

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

КЛЕНДІЙ ВОЛОДИМИР МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 621.867.42

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ
КОНВЕЄРІВ З ШАРНІРНО-СЕКЦІЙНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Тернопіль - 2015

Дисертація на правах рукопису.

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

Науковий керівник: 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,
Дідух Володимир Федорович,
Львівський національний аграрний університет,
завідувач кафедри експлуатації та технічного сервісу
машин імені О.Д. Семковича

кандидат технічних наук, доцент,
Колесник Олег Анатолійович,
Національний університет водного господарства та
природокористування,
доцент кафедри автомобілів та автомобільного
господарства

Захист відбудеться 21 жовтня 2015р. об 11⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 58.052.03 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, ауд.79.

З дисертацією можна ознайомитися в науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Автореферат розіслано «21» вересня 2015р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

А.Є. Дячун

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Транспортування сипких вантажів криволінійними і комбінованими трасами за допомогою гнучких шнекових робочих органів, замкнених в еластичні кожухи, забезпечує високу мобільність при виконанні завантажувально-розвантажувальних технологічних процесів і відповідно розширює їх технологічні можливості.

Однак, існуючі гнучкі гвинтові робочі органи в повній мірі не задовольняють експлуатаційним вимогам, які висуваються до таких типів конвеєрів. Секційні робочі органи характеризуються складністю конструкції і технологією їх виготовлення, високою матеріаломісткістю, що призводить до підвищених енерговитрат, пошкодження транспортованого матеріалу та внутрішньої поверхні гнучких рукавів.

Тому, **актуальним** є завдання розробки нових конструкцій гнучких шарнірно-секційних гвинтових робочих органів з розширеними технологічними можливостями, які забезпечують зменшення радіуса кривизни технологічної магістралі конвеєра за рахунок збільшення кута розхилу осей між секціями, підвищення їх продуктивності у порівнянні з відомими, зменшення енерговитрат і збільшення висоти підйому транспортування сипкого матеріалу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дослідження, що складають основи дисертаційної роботи, виконані відповідно до Державної науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України за напрямком «Виробництво машин і технологічного обладнання для сільськогосподарської, харчової і переробної промисловості». Основні положення роботи увійшли до звіту по темі: «Енергоефективні гвинтові робочі органи сільськогосподарських машин з розширеними технологічними можливостями». (номер державної реєстрації 0112u002202), яка реалізується в рамках Постанови Кабінету Міністрів «Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою».

Мета і задачі досліджень. *Мета роботи* – підвищення продуктивності, зниження енергоємності та розширення технологічних можливостей гнучких гвинтових конвеєрів шляхом розробки і обґрунтування параметрів шарнірно-секційних гвинтових робочих органів для транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах.

Для досягнення мети поставлено і вирішено наступні *задачі*:

- проведення аналізу відомих процесів роботи та конструкцій секційних робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів і визначення напрямків їх вдосконалення;
- виведення аналітичних залежностей для визначення раціональних конструктивних параметрів гвинтових шарнірних секцій в залежності від радіуса кривизни магістралі;
- проведення силового аналізу зачеплення шарнірно-секційних з'єднань та виведення аналітичних залежностей взаємозв'язку між їх конструктивними та силовими параметрами;

- проведення розрахунку напруженого стану елементів зачеплення шарнірних секцій;
- проведення розрахунку динамічних навантажень при пуску і гальмуванні шарнірного робочого органу при різних параметрах і режимах роботи;
- розроблення методики проведення досліджень, стендового обладнання та експериментальної установки гнучкого гвинтового конвеєра із шарнірно-секційним робочим органом;
- проведення комплексу експериментальних досліджень для визначення основних конструктивних і силових параметрів та експлуатаційних показників розробленої конструкції шарнірно-секційного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра;
- розроблення комп'ютерної моделі для визначення взаємозв'язку між конструктивними та деформаційними параметрами елементів шарнірного гвинтового робочого органу;
- розроблення інженерної методики розрахунку та проектування гвинтових шарнірно-секційних робочих органів.

Об'єкт дослідження – процеси транспортування сипких матеріалів криволінійними трасами гнучкими шарнірно-секційними гвинтовими конвеєрами.

Предмет дослідження – шарнірно-секційні гвинтові робочі органи та їх параметри.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено із використанням фундаментальних засад теоретичної механіки, опору матеріалів, методів диференціального та інтегрального числення, теорії математичного та комп'ютерного моделювання. Експериментальні дослідження проведено із використанням методу математичного планування експерименту за галузевими та розробленими методиками на стандартизованому та спеціально сконструйованому і виготовленому обладнанні. Статистичну обробку експериментальних даних проведено з використанням прикладних програм.

Наукова новизна одержаних результатів:

- розкрито взаємозв'язок аналітичних залежностей силових характеристик на основі обґрунтування раціональних конструктивних параметрів шарнірно-секційного гвинтового робочого органу, виходячи з умов його функціонування;
- вперше встановлено закономірності зміни коефіцієнта корисної дії шарнірного механізму залежно від його основних конструктивних параметрів;
- вперше проведено розрахунок напруженого стану шарнірних елементів зачеплення і встановлено функціональні залежності для підбору раціональних параметрів поверхонь взаємодії тіл контакту;
- розроблена динамічна модель шнекового транспортера, що враховує максимальні навантаження, які виникають в елементах шарнірно зв'язаних гвинтових секцій транспортера у перехідних процесах пуску та гальмування;
- вперше встановлено закономірності впливу конструктивних, силових, динамічних і технологічних параметрів розробленого шарнірно-секційного робочого органу на функціональні та експлуатаційні показники процесу роботи гнучкого гвинтового конвеєра.

Практичне значення одержаних результатів.

Розроблено, виготовлено та експериментально досліджено конструкцію шарнірно-секційного гвинтового робочого органу гнучкого конвеєра і встановлено закономірності взаємозв'язку між конструктивними та силовими параметрами шарнірного зачеплення та елементів конструкції гвинтових секцій, а також визначено експлуатаційні показники робочого органу.

Запропоновано інженерну методику для вибору раціональних параметрів шарнірно-секційних гвинтових робочих органів з урахуванням допустимого рівня контактних напружень між елементами взаємодії.

Технічна новизна виконаних розробок захищена 4-ма деклараційними патентами України на корисні моделі. Результати досліджень впроваджено на підприємстві ПАТ «Рівнесільмаш» (м. Рівне), окремі результати роботи впроваджено в навчальний процес за напрямком підготовки 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» у відокремленому підрозділі національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут».

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи здобувачем отримані особисто. Особистий внесок дисертанта в роботах, які виконані у співавторстві [1-11, 13-20] автору належать наступні ідеї, наукові та практичні результати: 1) розроблення та аналіз математичних моделей і залежностей [1, 4, 5, 6, 8, 11, 15]; 2) розроблення методик проектування конструкцій гвинтових робочих органів [2, 3, 7, 9, 10, 12, 14, 16]; 3) проектування стендового обладнання для дослідження гвинтових робочих органів [7, 13].

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати роботи доповідались й обговорювались на: науково-практичних конференціях Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя у 2012 - 2015рр.; XVII науковій конференції «Матеріалознавство та машинобудування» (м. Тернопіль), Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», науково-практичній конференції у ХНТУ СГ ім. П. Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва» (м. Харків, 2014); у Луцькому національному технічному університеті 2013-2014рр.(м. Луцьк). Робота доповідалась в повному обсязі і отримала позитивний відгук на розширеному засіданні науково-технічного семінару Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (Тернопіль 2015р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 20 наукових праць, з них 11 – у фахових виданнях, одна з яких опублікована в журналі, що входить до міжнародної науко метричної бази Scopus, 4 – деклараційні патенти України на корисні моделі, 5 – у тезах наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 139 найменувань, з них 27 іноземною мовою та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 204 сторінки, в тому числі 167 основного тексту, 71 рисунок і 13 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі подано загальну характеристику роботи, обґрунтовано актуальність теми, визначено мету і задачі дослідження, викладено наукову новизну та практичне значення одержаних результатів, наведено дані про їх апробацію, структуру та обсяг роботи.

У першому розділі проведено аналіз способів транспортування сипких матеріалів у замкнених кожухах технологічних магістралей та схеми їх компонування. Здійснено огляд конструкцій гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими та секційними органами та проведено аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень гнучких гвинтових конвеєрів та процесів їх роботи. Наведено також механіко-технологічні властивості сипких матеріалів.

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

Аналіз наукових праць показав, що існуючі конструкції секційних робочих органів конвеєрів не в повній мірі задовольняють функціональні вимоги щодо транспортування сипких матеріалів при забезпеченні мінімальних енерговитрат на виконання технологічного процесу в різних компоновках з робочими машинами, мають підвищену матеріаломісткість і складність технології виготовлення.

В результаті аналізу наукової та патентної літератури проведено теоретичне узагальнення та поставлено нову науково-прикладну задачу, яка полягає у підвищенні експлуатаційних показників шарнірно-секційного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра з обґрунтуванням його раціональних конструктивних, силових і технологічних параметрів.

