

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

**СЛОБОДЯН ЛЮБОМИР МИХАЙЛОВИЧ**

**УДК 621.867.42**

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ  
СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

**Автореферат**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Тернопіль - 2020

Дисертація на правах рукопису.

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

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, доцент  
**Лящук Олег Леонтійович,**  
Тернопільський національний технічний  
університет імені Івана Пулюя,  
завідувач кафедри автомобілів.

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

кандидат технічних наук, доцент  
**Клендій Микола Богданович,**  
Відокремлений підрозділ Національного університету  
біоресурсів і природокористування України  
«Бережанський агротехнічний інститут»,  
доцент кафедри загальноінженерної підготовки

Захист відбудеться «21» лютого 2020 р. о 14:00 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, аудиторія 79.

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

Автореферат розіслано «21» січня 2020 р.

Учений секретар  
спеціалізованої вченої ради

А.Є. Дячун

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Засоби неперервного транспортування сипких матеріалів є основою комплексної механізації завантажувально-розвантажувальних робіт, які підвищують продуктивність праці та ефективність виробничих процесів. Питома вага переміщення вантажів з використанням шнекових механізмів як самостійних засобів, так і у складі сучасних потокових технологічних ліній, сільськогосподарських, дорожніх, будівельних, переробних та інших машин, складає близько 40%.

До засобів неперервного транспортування відносяться жорсткі гвинтові завантажувачі, в яких окрім значних позитивних характеристик головним недоліком виступає обмежена можливість мобільної зміни траси перевантаження вантажів. Відтак конструкції гвинтових завантажувачів потребують подальшого дослідження та удосконалення. Тому на даний час актуальним питанням є вирішення наукового завдання, яке полягає у розробленні, дослідженні та практичній реалізації нових типів гвинтових завантажувачів, що забезпечують підвищену мобільність зміни траси перевантаження сипких матеріалів при стабільній продуктивності та без зростання питомих енерговитрат.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дослідження, які визначають основу дисертаційної роботи, відповідають науковому напрямку досліджень Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та виконані в рамках держбюджетних робіт “Моделювання, синтез і розроблення енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів” (№ державної реєстрації 0117U002240); “Розробка методів прогнозування довговічності та оцінки технічного стану металоконструкцій машин для внесення добрих” (№ державної реєстрації 0118U003480).

**Мета і завдання досліджень.** *Мета роботи* – підвищення продуктивності гвинтових завантажувачів шляхом розроблення нової конструкції та обґрунтування раціональних параметрів гвинтових робочих органів для транспортування сипких матеріалів

Для досягнення мети в роботі поставлені та вирішені такі завдання:

- провести аналіз конструкцій та досліджень гвинтових завантажувачів, на базі чого розробити теоретичні передумови проектування модернізованих гвинтових завантажувачів з підвищеною мобільністю зміни траси перевантаження сипких матеріалів;

- розробити математичну модель згинальних коливань горизонтального шнека завантажувача, вздовж якого рухається однорідний потік сипкого матеріалу;

- розробити математичну модель власних коливань механічної системи «горизонтальний гвинтовий робочий орган – суцільний потік сипкого матеріалу»;

- дослідити резонансні коливання горизонтального гвинтового робочого органу, які є найбільш небезпечними режимами експлуатації гвинтового завантажувача;

- провести дослідження динамічних напружень, що виникають в горизонтальній та крутонахилій вітках гвинтового завантажувача, які зумовлені їх згинальними коливаннями;

- спроектувати і виготовити функціонально здатний зразок гвинтового завантажувача з пересипом та провести необхідний комплекс експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії залежності продуктивності та величини крутного моменту на приводі завантажувача під час транспортування сипких матеріалів від режимів роботи.

**Об'єкт дослідження** – процеси транспортування сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем з пересипом.

**Предмет дослідження** – закономірності взаємозв'язку конструктивно-кінематичних параметрів гвинтового завантажувача з пересипом із функціональним призначенням.

