1)$)

Здійснено вибір конструкцій за техніко-економічним оцінюванням транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин та їх конструктивних елементів [34]. Запропоновано методику визначення сумарної собівартості транспортно-технологічних механізмів, якою є собівартість виготовлення, експлуатації протягом усього терміну.

Представлено нові конструкції, які захищені 22 патентами України. Отримано наукові та практичні результати, методики й рекомендації з упровадження в ПАТ “Ковельсільмаш”, ПАТ “Рівнесільмаш”, ПАТ “БУЛАТ”, Селянському (фермерському) науково-господарському господарстві “Коваль”, ТОВ “МРІЯ ПОДІЛЛЯ”. Економічний ефект від використання конструкцій ТТМСМ, створених на базі запатентованих винаходів, становить 53,6 тис. грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена важлива науково-технічна проблема, яка полягає в розробленні методів проектування й розрахунку конструктивних і технологічних параметрів трубчастих скребкових канатних і ланцюгових, гвинтових секційних і гофрованих конвеєрів для транспортування сипких матеріалів. В основу цього покладено такі результати:

1. Вивчення аналізу літературних джерел показало, що важливість транспортування і змішування сипких матеріалів транспортно-технологічними механізмами сільськогосподарських машин полягає у підвищенні продуктивності, зменшення енергозатрат для фермерських господарств шляхом побудови та реалізації математичних моделей динамічних процесів з різними робочими органами. За результатами структурного синтезу робочих органів сільськогосподарських конвеєрів методом морфологічного аналізу з покращеними техніко-економічними характеристиками встановлено раціональні межі вибору типів транспортних механізмів альтернативної дії для виконання типових сільськогосподарських операцій, запатентовано нові технічні вирішення в кількості 22 шт. Розроблена система кодування й синтезу конструктивних елементів робочих органів з розширеними технологічними можливостями дозволяє при встановленні відповідних обмежень і використанні програмного забезпечення розробити та відібрати конкурентоздатні конструкції, які забезпечують якісне й продуктивне виконання технологічних процесів. Це дозволило зменшити кількість варіантів синтезованих альтернатив у порівнянні з класичною моделлю, що суттєво скорочує терміни проектування транспортних засобів.

2. Запропоновано фізичну модель процесу переміщення сипкого середовища за допомогою каната з приєднаними до нього скребками у вигляді системи пружних одновимірних тіл, які безвідривно переміщують сипке середовище. На основі цього побудовано математичні моделі динамічного процесу, які являють собою нелінійні диференціальні рівняння в частинних похідних та відповідні крайові умови. Вони описують динаміку системи на горизонтальних та вертикальних ділянках переміщення сипких матеріалів. Розроблено методику аналітичного дослідження динаміки системи рухомий орган – сипке середовище. На її базі отримано математичні співвідношення, які описують закони зміни визначальних параметрів динамічного процесу залежно від фізико-механічних, кінематичних, геометричних параметрів, зовнішніх та внутрішніх чинників.

3. На основі розрахунків з допомогою запропонованої математичної моделі динамічного процесу встановлено такі залежності його параметрів:

- стала складова швидкості поздовжнього руху каната суттєво впливає як на частоту власних її коливань, так і на її амплітуду;
- збільшення сталої складової швидкості поздовжнього руху робочого органу знижує частоту власних коливань, а, отже, і явище резонансу для більших швидкостей поздовжнього руху має місце за менших власних частот вимушуючої сили;
- резонансне значення амплітуди залежить як від геометричних розмірів робочого органу, так і від швидкості її поздовжнього руху;
- величина резонансного значення амплітуди коливань каната у 3–4 рази більша за амплітуду нерезонансних коливань. Отже максимальні динамічні напруження у вказаному випадку значно перевищують динамічні напруження усталеного процесу.

4. Розроблено моделювання процесу формоутворення гвинтових гофрованих заготовок на оправу з обмеженням осьової сили притискання на 20–70% порівняно з плоскими гвинтовими профілями і відносною висотою $b' = 20\text{--}25$ і більше.

Досліджено кінематику сипкого вантажу на основі рівнянь руху матеріальних частинок у гвинтовому гофрованому конвеєрі, що покращує умови змішування сипких матеріалів. Використання гофрованих шнеків дозволяє зменшити питомі енерговитрати під час транспортування вантажу за рахунок зменшення на 16-24 % маси вантажу, що одночасно піддається транспортуванню порівняно з шнеками, що мають мінімальний змінний крок та на 1-7 % порівняно з шнеками, що мають максимальний постійний крок.