У другому розділі проведено теоретичне обґрунтування параметрів шарнірно-секційного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра. Запропонована розрахункова схема для визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами гнучкого валу і радіусом його кривизни, який визначається через кутове зміщення сусідніх секцій, що зображено на рис. 1. На схемі наведено наступні позначення: 1 – сферичний палець; 2 – циліндрична втулка; 3 – кулька; 4 – втулка зі сферичною поверхнею; α – кут провертання сферичного пальця; γ – кут твірної конічної поверхні лунки; R – радіус обертання центрів кульок; R_1 – зовнішній радіус циліндричної втулки; R_2 – внутрішній радіус циліндричної втулки; R_3 – внутрішній радіус втулки із сферичною поверхнею; R_n – радіус сфери пальця; r – радіус кульки; h – товщина стінки циліндричної втулки; $2H$ – довжина паза циліндричної втулки; Δ – необхідне гарантоване перекриття кульки і паза циліндричної втулки; λ – відстань від сферичної поверхні пальця до центра кульки; τ – максимальна відстань від внутрішньої поверхні сферичної втулки до зовнішньої

поверхні циліндричної втулки; δ – зазор між сферичним пальцем і циліндричною втулкою; s – задана глибина посадки кульки.

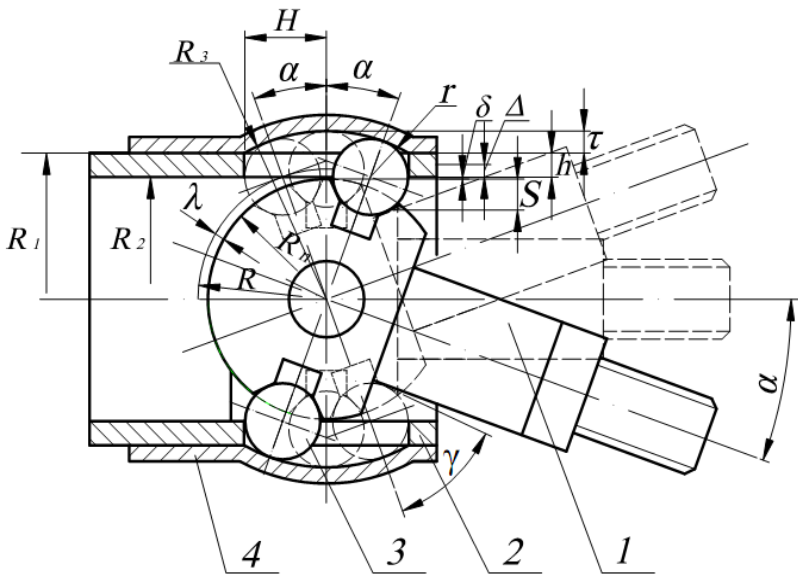


Рис. 1. Розрахункова схема гнучкого шарнірного робочого органу

В процесі кутового зміщення секцій сферичний палець повертається відносно циліндричної втулки на певний кут α , при якому відбувається його контакт з циліндричною втулкою через кульки.

На основі розрахункової схеми записано математичні залежності для визначення величини зовнішнього R_1 та внутрішнього R_2 радіусів циліндричної втулки, кута твірної конічної поверхні лунки γ , внутрішнього радіуса

сферичної втулки R_3 , а також встановлено функціональний зв'язок між кутом α проворотання пальця із сферою і конструктивними параметрами гнучкого валу, які можна представити у вигляді аналітичних (1 – 3) та графічних (рис. 2) залежностей $\alpha = f H$, $\alpha = f S$, $\alpha = f \lambda$, що побудовано при таких постійних величинах $R_n = 15$ мм, $r = 4,75$ мм, $\delta = 0,2$ мм, $\Delta = 1,5$ мм, $\gamma = 45^\circ$:

$$H = R \sin \alpha + r = R_n + \lambda \sin \alpha + r. \quad (1)$$

$$S = r \sin \gamma + R_n - \frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha}. \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{R_n + \Delta + \delta}{\cos \alpha} - R_n. \quad (3)$$

З аналізу графічних залежностей (рис. 2) встановлено, що при куті α більшому як 25° , зазор між сферичною поверхнею пальця і центром кульки λ набуває великих значень, а глибина посадки кульки S у сферичному пальці – малих значень. Тому доцільно використовувати шарнірно-секційні робочі органи з максимальним кутом проворотання сферичного пальця $\alpha_{\max} = 25^\circ$, що обмежується довжиною паза циліндричної втулки $2H$.

При проведенні аналізу впливу конструктивних параметрів шарнірних з'єднань на зміну кута проворотання пальця із сферою α задалися реальними межами значень R_n , r , h , δ , Δ і L . Так для робочого органу гнучкого конвеєра, який розташовується в стандартному еластичному кожусі з внутрішнім діаметром 100 мм, зовнішній діаметр гнучкого валу не повинен перевищувати 46 мм для забезпечення встановлення гвинтової спіралі. Тому змінні параметри приймали в межах: $R_n = 10 \dots 20$ мм; $r = 4,55 \dots 4,95$ мм; $h = 2 \dots 4$ мм; $\delta = 0,1 \dots 0,3$ мм; $\Delta = 1,3 \dots 1,7$ мм; $L = 110 \dots 150$ мм.

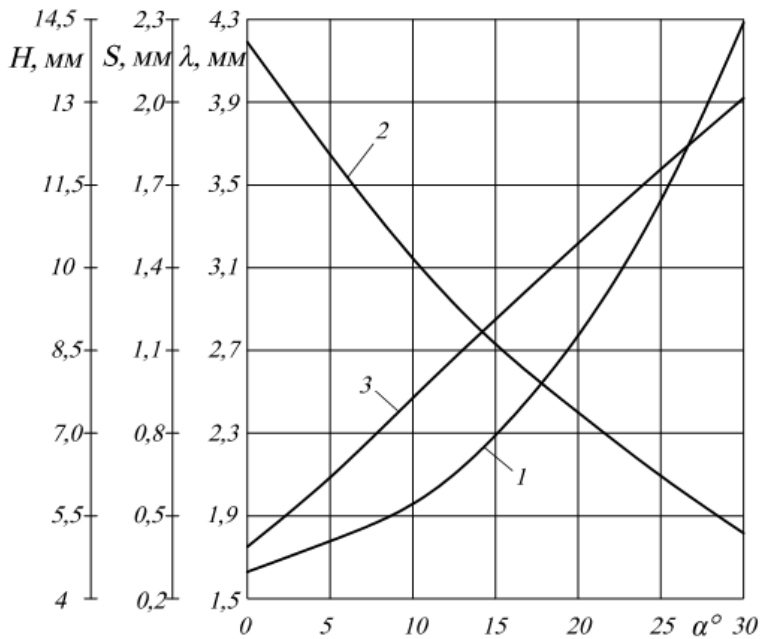


Рис. 2. Залежності зміни довжини половини паза циліндричної втулки H (1), глибини посадки кульки S у сферичному пальці від біжучого кута α (2) та зазору між сферичною поверхнею пальця і центром кульки λ (3)

Використовуючи отримані результати, визначили мінімально допустимий радіус кривизни технологічної магістралі R_k . При заданій довжині секції робочого органу L , що визначається як відстань між шарнірними отворами, допустимий радіус кривизни технологічної магістралі R_k розраховували за залежністю:

$$R_k = \frac{L(\cos \frac{\alpha}{2} + k)}{4 \sin \frac{\alpha}{2} (k + 1)}, \quad (4)$$

де k – ваговий коефіцієнт.

На основі аналізу графічних залежностей (рис. 2) та аналітичної (4) встановлені функціональні залежності радіуса

кривизни робочого органу від його конструктивних параметрів.

Так для забезпечення мінімального допустимого радіуса кривизни робочого органу до 0,5 м оптимальними є наступні межі конструктивних параметрів: $R_n = 15$ мм; $h = 3$ мм; $r = 4,75$ мм; $\Delta = 1,5$ мм; $\delta = 0,2$ мм; $L = 130$ мм.

Для визначення силових параметрів розглянуто зусилля, які діють на кульку при передачі обертового моменту (рис. 3).

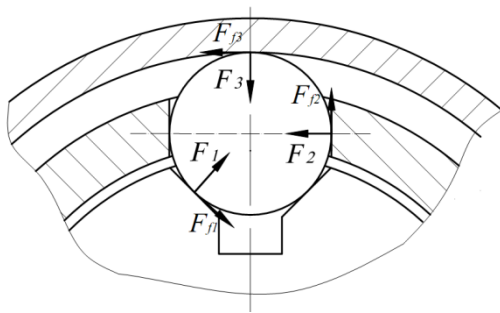


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення силових параметрів що діють на кульку при передачі обертового моменту

трубчастої частини. Відповідне переміщення відбувається із проковзуванням, що спричиняє наявність сил тертя, відповідно F_{f1} , F_{f2} і F_{f3} , зображені на рис. 3. Напрямок їх змінюється у процесі обертання шарніру.

Осьове навантаження в секціях передається сферичною осьовою поверхнею пальця і не передається на кульки. Для зменшення втрат конструктивно виконуємо опорну поверхню циліндричної втулки із тефлоновим вкладишем, що дозволяє нехтувати осьовою складовою тертя.

Сила F_1 – це реакція на кульку з боку конічної поверхні лунки, сила F_2 – спричиняє тиск на трубчасту частину шарніра для передачі обертового моменту та сила F_3 – реакція з боку зовнішнього кожуха на кульку, яка утримує її від виходу із зачеплення. При обертанні сферичного пальця на кут α відбувається переміщення кульки поверхнею кожуха та поверхнею паза

Рівняння рівноваги кожної із n кульок при передачі обертового моменту T записано в першому наближенні у вигляді системи рівнянь проєкцій сил без врахування сил тертя:

$$F_1 \cdot \cos \gamma = F_2; F_1 \cdot \sin \gamma = F_3; F_2 = \frac{T}{n \cdot R \cdot \cos \alpha}. \quad (5)$$

Відповідні сили тертя F_{f2} та F_{f3} , при відомих коефіцієнтах тертя по цих поверхнях μ_2 і μ_3 , визначаються залежностями:

$$F_{f2} = \mu_2 \cdot F_2; F_{f3} = \mu_3 \cdot F_3. \quad (6)$$

Коефіцієнт корисної дії шарнірного з'єднання визначено із умови врахування втрат на тертя в найнесприятливішому випадку, коли кулька нерухома:

$$\eta = \frac{2\pi}{2\pi + 4 \left(\mu_2 + \mu_3 \cdot \left(1 + \frac{r}{R} \right) \cdot \operatorname{tg} \gamma \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha}. \quad (7)$$

Відповідно момент на ведучому валу: $T_1 = T \cdot \eta$.