**Методи дослідження.** Теоретичні дослідження проведено з використанням методів механіко-математичного моделювання, інформатики, теоретичної механіки, теорії машин і механізмів, конструювання деталей машин. Апробацію розроблених алгоритмів, програм і методик здійснено методом комп'ютерного моделювання. Результати експериментальних досліджень отримано за допомогою спеціально розробленого оснащення із застосуванням сучасних засобів та методів вимірювань при використанні математичного планування експерименту. Статистичне оброблення експериментальних даних проведено з використанням прикладних програм для ПЕОМ.

**Наукова новизна отриманих результатів:**

- одержало подальший розвиток дослідження кінематики вантажу у гвинтовому завантажувачі з пересипом з отриманням рівняння мінімального осьового зусилля подачі матеріалу, яке дозволяє визначати інтенсивність подачі від кута нахилу крутонахиленої вітки;

- вперше розроблено математичну модель згинальних коливань горизонтального шнека завантажувача з пересипом, вздовж якого рухається однорідний потік сипкого матеріалу, та отримано диференціальне рівняння, яке описує згинальні коливання горизонтального шнека завантажувача;

- отримали подальший розвиток аналітичні дослідження із визначення впливу нелінійних та періодичних сил, а також руху сипкого матеріалу на динамічний процес гвинтового завантажувача;

- вперше визначено найбільш небезпечні (резонансні) режими експлуатації гвинтового завантажувача із урахуванням швидкості поздовжнього руху сипкого матеріалу.

**Практичне значення отриманих результатів.** Розроблено та проведено випробовування нового гвинтового завантажувача з пересипом із встановленням його конструктивно-технологічних параметрів. Результати порівняльної оцінки модернізованого завантажувача із базовим підтвердили ефективність його застосування при транспортуванні сипких матеріалів. Отримано емпіричну залежність для визначення мінімального осьового зусилля подачі матеріалу, яке дозволяє визначати інтенсивність подачі від кута нахилу крутонахиленої вітки. Розроблено методичку та рекомендації виробництву для вибору раціональних параметрів гвинтового завантажувача.

Технічна новизна розробок захищена 4 патентами України на корисні моделі, які знайшли використання у конструкціях конвеєрів ПРАТ «Закупнянське хлібоприймальне підприємство» і в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю «Агроінженерія» для викладання дисципліни «Сільськогосподарські машини» в Борщівському агротехнічному коледжі.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати роботи отримано автором самостійно. У працях опублікованих у співавторстві [1-5] автором отримано диференціальні рівняння, які описують згинальні коливання горизонтального шнека завантажувача. Теоретично обґрунтовано гвинтовий завантажувач з переміщенням сипких матеріалів по двох трасах. Отримано залежності кутової швидкості обертання від фізико-механічних і геометричних параметрів системи віток завантажувача. В працях [6-12] здобувачем виведені аналітичні залежності для розрахунку резонансних коливань горизонтального робочого органу гвинтового завантажувача. Отримано рівняння коливань вертикальної вітки завантажувача із урахуванням руху вздовж нього зернової суміші. Обґрунтовано параметри завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів. Здобувачем також запропоновано елементи конструкцій машин та механізму приводу. В працях [13-18] внесок здобувача полягає в постановці та обробленні результатів експериментальних досліджень. За матеріалами досліджень у співавторстві отримано 4 патенти на корисні моделі [19-22].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення виконаних досліджень доповідалися та обговорювалися на наукових конференціях та науково-технічних семінарах: Міжнародній науково-технічній конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), (22-24 травня, Тернопіль, 2018 р.); Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», (28-29 листопада, Тернопіль, 2018 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції, присвяченій пам'яті заслуженого винахідника України академіка АН вищої школи України, доктора технічних наук, професора Нагорняка Степана Григоровича. (11–12 травня, Тернопіль, 2017 р.). Робота доповідалась на розширеному засіданні науково-технічного семінару в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя й отримано позитивний відгук.

**Публікації.** За результатами досліджень опубліковано 22 наукових праці, з них 11 статей – у фахових виданнях, 2 статті – у закордонних виданнях, що індексуються у наукометричних базах Scopus та Web of Science, 4 патенти України на корисні моделі, 5 тез наукових конференцій.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, загальних висновків і додатків. Роботу викладено на 142 сторінках, вона містить 45 рисунків, 11 таблиць, а також додатки на 36 сторінках. Список літератури включає 141 найменування. Загальний обсяг дисертації становить 187 сторінок.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** представлено загальну характеристику роботи, обґрунтовано актуальність теми дисертації та доцільність проведення досліджень. Окреслено задачі й мету роботи, викладено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів. Наведено дані про апробацію результатів роботи, структуру та обсяг роботи.