5. Вперше у ймовірнісному аспекті здійснено аналіз точності контактних кроків ТПБЛ з різними варіантами спряжень ступінчастих співвісних валиків з отворами пластин. Встановлено аналітичні співвідношення, які дозволяють (залежно від вибраного варіанта спряжень ступінчастих валиків із отворами пластин) призначити допуски на розмірні параметри валиків і пластин, що зводяться до наступного:

- найбільший вплив на точність контактних кроків ТПБЛ, незалежно від варіанта спряження валиків із отворами пластин, має точність міжцентрової відстані отворів пластин;
- допустимий тиск у шарнірах ланцюгів двоконтурної передачі залежить, у першу чергу, від кількості ланок у її ведучій вітці, точності розмірних параметрів шпонкового з'єднання й допустимого зусилля, яке передається робочою віткою.

6. Запропоновано методику теоретичного дослідження впливу стохастичності розмірних параметрів елементів ТПБЛ на його несучу здатність, що дало можливість встановити такі аналітичні залежності:

- для визначення допустимого корисного зусилля, яке може передаватися на ланцюг, визначені густини розподілу розмірних параметрів ТПБЛ удосконаленої конструкції;
- для визначення коефіцієнта K_m , що враховує нерівномірність навантаження пластин ланцюга, при певних значеннях величиною зазору Δ і пружних пластин;
- для визначення мінімальних, максимальних, найімовірніших значень при певному рівні коефіцієнта K_m .

7. Проведено експериментальні дослідження транспортування сипких матеріалів трубчастими скребковими конвеєрами, що дало можливість встановити наступне:

- максимальна продуктивність досягається при транспортуванні для сипкого матеріалу (гороху, пшениці, кукурудзи, висівки) 3,9....5,6 т/год;
- величина крутного моменту при транспортуванні по криволінійних трасах змінюється в межах від 30,77 Н·м (висівки) до 32,63 Н·м (кукурудза) при лінійної швидкості 0,34 м/с при діаметрі 0,1 м і коефіцієнті заповнення 70%;
- зі збільшенням лінійної швидкості в діапазоні 0,12....0,34 м/с крутний момент зменшується;
- травмування насінневого матеріалу є мінімальним і становить 0,2....0,47%, що неможливо досягти іншими транспортними засобами.

8. Розроблено оригінальне стендове оснащення для дослідження технологічних процесів транспортування і змішування сипких матеріалів ГГК і проведено комплекс експериментальних досліджень. При цьому встановлено, що:

- продуктивність зростає прямо пропорційно зі збільшенням кількості обертів і є більшою для ГГК із гофрованими ГРО в порівнянні з секційним ГРО;
- обертальний момент збільшується при зменшенні радіуса кривини магістралі для ГГК з гофрованими (меншою мірою) і секційними (більшою мірою) ГРО, ця залежність має гіперболічний характер;
- зі збільшенням частоти обертання ГРО обертальний момент зменшується. Тому при проектуванні ГГК швидкість обертання ГРО доцільно призначати більшою 200 об/хв, що дозволить зменшити тертя ГРО по кожуху за рахунок його центрування по осі обертання та втягування вантажу в рівномірний гвинтовий рух;
- у технологічних процесах транспортування–змішування із застосуванням ГГК при використанні спіральних ГРО неоднорідність суміші є найвищою (11,4...11,8%), при використанні секційних – значно нижчою (10,8...11,2%), а при використанні гофрованих ГРО є найменшою (9,2...9,5%), що дозволяє ефективно використовувати їх у якості змішувачів у ГГК;
- якість змішування суміші покращується при зростанні довжини траси ГГК до 5 м, після чого неоднорідність суміші стабілізується.

9. Проведено комплексні експериментальні дослідження процесу формоутворення гофрованих гвинтових заготовок із зовнішнім діаметром 80–250 мм на ребро зі стрічки товщиною 0,5–3 мм. Швидкість навивання змінювалася в межах 16–40 м/хв. Порівняльний аналіз зусиль і моментів формоутворення, отриманих експериментальним і розрахунковим шляхом, показав достатню для практики точність розрахунків, похибка яких становила 15–25% при виготовленні ГГЗ зі стрічкових заготовок матеріал: сталі Ст 3 і 0,8кп, товщиною 0,5–3 мм, і шириною до 200 мм. Спроековано та виготовлено 5 пар ортогональних і неортогональних зубчастих формоутворюючих інструментів із зовнішніми діаметрами в межах 100–350 мм, кількість зубів 17–28, кут нахилу зубів 30–60°, які забезпечили виготовлення ГГЗ з кутом нахилу стрічки до осі спіралі в межах 30–60°, при калібруванні досягається кут 90°. Проведено дослідження впливу параметрів інструментів на конструктивні параметри ГГЗ.