Аналіз формули (7) показує, що при $\alpha = 0$ доданок, який відповідає силам тертя, зникає і обертовий момент залишається незмінним (к.к.д. рівний 1).

На основі отриманих теоретичних співвідношень створена програма та проведено розрахунок зміни коефіцієнта корисної дії шарнірного механізму в залежності від його основних конструктивних параметрів, які вважались незмінними, при зміні одного з них: співвідношення радіусів кульки та циліндричної втулки - 0,3; коефіцієнти тертя - 0,2; кут повертання сферичного пальця - 20 градусів; кут конічної поверхні лунки визначався розрахунково.

Результат обчислень показав (рис. 4), що у реальних механізмах співвідношення радіусів ε повинно становити 0,2...0,4 і тоді ККД знаходиться в межах 0,89 ... 0,93 при сталих значеннях вказаних вище параметрів.

Кут повертання сферичного пальця α (рис. 5) необхідно обирати не більшим як $25^\circ - 28^\circ$. Для збільшення кута розхилу осей доцільно збільшувати радіус кульки при незмінному радіусі циліндричної втулки.

Із графічної залежності (рис. 6) видно, що мінімальне значення кута конуса лунки, при якому можливий контакт кульки з конічною поверхнею, становить 40° . Кут конуса лунки залежить від технологічних можливостей та наявного інструменту, проте, доцільно обирати його значення до 60° , з метою отримання

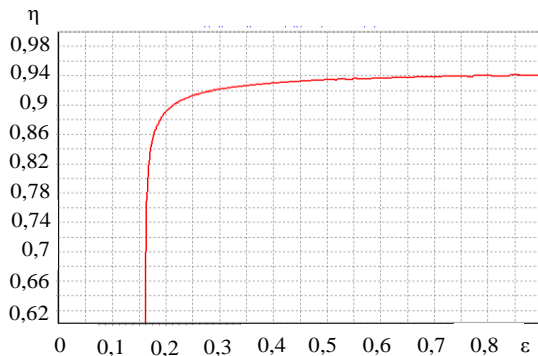


Рис. 4. Залежність зміни ККД від співвідношення радіусів кульки та циліндричної втулки

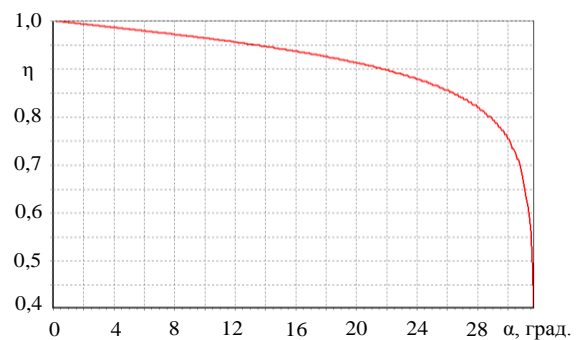


Рис. 5. Залежність зміни ККД від кута повертання сферичного пальця α

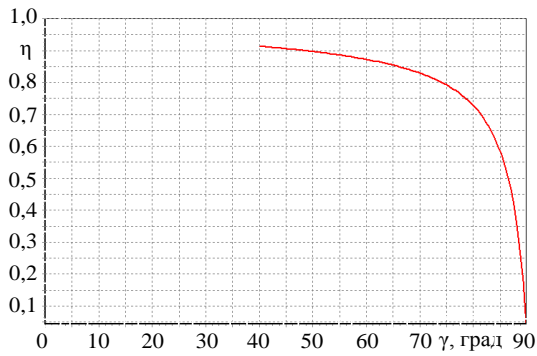


Рис. 6. Залежність зміни ККД від кута конічної поверхні лунки

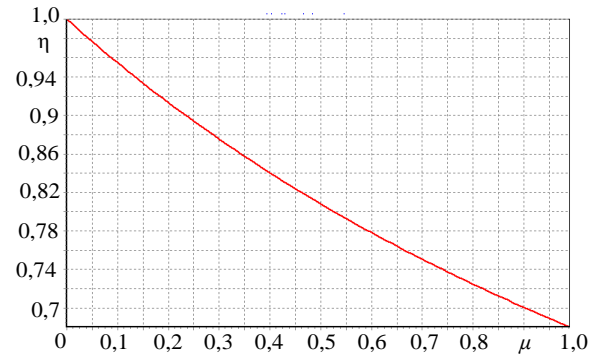


Рис. 7. Залежність коефіцієнта корисної дії від зміни коефіцієнтів тертя μ_2 і μ_3

максимального ККД та мінімізації контактних напружень у шарнірі.

Графічна залежність (рис. 7) показує, що збільшення коефіцієнтів тертя спричиняє значне зменшення ККД. Реальні значення коефіцієнтів тертя в шарнірі при достатньому змащуванні та герметизації не перевищують 0,1.

Для визначення контактних напружень в шарнірних елементах вважаємо, що найбільш навантаженим елементом шарнірно-секційного робочого органа є кулька, яка дотикається трьома точками до різних поверхонь конструкції і приймає участь у передачі основного обертового моменту. На кульку діють три зусилля F_1 , F_2 і F_3 зі сторони конічної лунки, пазів циліндричної втулки та сферичної частини корпусу (рис. 3). Кожна із сил викликає контактні напруження, розрахунок яких дає можливість визначити конструктивні параметри та обмеження для збереження цілісності та працездатності конструкції шарніру.

Максимальні напруження, які виникають у контакті кульки зі сідлом лунки, з площиною паза циліндричної втулки та із сферичною втулкою визначаються залежністю (8), враховуючи відповідні коефіцієнти k_{0i} :

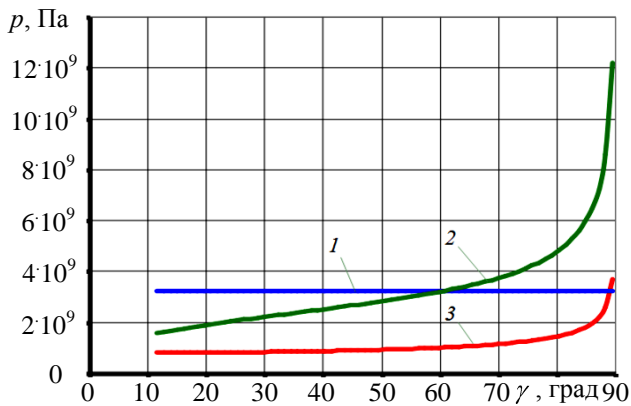


Рис. 8. Графічні залежності зміни контактних напружень від зміни кута нахилу лунки

1- контакт кульки у сідлі лунки ; 2- контакт кульки з площиною паза циліндричної втулки; 3 – контакт кульки з сферичною поверхнею.

зує, що при правильному виборі параметрів шарніра максимальні напруження виникатимуть у місці контакту кульки із плоскою частиною паза циліндричної втулки, обчислені за формулою 8 для k_{02} . Рекомендована зона конструктивних обмежень на кут лунки становить близько 30° - 50° , при перевищенні якої різко

$$p_{0i} = \frac{k_d \cdot k_{0i}}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{3TE^2}{2nRr^2(1-\nu^2)^2 \cos \alpha}}; \quad (8)$$

де E і ν - модуль Юнга першого роду та коефіцієнт Пуасона для матеріалу кульки та шарніру

$$k_d = \frac{T_m}{T} - \text{коефіцієнт динамічності};$$

$$k_{01} = \frac{0,4}{\sqrt[3]{4R \cos \gamma}}; k_{02} = \frac{1}{\sqrt[3]{R}}; k_{03} = \sqrt[3]{\frac{\text{tg } \gamma}{R+r^2}}.$$

Аналіз графічних (рис. 8) та аналітичних залежностей контактних напружень від зміни кута нахилу лунки показує, що при правильному виборі параметрів шарніра максимальні напруження виникатимуть у місці контакту кульки із плоскою частиною паза циліндричної втулки, обчислені за формулою 8 для k_{02} . Рекомендована зона конструктивних обмежень на кут лунки становить близько 30° - 50° , при перевищенні якої різко

зростають напруження у інших елементах шарнірного з'єднання. Достатньо малі значення контактних напружень, що виникають у лунці, пояснюються широкою прямою контакту майже по всій лінії посадки кульки.

З метою оцінки максимальних навантажень, що виникають у елементах шнекового транспортера у перехідних процесах пуску та гальмування, побудовано його динамічну модель і записано її у вигляді пружної тримасової обертової системи, на яку діють зовнішні обертові моменти від двигуна та транспортованого матеріалу (рис. 9).