**У першому розділі** проведено аналіз теоретичних і експериментальних досліджень, пов'язаних із проектуванням гвинтових завантажувачів з різними функціональними можливостями. Проаналізовано їх технічні характеристики і особливості застосування, встановлено переваги і недоліки окремих конструкцій. Констатовано, що значний внесок у формуванні наукових основ теорії проектування гвинтових механізмів та методів визначення їх конструктивних, кінематичних, динамічних, функціональних, експлуатаційних та інших параметрів і характеристик внесли вчені В.В. Адамчук, А.П. Александров, М.І. Акімов, П.М. Василенко, В.В. Васильків, Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко, І.Б. Гевко, Х. Герман, А.М. Григор'єв, В.Ф. Дідух, Р.Л. Зенков, В.Г. Іванов, Ф.К. Іванченко, В.С. Ловейкін, Д. Мак-Келві, Ю.А. Пертен, М.І. Пилипець, Р.М. Рогатинський, А.О. Співаковський, В.Д. Ткач, Г. Шенкель, А. Таурін, Е. Wahl та інші.

Аналіз літературних джерел дозволив визначити основні напрямки вирішення актуальної науково-технічної задачі, пов'язаної із розширенням технологічних можливостей гвинтових завантажувачів та підвищенням мобільності зміни траси перевантаження сипких матеріалів залежно від властивостей матеріалів і особливостей їх завантаження й транспортування.

**У другому розділі** проведено теоретичне обґрунтування процесу завантаження гвинтового конвеєра. Констатовано, що для забезпечення стабільної роботи гвинтового завантажувача з пересипом однією з головних умов є використання крутонахилених робочих органів із високою частотою обертання, що забезпечує вищу продуктивність процесу і запобігання забиванню горизонтальної вітки завантажувача.

Визначено мінімальне зусилля подачі матеріалу в зону завантаження крутонахиленої вітки конвеєра, а також раціональне розміщення горизонтальної вітки конвеєра. Для цього розроблено розрахункову схему, представлену на рис. 1.

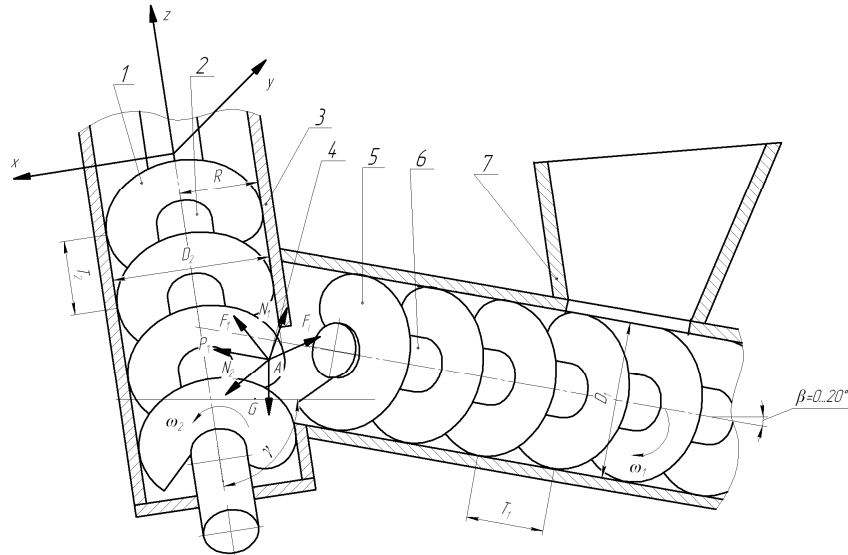


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення мінімального зусилля подачі матеріалу в зону завантаження крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача: 1 - гвинтовий робочий орган крутонахиленої вітки; 2 – вал крутонахиленої вітки; 3 – кожух; 4 – виділений об’єм матеріалу; 5 - гвинтовий робочий орган горизонтальної вітки; 6 – вал горизонтальної вітки; 7 – бункер