10. Вперше проведено оптимізацію технологічних і конструктивних параметрів робочих органів конвеєрів за допомогою реалізації заданих вище математичних моделей, що дало змогу визначити параметри гвинтового конвеєра залежно від навантажень та умов роботи з одночасним зниженням енергозатрат і підвищенням продуктивності на 22–35%. Розроблено інженерну методику проектування й техніко-економічне обґрунтування ТТМСМ трубчастого скребкового конвеєра, гвинтових робочих органів. Технічна новизна розроблених конструкцій захищена деклараційними патентами України на корисну модель і частково результати досліджень упроваджені на ВАТ “Ковельсільмаш”, ПАТ “БУЛАТ”, в Селянському (фермерському) науково-господарському господарстві “Коваль”, ТОВ “МРІЯ ПОДІЛЛЯ”, ПАТ “Рівнесільмаш”, впроваджено в навчальний процес ТНТУ ім. І. Пулюя.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ

Посібник з грифом МОН

1. Автоматизація виробничих процесів [Текст] / Я.І. Проць, В.Б. Савків, О.К. Шкодзінський, О.Л. Ляшук. – Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2011. – 344 с.

Монографії

2. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, І.Б. Гевко, А.П. Драган, І.Я. Новосад. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 367 с.
3. Технологічні основи проектування та виготовлення посівних машин: монографія [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, Ю.Ф. Павельчук та ін. – Тернопіль: Вид. ТНТУ імені Івана Пулюя, 2013. – 238 с.

Публікації в наукових фахових виданнях

Публікації в наукових виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз

4. Oleg Lyashuk, Andriy Dyachun, Roman Zolotuy, Olexandr Oleksyshyn, Yroslav Zamora, Zdenko Tkáč. 2013. – Results of experimental research of granular materials transportation by tubular scraper conveyors. In acta technologica agriculturae, 2013, no. 4, PP.101-105, Nitra, Slovak Republic. ISBN 1335-2555. (AGRIS/FAO).
5. Petro Kryvyi, Oleg Lyashuk, Petro Kryvins'kyi and Maroš Korenko. – Influence of dimensional parameters stochastics of hauling laminated bushless chain elements of improved construction on its bearing capacity. In acta technologica agriculturae, 2014, no. 3, P.61–65, Nitra, Slovak Republic. ISBN 1335-2555. (AGRIS/FAO).
6. Новые конструкции тяговых пластинчатых цепей [Текст] / П.Д. Кривий, О.Л. Ляшук, А.Л. Бондаренко, П.П. Кривинский // Международный инженерный журнал «Приводы и компоненты машин». – 2013. – Вып.4. – С.2–5. (eLIBRARY.RU).
7. B.M. Nevko, O.L. Lyashuk., L.R.Rogatinska, Y.M. Tarasyuk – HIGH –SPEED CONVEYOR parameters optimization. `INMATEH «Agricultural Engineering » vol 43, no. 2 / 2014. PP. 103-111, Bucharest. ISSN 2068-2239. (Scopus)
8. Кривий, П.Д. Методи визначення несучої здатності приводних роликів і тягових пластинчастих ланцюгів [Текст] / П.Д. Кривий, О.Л. Ляшук // Науковий журнал «Технологічні комплекси». – 2013. – Вип.2(8). – С.39–51. (РИНЦ (ID 37574)).
9. Дослідження динаміки привода гвинтового конвеєра з вібраційною муфтою [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.В. Комар, І.Б. Гевко, Р.О. Любачівський // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2012. – №3. – С.226–236. (Inspec).
10. Гевко, Ів. Обґрунтування економічної ефективності використання конвеєрів при транспортуванні насінневого матеріалу по криволінійних траєкторіях [Текст] / Ів. Гевко, О. Ляшук, Ю. Тарасюк // Вісник ТНТУ. – 2014. – Т.74, №2. – С.137–143. (Inspec).
11. Комар, Р. Методика розрахунку навантажувальної здатності зачеплення ланки ланцюгового конвеєра [Текст] / Р. Комар, О. Ляшук, В. Диня, О. Олексишин // Вісник ТНТУ. – 2011. – Т.16, №1. – С.90–96. (Inspec).