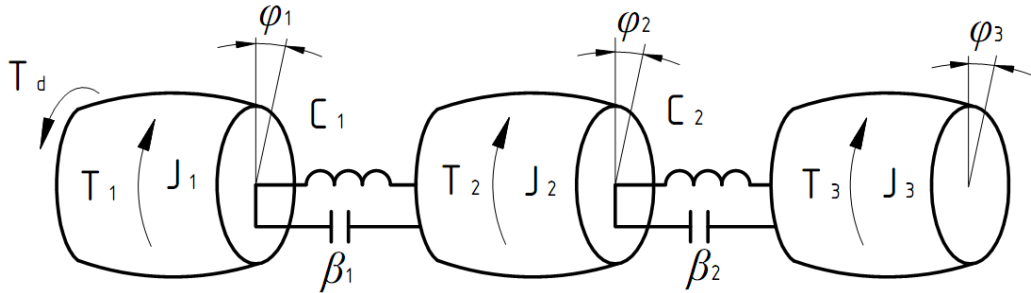


Рис. 9. Схема динамічної моделі гвинтового конвеєра

На схемі рис. 9 J_1 зображує зведений момент інерції привідного механізму, на який діє обертовий момент електромагнітних сил двигуна T_d , зведений до осі обертання шнека, та зусилля сил тертя T_1 в привідному механізмі. J_2 - це зведений момент інерції першої ланки шнекового транспортера разом із масою транспортованого матеріалу, на яку діє момент опору, який можна представити у вигляді суми двох складових - сталого моменту сухого тертя T_2 і моменту в'язкого тертя, що залежить від швидкості руху. Аналогічно, J_3 відповідає зведеному моменту інерції наступної ланки.

Зображена на рис. 9 динамічна модель описується системою трьох диференціальних рівнянь руху:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\phi}_1 = T_d - c_1 \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2 - \beta_1 \dot{\phi}_1 - T_1 \operatorname{sgn} \dot{\phi}_1 \\ J_2 \ddot{\phi}_2 = c_1 \dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2 - c_2 \dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3 - \beta_2 \dot{\phi}_2 - T_2 \operatorname{sgn} \dot{\phi}_2 \\ J_3 \ddot{\phi}_3 = c_2 \dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_3 - \beta_3 \dot{\phi}_3 - T_3 \operatorname{sgn} \dot{\phi}_3 \end{cases} \quad (9)$$

де ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 - кути повороту обертових мас J_1, J_2, J_3 ;

c_1, c_2 - жорсткості з'єднуючих елементів;

$\beta_1, \beta_2, \beta_3$ - коефіцієнти сил в'язкого демпфування, що діють на відповідні маси.

Під час пуску система мас на початку руху знаходиться у стані спокою, тому початкові умови запишемо у вигляді:

$$\phi_1(0) = 0; \phi_2(0) = 0; \phi_3(0) = 0; u(0) = \dot{\phi}_1(0) = 0; v(0) = \dot{\phi}_2(0) = 0; w(0) = \dot{\phi}_3(0) = 0.$$

На основі створеної математичної моделі динамічної системи шнекового транспортера проведено розрахунок динамічних пускових обертових моментів при номінальному навантаженні завантаженого шнека, прийнявши відповідні числові значення масових, силових та пружних коефіцієнтів. Результати розрахунків наведені на рис. 10 і 11 (1 - для J_1 , 2 - J_2 , 3 - J_3).

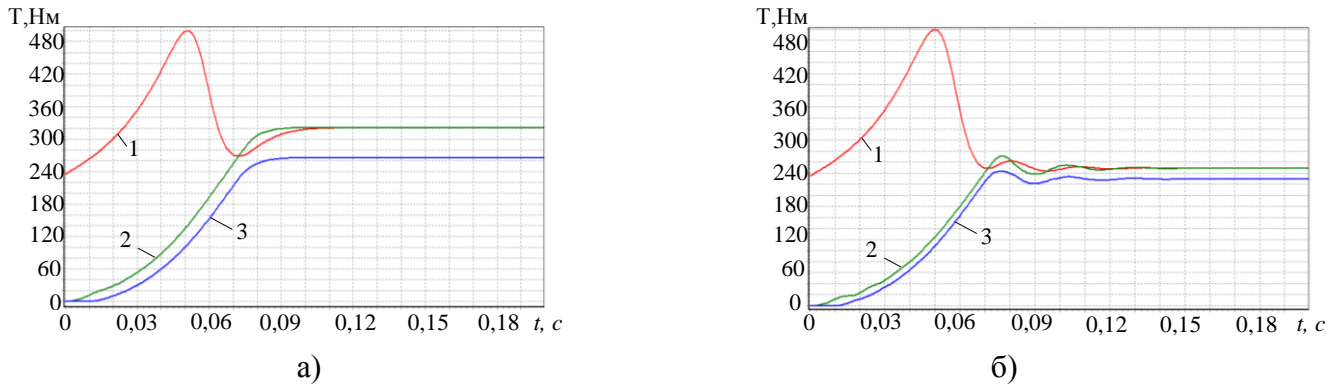


Рис. 10. Зміна динамічних обертових моментів приводу та у пружних ланках транспортера при зовнішньому демпфуванні а) $\beta_2 = \beta_3 = 5$; б) $\beta_2 = \beta_3 = 1$

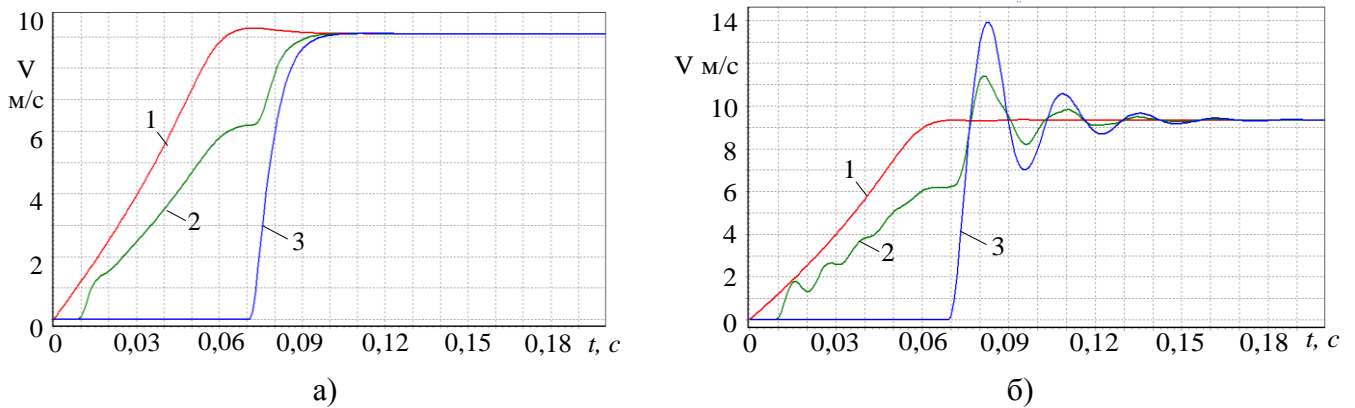


Рис. 11. Зміна швидкості обертання мас при зовнішньому демпфуванні а) $\beta_2 = \beta_3 = 5$; б) $\beta_2 = \beta_3 = 1$

Аналіз отриманих результатів свідчить, що при значних коефіцієнтах демпфування перехідний процес пуску відбувається плавно і навантаження досягає свого номінального значення без коливань моменту та швидкості. При малому демпфуванні спостерігається певний перехідний коливальний процес, проте динамічні навантаження не перевищують 20% від номінального значення.

Особливо навантаженим випадком руху шнекового транспортера, є його раптове гальмування внаслідок заклинювання матеріалу. Рух транспортера під час гальмування можна розділити на 2 стадії. Перша - це гальмування до зупинки обертової маси J_3 . На цій стадії руху система описується тими ж рівняннями (9), але з іншими початковими умовами, які відповідають кінцевим значенням кутів та їх швидкостей в усталеному русі перед початком гальмування в момент часу t_1 :

$$\phi_1(0) = \phi_1(t_1); \phi_2(0) = \phi_2(t_1); \phi_3(0) = \phi_3(t_1); u(0) = \dot{\phi}_1(t_1) = \omega_1; v(0) = \dot{\phi}_2(t_1) = \omega_1; w(0) = \dot{\phi}_3(t_1) = \omega_1.$$

Друга стадія руху - коливання мас J_1 і J_2 , до зупиненої маси J_3 , описується системою диференціальних рівнянь (9) з початковими умовами, що є кінцевими для моменту часу t_2 зупинки маси J_3 :

$$\phi_1(0) = \phi_1(t_2); \phi_2(0) = \phi_2(t_2); u(0) = \dot{\phi}_1(t_2) = \omega_2; v(0) = \dot{\phi}_2(t_2) = \omega_2;$$

Графічні результати розрахунку динамічних навантажень при гальмуванні системи, наведено на рис. 12-14. Аналіз графіків показує, що швидке гальмування збільшує динамічні навантаження, які можуть перевищити максимальний критичний обертовий момент електродвигуна (в середньому на 50 - 70%) та номінальний момент навантаження (у 2,5 - 3 рази). Для забезпечення міцності ланок шнека при

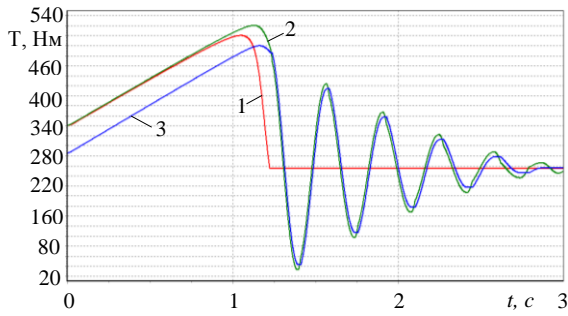


Рис. 12. Динамічні обертові моменти в ланках транспортера при повільному гальмуванні