Співвідношення силових параметрів під час переміщення виділеного об’єму матеріалу знайдено на основі рівняння рівноваги проєкцій всіх сил, що прикладені до матеріалу у декартовій системі координат  $xuz$ :

$$\frac{(-m_1 g \sin \gamma + P_1 \cos(\gamma - \beta)(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha)}{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha} + P_1 \sin(\gamma - \beta) + m_1 g \cos \gamma - m_1 R \omega_2^2 = 0;$$

$$(-m_1 g \sin \gamma + P_1 \cos(\gamma - \beta) \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + P_1 \sin(\gamma - \beta) + m_1 g \cos \gamma - m_1 R \omega_2^2 = 0; \quad (1)$$

$$-m_1 g \sin \gamma \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + P_1(\cos(\gamma - \beta) \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \sin(\gamma - \beta)) + m_1 g \cos \gamma - m_1 R \omega_2^2 = 0.$$

Силу подачі матеріалу в зону завантаження крутонахиленої вітки гвинтового конвеєра представлено залежністю:

$$P_1 = \frac{m_1 g (\sin \gamma \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) - \cos \gamma) + m_1 R \omega_2^2}{\cos(\gamma - \beta) \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \sin(\gamma - \beta)}, \quad (2)$$

де  $m_1$  – маса виділеного об’єму матеріалу;  $\gamma$  – кут нахилу осі крутонахилоного шнека до горизонталі, град;  $g$  - прискорення вільного падіння;  $\alpha$  – кут підйому гвинтової лінії шнека;  $R$  - зовнішній радіус крутонахилоного шнека;  $\omega_2$  - кутова швидкість шнека крутонахилоної вітки;  $\varphi$  - кут тертя між матеріалом і поверхнею шнека,  $\varphi = \operatorname{arctg} f_1$ ;  $\beta$  - кут нахилу, осі горизонтальної вітки завантажувача;  $f_1$  - коефіцієнт тертя між матеріалом та поверхнею шнека.

В процесі дослідження технологічного процесу завантаження гвинтового конвеєра отримано аналітичну залежність визначення величини осьової сили горизонтальної вітки:

$$P_0 = \frac{m_1 g (\sin \gamma \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) - \cos \gamma) + m_1 R \omega_2^2}{\cos(\gamma - \beta) \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \sin(\gamma - \beta)} + m_1 g (\sin \beta + f_2 \cos \beta). \quad (3)$$

На основі формули (3) побудовано графічні залежності мінімального осьового зусилля подачі матеріалу від кута нахилу крутонахиленої вітки завантажувача (рис. 2) та від кута нахилу горизонтальної вітки завантажувача (рис. 3) із кроком витків шнека  $T$ .

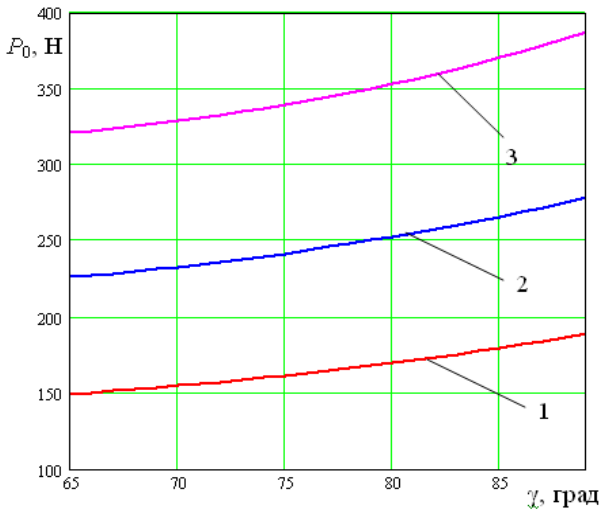


Рис. 2. Графічні залежності мінімального осьового зусилля подачі матеріалу від кута нахилу крутонахиленої вітки завантажувача при  $R=0,05\text{м}$ ;  $T=0,2\text{м}$ ;  $\beta=0\text{град}$ : 1 –  $\omega_2=20\text{c}^{-1}$ ; 2 –  $\omega_2=25\text{c}^{-1}$ ; 3 –  $\omega_2=30\text{c}^{-1}$