Публікації в наукових виданнях України

12. Гевко, Б.М. Математичні моделі динамічного процесу горизонтальних та вертикальної віток каната трубчастого скребкового конвеєра [Текст] / Б.М. Гевко,

- О.Л. Ляшук // Міжвідомчий тематичний науковий збірник «Механізація і електрифікація сільського господарства». – 2013. – Вип.98. – С.501–509.
- 13.Ляшук, О.Л. Дослідження резонансних коливань гнучких трубчастих скребкових конвеєрів двовірних елементів [Текст] / О.Л. Ляшук // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – 2013. – Вип.2(37). – С.73–78.
- 14.Ляшук, О.Л. Основні ідеї методу Ван-Дер-Поля для коливань поздовжньо-рухомих привідних канатів транспортерів [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.З. Золотий // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – 2013. – №2(9). – С.197–205.
- 15.Ляшук, О.Л. Структурний синтез гвинтових робочих органів механізмів машин [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.О. Любачівський, І.М. Кучвара // Вісник машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2013. – №68. – С.25–31.
- 16.Ляшук, О.Л. Дослідження динаміки гвинтового секційного конвеєра [Текст] / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, Р.О. Любачівський // Вісник машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2013. – №69. – С.45–50.
- 17.Гевко, І.Б. Результати експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів [Текст] / І.Б. Гевко, О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун // Збірник наукових праць ВНАУ. – 2013. – Вип.2(79). – С.17–24.
- 18.Гевко, Б.М. Визначення конструктивних параметрів привода ланцюгового конвеєра [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, П. Босюк // Збірник наукових праць ВНАУ. – 2013. – Вип.2(79). – С.10–16.
- 19.Технологічні передумови проектування і складання ланцюгового транспортера машин [Текст] / І.Б. Гевко, С.Ф. Бабарика, О.Л. Ляшук, М.М. Заїкін // Міжвідомчий тематичний науковий збірник «Механізація і електрифікація сільського господарства». – 2009. – Вип.93. – С.401–407.
- 20.Гевко, Б.М. Підвищення експлуатаційної надійності і довговічності гнучких гвинтових робочих органів СГМ [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, А.І. Пік, І.Я. Новосад // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – 2010. – Вип.100. – С.185–190.
- 21.Ляшук, О.Л. Результати експериментальних досліджень формоутворення гвинтових гофрованих заготовок методом навивання [Текст] / О.Л. Ляшук, А.П. Драган, А.Є. Дячун // Вісник Харківського національного технічного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2010. – Вип.93. – С.106–111.
- 22.Гевко, Б.М. Розроблення математичної моделі та обґрунтування параметрів гнучких канатних конвеєрів [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, М.П. Мартинців, О.М. Удовицький // Збірник науково-технічних праць. «Науковий вісник НЛТУ України». – 2010. – Вип.20.10. – С.284–288.
- 23.Ляшук, О.Л. Коливання канатів гнучких конвеєрів для транспортування насипних вантажів. [Текст] / О.Л. Ляшук // Збірник науково-технічних праць. «Науковий вісник НЛТУ України». – 2010. – Вип.20.9. – С.84–88.
- 24.Гевко, Б.М. Стендове обладнання для дослідження характеристик гвинтових робочих органів машин твердих добрив [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук //

Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – 2010. – Вип.26. – С.390–397.

25. Технологічні передумови виготовлення привідних зірочок трубних конвеєрів [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, А.В. Матвійчук, В.І. Диня // Збірник наукових праць Житомирського державного технологічного університету. – 2011. – Вип.11. – С.72–81.

26. Ляшук, О.Л. Дослідження динаміки процесу роботи гвинтового секційного конвеєра [Текст] / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – 2011. – №1(4). – С.215–222.

27. Особливості розрахунку вертикального трубчастого ковеейера [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, В.І. Солтисюк, О.В. Фльонц, О.В. Олексишин // Міжвузівський збірник. Наукові нотатки. – 2011. – Вип.35. – С.46–50.

28. Ляшук, О.Л. Розрахунок трубчастого скребкового конвеєра з просторовою трасою [Текст] / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, О.В. Олексишин // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2012. – Вип.120, Т.1. – С.144–149.

29. Ляшук, О.Л. Вплив точності шпонкових з'єднань на несучу здатність багатоконтурних ланцюгових передач [Текст] / О.Л. Ляшук // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – 2011. – №2(5). – С.217–227.

30. Синтез технологічного оснащення для навивання гвинтових заготовок [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, І.М. Кучвара, І.І. Брошак // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – 2013. – Вип.40. – С.37–44.

31. Гевко, Б.М. Результати експериментальних досліджень з визначення впливу технологічних факторів на конструктивні параметри гвинтових заготовок [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, І.Б. Гевко, І.М. Кучвара // Збірник наукових статей. – 2013. – Вип.21, Т.1. – С.53–60.