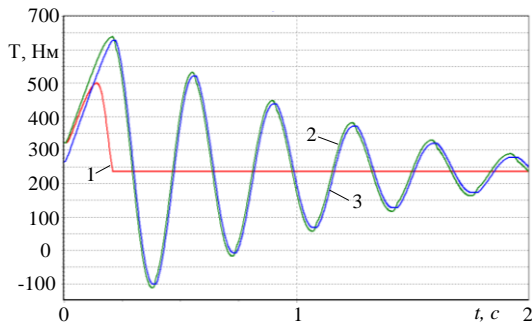


Рис. 13. Динамічні обертові моменти в ланках транспортера при швидкому гальмуванні попередньої секції. Проте така зміна не впливає на характер навантаження оскільки є незначною і максимальне кутове відхилення $\Delta\varphi$ не перевищує:

$$\Delta\varphi = \arcsin (1 - \cos \alpha) \sin 2(\omega t + \varphi_i) \quad (10)$$

Осьова швидкість транспортування вантажу шарнірно-секційним робочим органом гвинтового конвеєра рівна:

$$V_{\xi} = V_{\text{зоп}} \left[1 - \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \theta + \varphi_{\tau}}{\mu_2 R_c}} \left(\frac{2 \operatorname{arctg} \left(\operatorname{sh} \frac{x}{a} \right)}{\pi} \right)^{\lambda} \right] \quad (11)$$

де θ - кут підйому гвинтової спіралі секції; φ - кут тертя вантажу до поверхні гвинтової спіралі $\varphi = \operatorname{arctg} \mu_1$; R_c - зовнішній радіус шнека; ω - кутова швидкість руху вантажу; λ - параметр реологічних властивостей вантажу; a - параметр висоти піднімання вивантажувального отвору; x - горизонтальна проекція довжини конвеєра; g - прискорення вільного падіння; $V_{\text{зоп}}$ - швидкість сипкого вантажу в горизонтальному швидкохідному гвинтовому конвеєрі

Потужність транспортування вантажу шарнірно-секційним робочим органом гвинтового конвеєра із змінною трасою визначається за залежністю:

$$N = Q \int_0^l w(l) dl = \mu_2 \rho_n (D^2 - d^2) \omega \int_0^l \frac{\left(\omega - \frac{2\pi V_{\xi}}{T} \right)^2 \cos \beta}{4V_{\xi}} dl, \quad (12)$$

де $w(l)$ - питома енергоємність транспортування.

гальмуванні необхідно передбачити запобіжні елементи (муфти) з моментом спрацювання на рівні не більшому ніж 1,5 рази від номінального.

Наведені графічні залежності розраховувались для прямолінійних магістралей, але у випадку криволінійної траси та кутового згинання секцій, кутова швидкість секції буде відхилятися від кутової швидкості

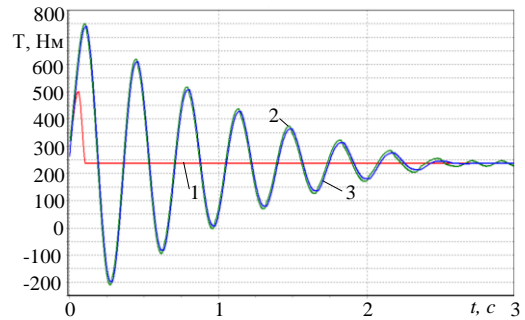


Рис. 14. Динамічні обертові моменти в ланках транспортера при миттєвому гальмуванні

У третьому розділі наведено програму, методику та результати експериментальних досліджень.

На основі проведених теоретичних досліджень розроблено конструкцію гвинтового шарнірно-секційного робочого органу (рис. 15), який складається з окремих секцій, виконаних у вигляді зварних конструкцій шарніру 1, стержнів 2 шайби 9 та витка шнека 10. Основою шарніра є циліндрична втулка 3, виконана з системою осевих паралельних пазів 4, які розміщені рівномірно по колу, є паралельними до осі циліндричної втулки і які є у взаємодії з тілами кочення 5. З другої сторони тіла кочення 5 є у взаємодії зі сферичною виїмкою 6 сферичної втулки 7 з можливістю осевого і кутового повертання сферичного пальця 8.

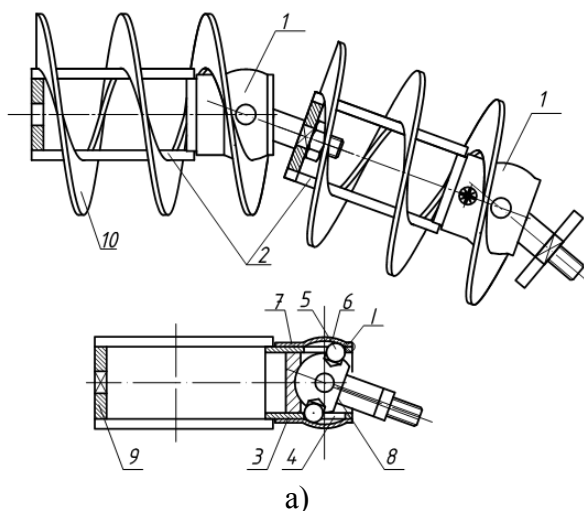


Рис.15. Конструктивна схема (а) та загальний вигляд шарнірно-секційного робочого органу (б)

Для пуску двигуна та регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar 71 і програмне забезпечення Power Suite v.2.5.0. Дані про зміну крутного моменту та потужності двигуна в часі отримували у вікні програми Power Suite на дисплеї комп'ютера. Загальний вигляд експериментальної установки та обладнання для регулювання кінематичних параметрів технологічного процесу і фіксації отриманих результатів зображено на рис. 16.

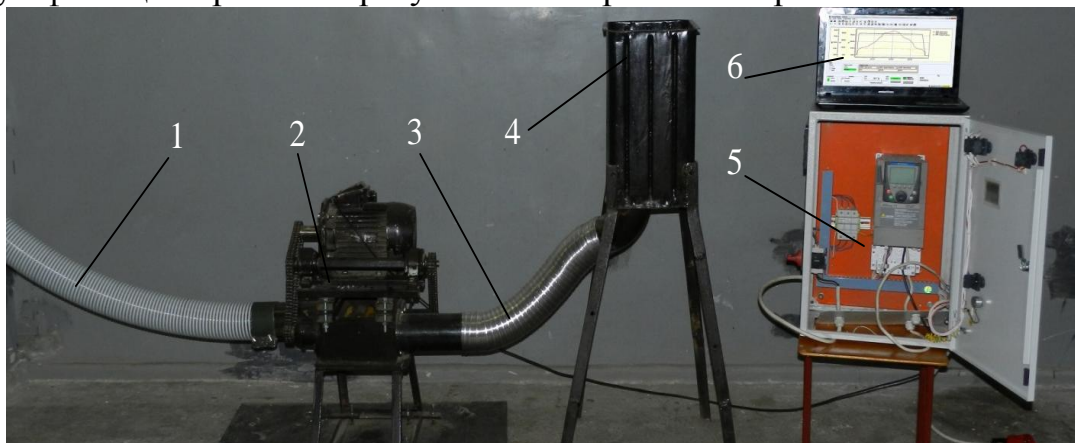


Рис.16. Загальний вигляд експериментальної установки: 1, 3 – технологічні магістралі; 2 – перевантажувальний патрубок; 4 – бункер; 5 - Altivar 71; 6 - комп'ютер

За результатами досліджень побудовано графічні залежності значень крутного моменту T та потужності двигуна N від частоти обертання робочого органу n_1 при транспортуванні різних матеріалів (рис. 17).

Аналіз графічних залежностей показує, що при збільшенні частоти обертання n_1 робочого органу від 300 до 600 об/хв крутний момент T спадає, причому для зерна ячменю ΔT становить 7,4%, а для технічної солі – $\Delta T = 5\%$.

Щодо потужності N , то залежності мають досить чітко виражений лінійний характер зростання N при збільшенні частоти обертання робочого органу. Так для зерна ячменю – $\Delta N = 54\%$, для технічної солі – $\Delta N = 59\%$.

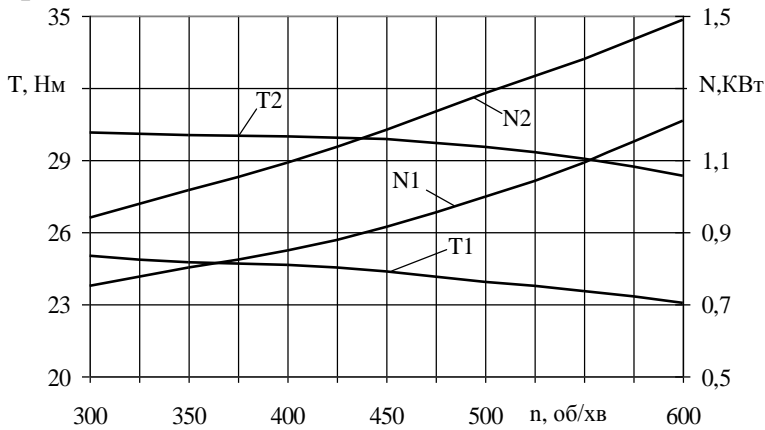


Рис.17. Графічні залежності зміни крутного моменту T та потужності N від частоти обертання робочого органу n
1 – ячмінь; 2- технічна сіль;

Дослідження із визначення продуктивності конвеєра проводились при транспортуванні таких матеріалів з відповідною об'ємною масою: ячменю – 710 кг/м^3 ; пшениця - 720 кг/м^3 ; технічної солі – 2150 кг/м^3 .