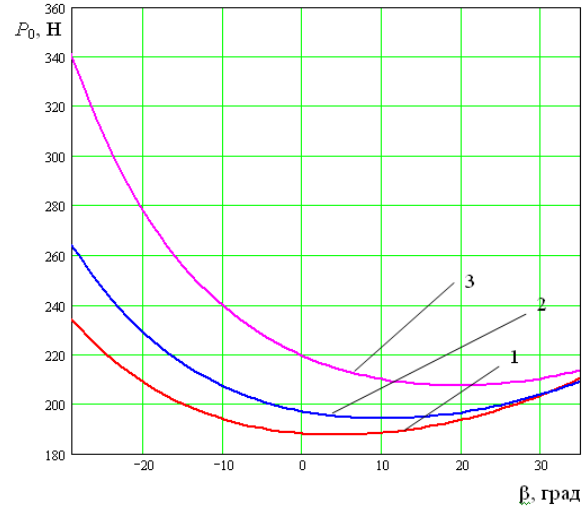


Рис. 3. Графічні залежності мінімального осьового зусилля подачі матеріалу від кута нахилу горизонтальної вітки завантажувача при  $R=0,06\text{м}$ ;  $T=0,15\text{м}$ ;  $\omega_2=25\text{c}^{-1}$ : 1 –  $\gamma=75\text{град}$ ; 2 –  $\gamma=80\text{град}$ ; 3 –  $\gamma=90\text{град}$

Із графічних залежностей (рис. 2 та рис. 3) випливає, що осьове зусилля подачі матеріалу зростає із збільшенням кута нахилу крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача, а для його зменшення на 5-7% горизонтальний гвинтовий робочий орган необхідно розміщувати із додатнім кутом  $\beta$  (в межах  $3-20^0$  градусів) нахилу до горизонталі. Причому чим більший кут нахилу крутонахиленої вітки завантажувача, тим більшим повинен бути кут нахилу горизонтальної вітки конвеєра.

Для ефективної роботи гвинтового завантажувача необхідно, щоб виконувалась наступна умова:  $Q_1 = Q_2$ , де  $Q_1$  – продуктивність горизонтальної вітки, яка працює у тихохідному режимі;  $Q_2$  – продуктивність крутонахиленої вітки, що працює у швидкохідному режимі.

Осьова швидкість переміщення вантажу крутонахиленої вітки конвеєра визначається залежністю  $v_{\text{ос}} = \omega_2 T_2 / 2\pi(1 - T_2(T_2 + f_1 \pi D_2) / (\pi^2 D_2^2 + T_2^2))$ , де  $T_1$  – крок витків шнека горизонтальної вітки;  $D_1, D_2$  – відповідно зовнішні діаметри шнеків горизонтальної та крутонахиленої віток;  $T_2$  – крок витків шнека крутонахиленої вітки завантажувача.

Необхідна частота обертання шнека горизонтальної вітки завантажувача при відомих конструктивних параметрах визначається залежністю  $\omega_1 = D_2^2 \varphi_2 \omega_2 T_2 \cdot (1 - T_2(T_2 + f_1 \pi D_2) / (\pi^2 D_2^2 + T_2^2)) / \varphi_1 T_1 D_1^2$ , де  $\varphi_1, \varphi_2$  – коефіцієнти завантаження горизонтальної та вертикальної віток гвинтового завантажувача.



Встановлено, що для стабільної роботи завантажувача параметри вивантажувального шнека із горизонтальним мають бути зв'язані залежністю  $\omega_2 D_2^2 \geq K_z \omega_1 D_1^2$ , де  $K_z$  - параметр перевантаження, що залежить від вантажу та конструктивного виконання камери завантаження. Якщо частота обертання шнека горизонтальної вітки виходить за межі тихохідного режиму, то необхідно збільшувати зовнішній діаметр робочого органа крутонахиленої вітки завантажувача.

Представлено математичну модель згинальних коливань горизонтального робочого органа завантажувача, вздовж якого рухається однорідний потік сипкого матеріалу з урахуванням: а) кутової швидкості обертання гвинтових робочих органів; б) руху сипкого матеріалу відносно робочого органа.