32. Ляшук, О.Л. Синтез транспортно-технологічних систем з гнучким канатним і ланцюговим робочим органам [Текст] / О.Л. Ляшук, В.І. Бадищук, О.О. Олексишин // Збірник наукових статей. – 2013. – Вип.21, Т.1. – С.251–261.

33. Гевко, Ів. Результати експериментальних досліджень величини травмування зерна під час транспортування трубчастим скребковим конвеєром [Текст] / Ів. Гевко, О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун // Вісник Львівського національного аграрного університету. – 2013. – Вип.17. – С.187–193.

34. Гевко, Б.М. Оптимізація параметрів швидкохідних конвеєрів [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук, Л.Р. Рогатинська // Вісник інженерної академії України. – 2014. – Вип.2. – С.169–175.

35. Ляшук, О.Л. Визначення конструктивних параметрів секційних гвинтових конвеєрів [Текст] / О.Л. Ляшук, Р.В. Комар, Р.О. Любачівський, І.М. Кучвара // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2014. – Вип.146. – С.25–28.

36. Ляшук, О.Л. Результати експериментальних досліджень неоднорідності змішування сипких матеріалів гвинтовим гофрованим робочим органом [Текст] / О.Л. Ляшук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2014. – Вип.144. – С.117–122.

37.Ляшук, О.Л. Дослідження динамічного процесу транспортування сипких матеріалів [Текст] / О.Л. Ляшук // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – 2014. – Вип.44. – С.164–168.

Патенти на корисні моделі України

38.Пат. №38958 Україна, МПК В65G 33/16. Гвинтовий конвеєр контейнерного типу [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Гладь Ю.Б.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200811003; заявл. 09.09.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. №2.

39.Пат. №44148 Україна, МПК G01M 13/00, В65G 33/00. Стенд для дослідження навантаження на витки гвинтової пари гвинтового механізму [Текст] / Гевко І.Б.; Ляшук О.Л.; Дзюра В.О.; Диня В.І.; Шевчук О.С.; Брошак І.І.; Гупка А.Б.; заявники і патентовласники Гевко І.Б.; Ляшук О.Л.; Дзюра В.О.; Диня В.І.; Шевчук О.С.; Брошак І.І.; Гупка А.Б. – № u200902118; заявл. 11.03.2009; опубл. 25.09.2009, Бюл. №18.

40.Пат. №42655 Україна, МПК В21D 39/00. Стенд для складання ланцюгово-пластинчастих полотен [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Бабарика С.Ф., Заїкін М.М., Гевко І.Б.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200902463; заявл. 19.03.2009; опубл. 10.07.2009, Бюл. №13.

41.Пат. №48523 Україна, МПК В23В1/00. Установка для балансування гвинтових робочих органів [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гладь Ю.Б., Бабарика С.Ф., Гевко І.Б., Заїкін М.М., Диня В.І.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200908923; заявл. 27.08.2009; опубл. 25.03.2010, Бюл. №6.

42.Пат. №50887 Україна, МПК В21D 39/00. Подавальний транспортер [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Дзюра В.О., Крук В.В., Пік А.І., Кирик О.М.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u200913761; заявл. 28.12.2009; опубл. 25.06.2010, Бюл. №12.

43.Пат. №50935 Україна, МПК В01F 7/00. Змішувач гвинтовий гравітаційний [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Івасечко Р.Р., Гевко І.Б., Клендій О.М., Любачівський Р.О.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № uu200914011; заявл. 31.12.2009; опубл. 25.06.2010, Бюл. №12.

44.Пат. №52084 Україна, МПК В65G 33/08. Широкоуніверсальний шнековий транспортер [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Гевко І.Б., Комар Р.В., Клендій О.М., Олексишин О.В.; патентовласник Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u201002171; заявл. 26.02.2010; опубл. 10.08.2010, Бюл. №15.

45.Пат. №52568 Україна, МПК В65G 33/00. Гнучкий ланцюговий конвеєр [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гевко Б.М., Стефанів В.М., Диня В.І., Олексишин О.В., Дячун А.Є., Гевко І.Б.; патентовласник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u201004000; заявл. 06.04.2010; опубл. 25.08.2010, Бюл. №16.

46.Пат. №54102 Україна, МПК В65G 33/00. Гнучкий канатний конвеєр [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гевко Б.М., Стефанів В.М., Олексишин О.В., Комар Р.В., Гевко І.Б., Дячун А.Є.; патентовласник Тернопільський національний технічний

університет імені Івана Пулюя. – № u201005330; заявл 30.04.2010; опубл. 25.10.2010, Бюл. №20.