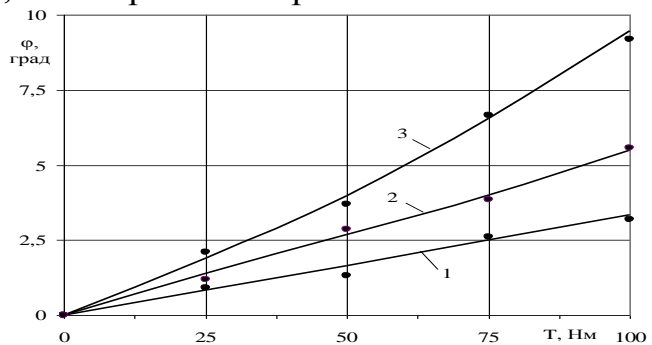
Встановлено, що максимальна продуктивність гвинтового конвеєра при транспортуванні матеріалів з більшою об'ємною масою (технічна сіль) знаходиться в межах $n_1 = 570 \dots 620$ об/хв,

$Q = 8100 \dots 8200$ кг/год. Для легших матеріалів (ячмінь, пшениця) в даному діапазоні зміни n спостерігається зменшення продуктивності до $Q = 5600 \dots 5800$ кг/год, а їх характер наближений до лінійних залежностей.

На основі проведених експериментальних досліджень на дослідній машині КМ-50-1 побудовані графічні залежності крутного моменту T на секції від кута закручування їх торцевих поверхонь, які зображені на рис. 18.



а)



б)

Рис. 18. Загальний вигляд станку КМ-50-1 а) та залежності впливу крутного моменту на секції від кута закручування торцевих поверхонь б): 1 – секція з чотирма поздовжніми прутками; 2 – секція з двома поздовжніми прутками; 3 – пара секцій з двома поздовжніми прутками

З аналізу графіків встановлено, що для окремих секцій залежності мають чітко виражений лінійний характер. Криволінійний характер в межах $40 \dots 60$ Нм для пари складених секцій пояснюється тим, що поява додаткових шарнірних ланок спричиняє інтенсивнішому зростанню кута ϕ при збільшенні T внаслідок неточності виготовлення та виникнення локальних зазорів.

У четвертому розділі наведені графоаналітичні результати

експериментальних досліджень крутного моменту та продуктивності при перевантажуванні сипких матеріалів.

Отримано рівняння регресії для визначення впливу кількості обертів робочого органу n , висоти піднімання матеріалу h і радіуса кривизни технологічної магістралі R_k на величину крутного моменту T при транспортуванні ячменю і технічної солі:

$$T_{\text{ячмінь}} = 28,234 + 1,4305n_1 + 4,125h - 0,015R, \quad (13)$$

$$T_{\text{сіль}} = 39,298 + 1,845n_1 + 4,796h - 0,0175R. \quad (14)$$

Встановлено, що переважаючими факторами, які впливають на величину крутного моменту є частота обертання робочого органу n і висота піднімання матеріалу h , однак і радіус згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органу R_k також значно впливає на силові параметри процесу транспортування. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $300 < n_1 < 800$ (об/хв); $1 < h < 3$ (м); $0,3 < R_k < 1,5$ (м).

На рис. 19 зображено поверхні відгуку зміни величини T від одночасної зміни двох факторів для ячменю: а – $T = f(h, n)$; б – $T = f(R_k, n)$; в – $T = f(R_k, h)$.

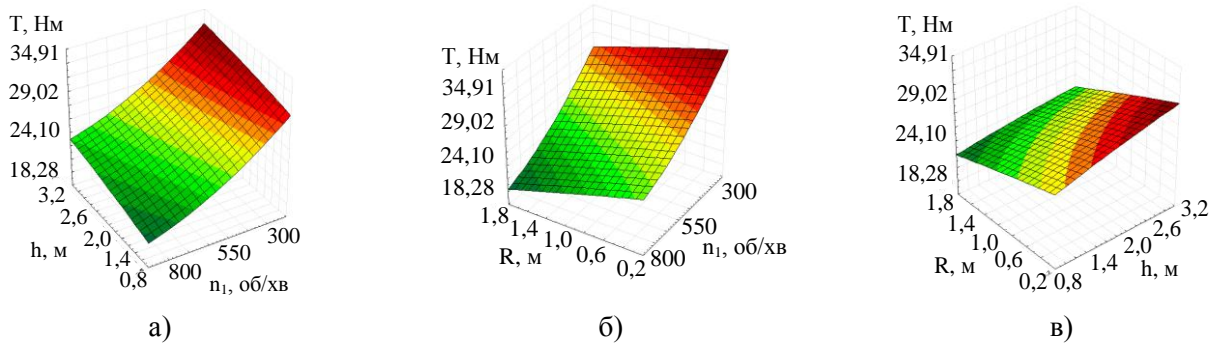


Рис.19. Поверхні відгуку залежностей: а – $T = f(h, n)$; б – $T = f(R_k, n)$; в – $T = f(R_k, h)$

Отримано рівняння регресії для визначення впливу кількості обертів робочого органу n , коефіцієнта заповнення магістралі ψ і діаметра кожуха магістралі D на продуктивність при транспортуванні сипких матеріалів:

$$Q_{\text{ячмінь}} = 3,6425 - 214,52n_1 + 0,0145\psi + 2005,96n_1^2 + 17,81D^2. \quad (15)$$

$$Q_{\text{сіль}} = 4,4074 - 255,279n_1 + 0,0178\psi + 2387,09n_1^2 + 21,73D^2. \quad (16)$$

Встановлено, що переважаючими факторами, які впливають на продуктивність Q є діаметр кожуха магістралі D та кількість обертів робочого органу n , а коефіцієнт заповнення магістралі ψ має менший вплив. Факторне поле визначалось діапазоном зміни параметрів: $300 < n_1 < 800$ (об/хв); $0,3 < \psi < 0,5$; $0,06 < D < 0,1$ (м).

На рис. 20 зображено поверхні відгуку зміни величини Q від одночасної зміни двох факторів для солі: а – $Q = f(\psi, D)$; б – $Q = f(n_1, D)$; в – $Q = f(n_1, \psi)$.

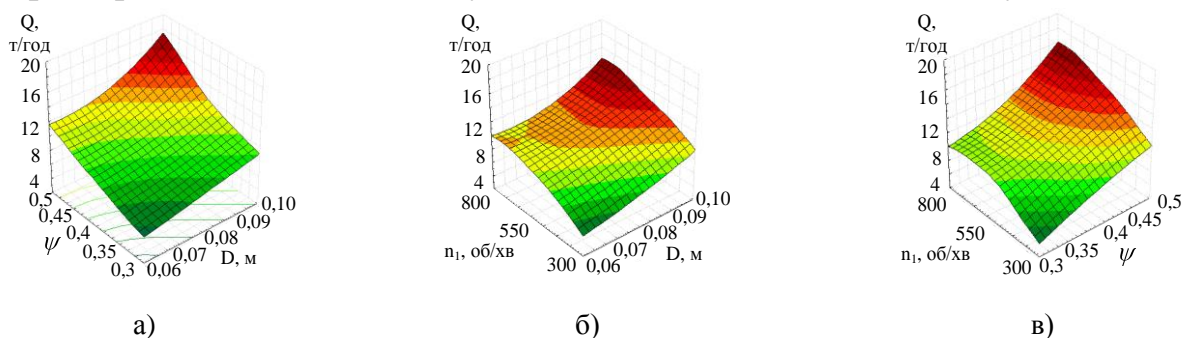


Рис.20. Поверхні відгуку залежностей: а – $Q = f(\psi, D)$; б – $Q = f(n_1, D)$; в – $Q = f(n_1, \psi)$

У п'ятому розділі представлено методику інженерного проектування та комп'ютерне моделювання шарнірно-секційних робочих органів гвинтових конвеєрів, а також визначено їх економічну ефективність.

Приведено розрахункові залежності і табличні дані для визначення радіуса кривизни магістралі залежно від конструктивних параметрів шарнірно-секційного робочого органу.

Для вибору раціональних конструктивних параметрів секцій гвинтового робочого органу проведено їх комп'ютерне моделювання для встановлення взаємозв'язку між силовими навантаженнями та відповідними деформаціями.

На рис. 21 показано результати моделювання переміщення, напруження та деформації деталей робочого органу під дією крутного моменту.

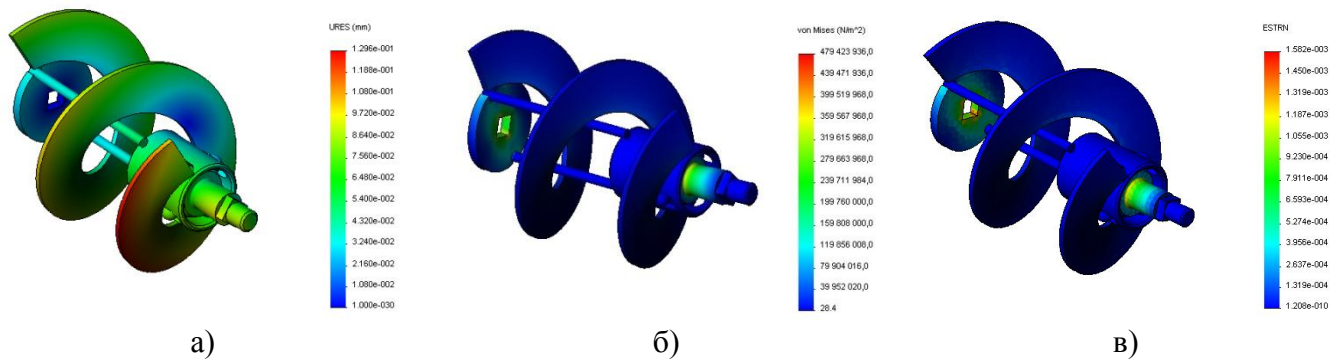


Рис.21. Результати моделювання переміщення (а), напруження (б) та деформації (в) деталей робочого органу під дією прикладеного крутного моменту

Порівняння результатів комп'ютерного моделювання з отриманими експериментально дозволяє зробити висновок, що різниця між відповідними значеннями знаходиться в межах 11...23 %.