47. Пат. №65918 Україна, МПК (2011.01) B65G 35/00. Робочий орган гнучкого канатного конвеєра [Текст] / Ляшук О.Л., Диня В.І.; Олексишин О.В.; Гевко І.Б.; Грабар А.В.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л.; Диня В.І.; Олексишин О.В.; Гевко І.Б.; Грабар А.В. – № u201101683; заявл. 14.02.2011; опубл. 26.12.2011, Бюл. №24.

48. Пат. №52568 Україна, МПК B65G 33/00. Гнучкий ланцюговий конвеєр [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гевко Б.М., Стефанів В.М., Диня В.І., Олексишин О.В., Дячун А.Є., Гевко І.Б.; патентовласник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u201004000; заявл. 06.04.2010; опубл. 25.08.2010, Бюл. №16.

49. Пат. №70916 Україна, МПК (2006.01): B65G 33/08. Гнучкий трубчастий змішувач з вертикальною подачею сипких матеріалів [Текст] / Ляшук О.Л., Олексишин О.В., Диня І.І.; Гевко І.Б.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л., Олексишин О.В., Диня І.І.; Гевко І.Б. – № u2011 15357; заявл. 26.12.2011; опубл. 25.06.2012, Бюл. №12.

50. Пат. №72993 Україна, МПК (2006.01) G01B 3/20. Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків [Текст] / Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І.; Гевко І.Б., Бригадир Б.Т., Клендій В.М.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І.; Гевко І.Б., Бригадир Б.Т., Клендій В.М. – № u201200926; заявл. 30.01.2012; опубл. 10.09.2012, Бюл. № 17.

51. Пат. №74330 Україна, МПК (2006.01): B03B 5/50. Класифікатор сипких матеріалів [Текст] / Любачівський Р.О., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Лещук Р.Я., Дячун А.Є., Лотоцький Р.І.; заявники і власники патенту Любачівський Р.О., Ляшук О.Л., Гевко І.Б., Лещук Р.Я., Дячун А.Є., Лотоцький Р.І. – № u201204085; заявл. 03.04.2012. опубл. 25.10.2012, Бюл. №20.

52. Пат. №75956 Україна, МПК (2012.01): G01M 13/00. Стенд для дослідження механічних систем приводів [Текст] / Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Івасечко Р.Р.; заявники і власники патенту Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Івасечко Р.Р. – № u201204081; заявл. 03.04.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. №24.

53. Пат. №85011 Україна, МПК (2006.01): B65G 35/14. Секційна гвинтова спіраль [Текст] / Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Дзюра В.О., Клендій В.М., Гевко І.Б.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Дзюра В.О., Клендій В.М., Гевко І.Б. – № u201304973; заявл. 18.04.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. №21.

54. Пат. №85233 Україна, МПК (2013.01): B65G 35/00. Бочкоподібний робочий орган трубчастого канатного конвеєра [Текст] / Ляшук О.Л.; Комар Р.В., Олексишин О.В., Лотоцький Р.І.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л., Комар Р.В., Олексишин О.В., Лотоцький Р.І. – № u201306971; заявл. 03.06.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. №21.

55. Пат. №77644 Україна, МПК (2013.01): B65G 33/00. Тяговий пластинчастий безвтулковий ланцюг підвищеної несучої здатності [Текст] / Кривий П.Д., Ляшук О.Л.; заявники і власники патенту Кривий П.Д., Ляшук О.Л. – № u201208645; заявл. 12.07.2012; опубл. 25.02.2013, Бюл. №4.

56. Пат. №81033 Україна, МПК (2013.01): B65G 33/00. Пластинчастий тяговий

безвтулковий ланцюг [Текст] / Кривий П.Д., Кривінський П.П., Бондаренко О.Л., Ляшук О.Л., Диня В.І., Олексин О.В.; заявники і власники патенту Тернопільський національний університет імені Івана Пулюя. – № u201208264; заявл. 06.07.2012; опубл. 25.06.2013, Бюл. №12.

57. Пат. №86469 Україна, МПК (2013.01): B65G 33/00. Пластинчастий відкритошарнірний ланцюг [Текст] / Бондаренко О.Л., Кривий П.Д., Кривінський П.П., Ляшук О.Л., Кашуба Н.П.; заявники і власники патенту Бондаренко О.Л., Кривий П.Д., Кривінський П.П., Ляшук О.Л., Кашуба Н.П. – № u201310115; заявл. 15.08.2013; опубл. 25.01.2013, Бюл. №24.

58. Пат. №94205 Україна, МПК (2014.01): B65G 33/00. Гнучкий трубчастий змішувач з вертикальною подачею сипких матеріалів [Текст] / Ляшук О.Л.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л. – № u201402119; заявл. 03.03.2014; опубл. 10.11.2014, Бюл. №21.

59. Пат. №94206 Україна, МПК (2014.01): B65G 33/00. A01F 12/44 (2006.01) Гнучкий канатний сепаратор [Текст] / Ляшук О.Л.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л. – № u201402121; заявл. 03.03.2014; опубл. 10.11.2014, Бюл. №21.

Матеріали і тези конференцій

60. Gevko I.B., Lyashuk O.L., Rogatinska L.R., Zolotuy R.Z., Lyubachivsky R.O. – Investigation of the radius of bending for flexible screw sectional conveyer. International symposium: ISB-INMA TEH'2013. «Agricultural and Mechanical Engineering» 2013. Pp.175–182, Bucharest. ISIN 2344-4118.

61. Кривий, П.Д. Методика определения вероятностной жесткости звеньев тяговой пластинчатой цепи на основе теории малой выборки [Текст] / П.Д. Кривий, О.Л. Ляшук, А.Л. Бондаренко // Международный симпозиум «Современные проблемы создания и производства механических передач». – Москва, 2012.

62. Статистична оцінка відхилень від круглості циліндричних поверхонь втулок приводних роликів ланцюгів крматорського виробництва [Текст] / П. Кривий, Н. Тимошенко, А. Сенік, О. Ляшук // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій». – Тернопіль: ТНТУ, 2012. – С.134–136.

63. Несуча здатність тягового пластинчастого безвтулкового ланцюга в ймовірнісному аспекті [Текст] / П.Д. Кривий, О.Л. Ляшук, Н.М. Тимошенко, П.П. Кривінський // Матеріали 5-тої міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування». – Херсон: ХМДА, 2014. – С.213–216.

64. Ляшук О. Канатний скребковий транспортер посівних матеріалів [Текст] / О.Ляшук, Р.Чвартацький, Ю.Тарасюк // Матеріали XVIII наукової конференції ТНТУ ім. І.Пулюя. – Тернопіль: ТНТУ, 2014. – С.37.

АНОТАЦІЯ

Ляшук О.Л. Науково-прикладні основи створення транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин. – Рукопис.

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, Тернопіль, 2015.

Дисертаційна робота присвячена важливій науково-технічній проблемі, яка полягає в розробленні методів проектування й розрахунку конструктивних і технологічних параметрів робочих органів сільськогосподарських машин, що дасть змогу найефективніше транспортувати сипку сільськогосподарську продукцію.

На основі механіко-математичних методів, а також структурного синтезу транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин з розширеними технологічними можливостями розроблено морфологічну модель, яка представлена у вигляді морфологічних матриць, що утворюються шляхом числового визначення відповідних альтернатив морфологічної таблиці, з проведенням якісного оцінювання кожного з варіантів транспортно-технологічних механізмів із розширеними технологічними можливостями за трьома параметрами: продуктивністю, якістю виконання процесу та мінімальною собівартістю виготовлення й експлуатації.

Розроблено математичні та динамічні моделі технологічних процесів роботи транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин із визначенням кінематично-конструктивних і силових чинників. Зокрема розроблено математичні моделі динамічного процесу переміщення сипкого середовища в циліндричних трубах по криволінійних трасах за допомогою скребкового канатного робочого органу у вигляді системи пружних одновимірних тіл, які безвідривно переміщують сипке середовище по криволінійних траєкторіях, що описують динаміку горизонтальних та вертикальної віток робочого органу транспортера. Розроблено теорію динамічного процесу у вітках транспортера й побудови розв'язку вказаних нелінійних крайових задач, що дозволяє отримати рівняння у стандартному вигляді, які визначають вплив основних зовнішніх та внутрішніх чинників на визначальні параметри динамічного процесу робочого органу.

Проведено комплекс експериментальних досліджень для встановлення функціонально-експлуатаційних характеристик розроблених скребкових трубчастих та гвинтових транспортно-технологічних механізмів із використанням розробленого стендового обладнання, в якому використовувався автоматизований привод з перетворювачем частоти і персональним комп'ютером з відповідним програмним забезпеченням.

Ключові слова: синтез, математична і динамічна моделі, скребковий трубчастий транспортер, транспортно-технологічні механізми, конструктивні параметри.