Визначено перспективні напрямки подальших досліджень з метою підвищення експлуатаційних показників роботи гнучких гвинтових конвеєрів, а також вирішення проблемних питань, які виявлені в процесі проведених досліджень.

Розрахунковий річний економічний ефект при впровадженні одного конвеєра складає близько 1034 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Аналіз результатів досліджень гнучких гвинтових робочих органів показав, що існуючі конструкції не в повній мірі задовольняють вимогам, які висуваються до їх експлуатаційних показників, а саме характеризуються підвищеними енерговитратами на виконання технологічного процесу, невисокими показниками надійності і довговічності.

У дисертаційній роботі наведено теоретичне узагальнення та вирішення нової науково-прикладної задачі, яка полягає у підвищенні функціональних та експлуатаційних показників процесу транспортування сипких матеріалів шляхом розробки конструкцій шарнірно-секційних гвинтових робочих органів та обґрунтування їх раціональних конструктивних, силових та технологічних параметрів. Обґрунтовано конструктивні параметри шарнірно-секційного з'єднання гнучкого гвинтового конвеєра.

Розширення технологічних можливостей шарнірно-секційного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра забезпечує: зменшення радіуса кривизни технологічної магістралі конвеєра на 15% за рахунок збільшення кута розхилу осей між секціями в межах до 25° ; підвищення продуктивності конвеєра з шарнірно-секційними робочим органом на 3 – 7%; зменшення енерговитрат на 3-5% за рахунок підвищення ККД механізму і збільшення висоти підйому транспортування сипкого матеріалу на 30%.

2. На основі проведеного теоретичного аналізу просторового розташування шарнірно з'єднаних гвинтових секцій встановлено функціональні залежності мінімально допустимого радіуса кривизни технологічної магістралі R_K від кутового повертання сусідніх секцій та їх конструктивних параметрів. Так для забезпечення $R_{K_{\min}}$ еластичного кожуха з внутрішнім діаметром 100 мм раціональними будуть наступні межі конструктивних параметрів: радіус сфери пальця $R_{II} = 10...20$ мм; необхідне гарантоване перекриття кульки і паза циліндричної втулки $\Delta = 1,3...1,7$ мм; радіус кульки $r = 4,55...4,95$ мм; довжина секції $L = 110...150$ мм.

3. Проведений силовий розрахунок шарнірно-секційних елементів гнучкого валу дозволив встановити залежність зміни ККД шарнірного механізму від основних конструктивних параметрів: співвідношення радіусів кульки і циліндричної втулки в точці дотику, кута відхилення осей шарніра, кута конічної поверхні лунки. Встановлено, що ККД передачі має значення в межах $0,89...0,93$ при куті відхилення осей шарніра $\alpha = 20^\circ - 25^\circ$ та співвідношенні радіусів кульки і циліндричної втулки $0,2...0,4$.

4. Виведено аналітичні залежності для визначення контактних напружень в місцях контакту кульки із різними поверхнями в шарнірних елементах гнучкого валу та побудовані графічні залежності контактних напружень від зміни кута нахилу лунки. Встановлено, що максимальні контактні напруження виникають у місцях контакту кульки з плоскою частиною паза циліндричної втулки. Рекомендована зона конструктивних обмежень на кут лунки становить близько $30...50$ градусів.

5. На основі створеної математичної моделі динамічної системи шнекового транспортера проведено розрахунок динамічних пускових обертових моментів при номінальному навантаженні завантаженого шнека. Аналіз отриманих результатів свідчить, що при значних коефіцієнтах демпфування перехідний процес пуску відбувається плавно і навантаження досягає свого номінального значення без коливань моменту та швидкості. При малому демпфуванні спостерігається певний перехідний коливальний процес, проте динамічні навантаження не перевищують 20% від номінального значення.

6. Розроблені конструкції шарнірних секційних робочих органів і стендового обладнання з використанням перетворювача частоти Altivar 71 та програмного забезпечення Power Suite v.2.5.0 дозволили провести комплекс експериментальних досліджень. Дослідження з визначення крутного моменту T та потужності N при транспортуванні сипкого матеріалу показали, що при збільшенні частоти обертання n робочого органу від 300 до 600 об/хв крутний момент T спадає, причому для зерна ячменю ΔT становить 7,4%, для технічної солі – $\Delta T = 5\%$ а енерговитрати зростають в 1,54...1,59 рази.

7. На основі проведеного багатофакторного експерименту отримано регресійну залежність із визначення впливу кількості обертів n_1 , висоти піднімання матеріалу h і радіуса кривизни гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа R_k на величину крутного моменту T при транспортуванні сипких матеріалів, з аналізу якої встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину крутного моменту є частота обертання робочого органу n_1 , а найменш впливовим є радіус згину гнучкого гвинтового шарнірно-секційного робочого органа R_k , однак і висота піднімання матеріалу h також суттєво впливає на силові параметри процесу транспортування. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $300 < n < 800$ (об/хв); $1 < h < 3$ (м); $0,3 < R_k < 1,5$ (м).

8. Проведені дослідження з визначення впливу кількості обертів n , коефіцієнту заповнення магістралі ψ і діаметра магістралі D на продуктивність при транспортуванні зерна. Встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину продуктивності є частота обертання робочого органу n_1 , а найменш впливовим є коефіцієнт заповнення магістралі ψ , однак і величина діаметра кожуха D_k також суттєво впливає на продуктивність процесу транспортування. Факторне поле визначалось наступним діапазоном зміни параметрів: $300 < n_1 < 800$ (об/хв); $0,3 < \psi < 0,5$; $0,06 < D < 0,1$ (м).

9. На основі проведеного комплексу теоретичних і експериментальних досліджень створено конкурентоздатний секційно-шарнірний гвинтовий робочий орган, проведено його техніко-економічне обґрунтування та розроблено методику інженерного проектування. Технічна новизна конструкції захищена чотирма деклараційними патентами на корисну модель. Економічний ефект від впровадження одного гнучкого гвинтового конвеєра з розробленим робочим органом від зменшення енерговитрат і матеріаломісткості становить 1034,06 грн/рік.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Клендій В. М. Обґрунтування параметрів гвинтових завантажувачів / І. Б. Гевко, Ю. М. Тарасюк, В. М. Клендій // Наукові нотатки: міжвуз. зб. наук. праць. – Луцьк, 2014. – Вип. 44. – С. 55-62. *(Автором приведена класифікація завантажувачів гвинтових транспортно-технологічних механізмів).*

2. Клендій В. М. Морфологічний синтез пристроїв для заміру конструктивних параметрів шнека / А. Є. Дячун, Ю. М. Тарасюк, В. М. Клендій, П. В. Босюк, І. М. Кучвара. // Наукові нотатки: міжвуз. зб. наук. праць. – Луцьк, 2014. – Вип. 44. – С. 98-103. *(Автором проведено структурний синтез пристроїв для контролю конструктивних параметрів шнека методом морфологічного аналізу з покращеними техніко-економічними характеристиками).*

3. Клендій В. М. Результати експериментальних досліджень гвинтових транспортних механізмів / І. Б. Гевко, А. Є. Дячун, Р. О. Любачівський, В. М. Клендій, // «Сільськогосподарські машини» зб. наук. статей – Луцьк, 2013. – Вип. 26. – С. 42-50. *(Автором розроблено спеціальне стендове оснащення і отримано результати досліджень продуктивності гвинтових транспортних механізмів).*

4. Клендій В. М. Технологічність конструкцій механізмів з гвинтовими робочими органами / Б. М. Гевко, А. Є. Дячун, І. М. Кучвара, В. М. Клендій //

«Сільськогосподарські машини» зб. наук. статей – Луцьк, 2013. – Вип. 26. – С. 13-19. (Автором приведено технологічну характеристику конструктивних параметрів гвинтових деталей машин виготовлених різними способами).

5. Клендій В. М. Розрахунок гнучких валів гвинтових механізмів / Б. М. Гевко, В. З. Гудь, Р. В. Комар, В. М. Клендій, Т. Д. Навроцька, О. П. Катрич // «Перспективні технології та прилади» збірник наукових праць – Луцьк, 2014. – Вип. №5 (2). – С. 22-28. (Автором досліджено залежності величини пружної деформації спіралей комбінованого пружинного елемента гнучкого вала від навантаження, яке створює обертовий момент).

6. Клендій В. М. Технологічні передумови розрахунку гвинтового розходоміра / А. Є. Дячун, В. Д. Дмитренко, В. М. Клендій, Т. Д. Навроцька, О. П. Катрич // «Перспективні технології та прилади» збірник наукових праць – Луцьк, 2014. – Вип. №5 (2). – С. 51-57. (Автором виведено аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів гвинтового розходоміра).

7. Клендій В. М. Структурний синтез гвинтових сепараторів методом морфологічного аналізу з ієрархічним групуванням / І. Б. Гевко, А. Є. Дячун, Л. Р. Рогатинська, В. М. Клендій, Р.І. Лотоцький // Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя. – Тернопіль 2013. – Вип. №1 (69). – С. 131-140. (Автором запропоновано вдосконалити метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу шляхом поділу окремих груп на підгрупи).