АННОТАЦИЯ

Ляшук О.Л. Научно-прикладные основы создания транспортно-технологических механизмов непрерывного действия сельскохозяйственных машин. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.11 – машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Тернопольский национальный технический университет имени

Ивана Пулюя, Тернополь, 2015.

Диссертация посвящена важной научно-технической проблеме, которая заключается в разработке методов проектирования и расчета конструктивных и технологических параметров рабочих органов сельскохозяйственных машин, что позволит наиболее эффективно транспортировать сыпучую сельскохозяйственную продукцию.

На основе механико-математических методов, а также структурного синтеза транспортно-технологических механизмов сельскохозяйственных машин с расширенными технологическими возможностями разработана морфологическая модель, представлена в виде морфологических матриц. Они образуются путем числового определения подходящих альтернатив морфологической таблицы, с проведением качественной оценки каждого из вариантов транспортно-технологических механизмов с расширенными технологическими возможностями по трем параметрам: производительности, качеству выполнения процесса и минимальной себестоимости изготовления и эксплуатации.

Разработаны математические и динамические модели технологических процессов работы транспортно-технологических механизмов непрерывного действия сельскохозяйственных машин с определением кинематически-конструктивных и силовых факторов. В частности, разработаны математические модели динамического процесса перемещения сыпучей среды в цилиндрических трубах по криволинейным трассам с помощью скребкового канатного рабочего органа в виде системы упругих одномерных тел, которые безотрывно перемещают сыпучую среду по криволинейным траекториям, которые описывают динамику горизонтальных и вертикальной веток рабочего органа транспортера. Разработана теория динамического процесса в ветках транспортера и построения решения указанных нелинейных краевых задач позволяет получить уравнения в стандартном виде, которые определяют влияние основных внешних и внутренних факторов на определяющие параметры динамического процесса рабочего органа.

Исследовано влияние стохастичности размерных параметров тягово-пластинчатых безвтулковых цепей сельскохозяйственного оборудования усовершенствованной конструкции, предложено неравномерность нагрузки пластин внутренних и внешних звеньев оценивать вероятным коэффициентом, для которого определены минимальные и максимальные значения. Полученные зависимости, характеризующие кинематические и энергосиловые параметры процесса работы быстроходного винтового гофрированного транспортера-смесителя при перемещении груза, что улучшает условия смешивания сыпучих грузов.

Проведен комплекс экспериментальных исследований для установления функционально-эксплуатационных характеристик разработанных скребковых трубчатых и винтовых транспортно-технологических механизмов с использованием разработанного стендового оборудования, в котором использовался автоматизированный привод с преобразователем частоты и персональным компьютером с соответствующим программным обеспечением.

Ключевые слова: синтез, математическая и динамическая модели, скребковый трубчатый транспортер, транспортно-технологические механизмы, конструктивные параметры.

ANNOTATION

Lyashuk O.L. Scientific and practical basis for developing continuous transportation facilities of agriculture machines. – Manuscript.

Doctorate thesis for the scientific degree Doctor of Sciences (Engineering) in major 05.05.11 – machines and mechanical equipment of agricultural production. – Ternopil I. Pul'uj national technical university, Ternopil, 2015.

The thesis covers an important scientific and engineering issue dealing with developing design and estimation methods of structural and technological parameters of agricultural machines tools making the most effective transportation of granular agricultural products possible.

A morphological model based on both mechanical and mathematical methods and type synthesis of transportation- technological mechanisms of agricultural machines with technological expandability has been developed. The model is presented in the form of morphological matrices, obtained by numerical procedure of the certain choices of morphological table. The estimation of each transportation- technological mechanisms version with expended engineering capabilities according to three parameters (capacity, process performance quality, minimum manufacture and operation cost) has been made.

Mathematical and dynamic models of technological operation processes of continuous transportation- technological facilities of agricultural machines have been developed. Kinematic - structural and power factors have been determined, in particular. Mathematical models of dynamic process of granular medium transportation in cylindrical tubes on curved paths by a rope scraper in the form of a system of elastic one-dimensional bodies, constantly transporting the medium on the curved trajectories, describing the dynamics of the transporting tool horizontal and vertical runs have been developed. The theory of dynamic process in the transporter runs and solution construction of the given non- linear boundary value problems has been proposed. This theory enables to obtain standard equations determining the influence of main inner and outer factors on the key parameters of the tool dynamic process.

A number of experiments for determining the functional and operational characteristics of the developed scraping tube and screw transportation- technological facilities using the developed stand automatic-driven equipment with frequency converter and PC with necessary software have been made.

Key words: synthesis, mathematical and dynamic models, scraping tube transporter, transportation- technological facilities, structural parameters.