8. Клендій В. М. Гвинтові завантажувачі в агропромисловому комплексі / О. Л. Ляшук, А. Є. Дячун, Ю. М. Тарасюк, В. М. Клендій, // Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарські машини ім. П. Василенка. – Харків, 2014. – Вип. 144. – С. 141-145. (Автором розроблено вертикальний гвинтовий завантажувач в якому використано універсальний наконечник для захоплення сипкого матеріалу).

9. Клендій В. М. Структурний синтез гнучких гвинтових робочих органів конвеєрів/ Б. М. Гевко, А. Є. Дячун, Р. О. Любачівський, В. М. Клендій // «Сільськогосподарські машини» зб. наук. статей – Луцьк, 2013. – Вип. 24. – С. 40-52. (Автором проведено синтез гвинтових робочих органів методом морфологічного аналізу і обрано їх основні морфологічні ознаки).

10. Клендій В.М. Відпрацювання конструкції гвинтових секційних робочих органів на технологічність / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька // Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарські машини ім. П. Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 156. – С. 498-505. (Автором розроблено методику відпрацювання конструкцій механізмів з секційними гвинтовими робочими органами на технологічність на основі ресурсозберігаючих технологій).

11. Klendiy V.M. Investigation of the stability of the torsional vibrations of a screw conveyor under the influence of pulse forces / I.B. Nevko, A.Ye. Dyachun, V.Z. Hud, L.R. Rohatynska L.R., Klendiy V.M. // INMATEH. Agricultural Engineering. – Bucharest, 2015. – vol. 45, no 1. – P. 77-86. (Автором запропонована методика дослідження крутильних коливань шнека гвинтового конвеєра. Входить в наукометричну базу Scopus)

12. Клендій В.М. Секційний шарнірний гвинтовий робочий орган / В.М.

Клендій // Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 19-20 листопада 2014 р. : тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2014. – С. 111.

13. Клендій В.М. Прилад для заміру сили опору сипких матеріалів / А.Є. Дячун, В.П. Дмитренко, В.М. Клендій // Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 19-20 листопада 2014 р. : тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2014. – С. 98 (*Автору належить розроблення конструкції приладу для заміру сили опору*).

14. Клендій В.М. Принципи конструювання робочих органів гвинтових конвеєрів / І.Б. Гевко, В.М. Клендій // Матеріали VII наукової конференції, 20-21 листопада 2013 р. : тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2013. – С. 15 (*Автору належить вибір основних параметрів при конструюванні робочих органів гвинтових конвеєрів*).

15. Клендій В.М. Рух матеріальної частинки по похилій площині, всі точки якої в коливальному русі описують кола в горизонтальних площинах / М.Б. Клендій, В.М. Клендій // Матеріали VII наукової конференції, 20-21 листопада 2013 р. : тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2013. – С. 27 (*Автором з'ясовано закономірності відносного руху частинки по шорсткій похилій площині, всі точки якої в коливальному русі описують кола в горизонтальних площинах*).

16. Клендій В.М. Гвинтовий шарнірно-секційний робочий орган / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, Т.Д. Навроцька // Матеріали III наукової конференції механіко-технологічного факультету ТНТУ ім. І. Пулюя, 21 травня 2015 р. : тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2015. – С. 15-16 (*Автором запропоновано нову конструкцію шарнірно-секційного гвинтового робочого органу*).

17. Пат. 72993 Україна, МПК (2006.01) G 01 B 3/20. Універсальний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків / Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І., Гевко І.Б., Бригадир Б.Т., Клендій В.М.; заявник та патентовласник Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Чвартацький Р.І., Гевко І.Б., Бригадир Б.Т., Клендій В.М. – № u 2012 00926; заявл. 30.01.12; опубл. 10.09.12, Бюл. № 17.

18. Пат. 85010 Україна, МПК (2006.01) B 65 G 33/14. Гвинтова секційна спіраль / Комар Р.В., Дзюра В.О., Дячун А.Є., Клендій В.М., Гевко І.Б.; заявник та патентовласник Комар Р.В., Дзюра В.О., Дячун А.Є., Клендій В.М., Гевко І.Б. – № u 2013 04972; заявл. 18.04.13; опубл. 11.11.13, Бюл. № 21.

19. Пат. 85011 Україна, МПК (2006.01) B 65 G 33/14. Секційна гвинтова спіраль / Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Дзюра В.О., Клендій В.М., Гевко І.Б.; заявник та патентовласник Ляшук О.Л., Любачівський Р.О., Дзюра В.О., Клендій В.М., Гевко І.Б. – №u 2013 04973; заявл. 18.04.13; опубл. 11.11.13, Бюл. № 21.

20. Пат. 99245 Україна, МПК (2006.01) B 65 G 33/00. Завантажувач гвинтовий з пересипом / Дячун А.Є., Тарасюк Ю.М., Клендій В.М., Рогатинська Л.Р.; заявник та патентовласник: Дячун А.Є., Тарасюк Ю.М., Клендій В.М., Рогатинська Л.Р. – № u 2014 13365; заявл. 12.12.14; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9.

АНОТАЦІЯ

Клендій В.М. Обґрунтування параметрів гнучких гвинтових конвеєрів з шарнірно-секційним робочим органом. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 - піднімально-транспортні машини. - Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2015.

Дисертаційна робота присвячена теоретичним і експериментальним дослідженням розробленого шарнірно-секційного робочого органу гнучкого гвинтового конвеєра з метою підвищення його експлуатаційних показників.

Для вирішення поставлених задач виведено аналітичні залежності для визначення раціональних конструктивних та енергосилових параметрів шарнірно-секційного робочого органу. Проведено силовий розрахунок та визначено контактні напруження в шарнірно-секційних елементах гнучкого валу, а також визначено динамічні навантаження, які виникають у процесі роботи шнекового транспортера із шарнірно-секційним робочим органом. Здійснено комплекс експериментальних досліджень для визначення основних конструктивно-силових параметрів та експлуатаційних показників розробленої конструкції робочого органу. Запропонована інженерна методика розрахунку та проектування елементів шарнірно-секційного робочого органу. Проведено виробничі випробування розробленого гвинтового транспортера, а також встановлені його техніко-економічні показники.

Ключові слова: транспортування, сипкий матеріал, гнучкий гвинтовий конвеєр, шарнірно-секційний робочий орган, експлуатаційні показники.

АННОТАЦИЯ

Клендий В.Н. Обоснование параметров гибких винтовых конвейеров из шарнирно-секционным рабочим органом. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.05 - подъемно-транспортные машины. – Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2015.

Диссертационная работа посвящена разработке, теоретическим и экспериментальным исследованиям шарнирно-секционного рабочего органа винтового конвейера с целью повышения его эксплуатационных показателей. Для решения поставленных задач проведен анализ существующих конструкций винтовых секционных рабочих органов гибких конвейеров с целью выявления их недостатков. Для решения поставленных задач выведены аналитические зависимости для определения рациональных конструктивных и энергосиловых параметров. Проведен силовой расчет и определены контактные напряжения в шарнирно-секционных элементах гибкого винтового вала, а также исследованы динамические нагрузки, которые возникают в процессе работы шнекового транспортера с шарнирно-секционным рабочим органом.

Разработана конструктивно-технологическая схема шарнирно-секционного рабочего органа гибкого винтового транспортера. Разработан и изготовлен стенд для проведения экспериментальных исследований. Предложены методики проведения экспериментальных исследований по определению зависимости энергетических и

силовых показателей процесса транспортировки сыпучего материала.

Проведен комплекс экспериментальных исследований для определения основных параметров и эксплуатационных показателей разработанной конструкции шарнирно-секционного рабочего органа. Для проведения экспериментов использовалось как стандартизованное оборудование, так и специально разработанное, которое соответствовало условиям исследуемых процессов, с использованием математического метода планирования эксперимента. Получены уравнения регрессии, которые позволяют оценивать влияние отдельных факторов на изменение крутящего момента и производительность при транспортировании сыпучего материала.

Разработана инженерная методика расчета и проектирования шарнирно-секционных элементов рабочего органа. Представлены упрощенные аналитические зависимости и табличные данные для определения рациональных параметров разработанного рабочего органа.

Проведены производственные испытания разработанного винтового транспортера, а также установлены его технико-экономические показатели.

Ключевые слова: транспортирование, сыпучий материал, гибкий винтовой конвейер, шарнирно-секционный рабочий орган, эксплуатационные показатели.

ANNOTATION

V. Klendiy. Substantiation of the parameters of flexible screw conveyers with a hinged sectional working element. – Manuscript.

Thesis for a Candidate Degree in Technical Sciences, specialty 05.05.05 – Materials-Handling Vehicle. – Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2015.

The thesis is concerned with theoretical and experimental investigation of the developed hinged sectional working element of a flexible screw conveyer aimed at improving its operational characteristics.

In order to solve the stated tasks analytical dependences for the determination of rational constructional and energy-power parameters of the hinged sectional working element have been deduced. Power calculation has been performed and bearing pressures in hinged sectional elements of a flexible shaft have been determined, furthermore, dynamic loading stress, which arises in the process of the operation of a screw conveyer with hinged sectional working element has been determined. Battery of studies for the determination of the main constructional and power parameters and operational characteristics of the developed design of a working element has been conducted. Engineering methodology for calculating and designing elements of hinged sectional working element has been proposed. Performance tests of the designed screw conveyer have been conducted and its technical and economic characteristics have been stated.

Key words: transportation, bulk material, flexible screw conveyer, hinged sectional working element, operational characteristics.