Для отримання диференціального рівняння, яке описує згинальні коливання горизонтального робочого органа завантажувача, вздовж котрого рухається однорідний потік сипкого матеріалу, прийнято, що площа його поперечного перерізу, маса одиниці довжини, жорсткість гвинтового робочого органа (разом із циліндричним кожухом) є повільно змінними величинами вздовж довжини; пружні властивості гвинтового робочого органа разом із кожухом є близькими лінійному закону пружності; у процесі коливань робочого органа сила опору пропорційна швидкості його руху у степені  $s$ ; потік сипкого матеріалу рухається зі сталою швидкістю відносно шнека, а сипкий матеріал не впливає на жорсткість шнека; нормальні перерізи гвинтового шнека залишаються перпендикулярними до його нейтральної осі (депланация поперечного перерізу відсутня); відхилення окремих частин шнека відбуваються у напрямку перпендикулярному його нейтральній лінії, тобто поздовжніми переміщеннями знехтувано (відхилення точок осі пружного тіла довільного нормального перерізу відбуваються у горизонтальній площині).

Вказані припущення дозволяють однозначно визначити положення горизонтальної вітки завантажувача функцією, яка описує горизонтальне зміщення нейтральної осі гвинтового робочого органу. Очевидно, що вказана функція залежить від двох змінних – лінійної координати  $x$  та часу  $t$ . Лінійну координату  $x$  відраховано від точки завантаження сипкого матеріалу у горизонтальний циліндричний кожух і вісь  $Ox$  напрямлена вздовж недеформованої осі гвинта. Позначено:  $y(x, t)$  - відхилення у горизонтальному напрямку точки нейтральної осі робочого органа з координатою  $x$  в довільний момент часу (рис. 4.а). Сили, які діють на умовно виділений елемент деформованого гвинтового робочого органа, вказані на рис. 4.б.

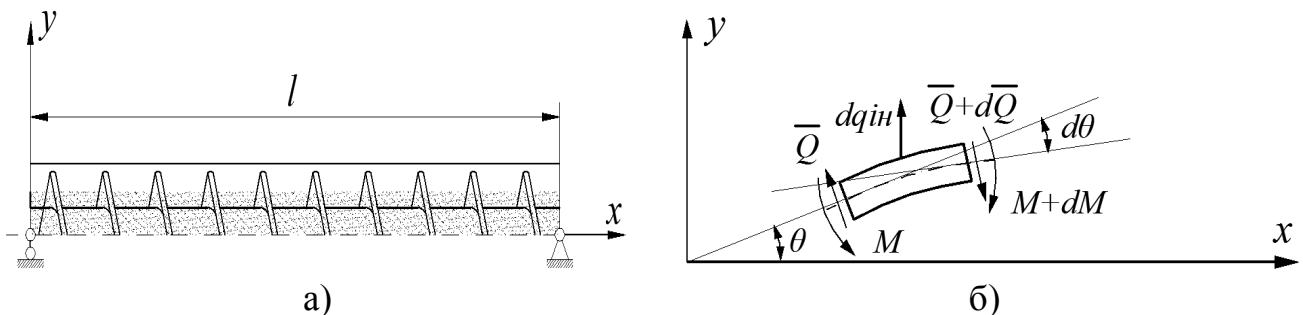


Рис. 4. Фізична модель а) та розподіл сил б), які діють на елемент горизонтального робочого органу під час переміщення сипкого матеріалу

Якщо вважати, що  $\rho$  - маса одиниці довжини горизонтального шнека;  $m$  - маса одиниці довжини суцільного потоку сипкого матеріалу, який переміщується відносно робочого органу із сталою швидкістю  $V$ ;  $E(x)$  та  $I(x)$  - відповідно модуль пружності матеріалу робочого органу та момент інерції поперечного перерізу відносно нейтральної осі;  $M$  та  $M + \partial M / \partial x dx$  - згинальні моменти на початку та у кінці умовно виділеного елемента;  $Q$  та  $Q + \partial Q / \partial x dx$  - перерізувачі зусилля у вказаних вище місцях умовно виділеного елемента;  $\theta$  та  $\theta + d\theta$  - кути, які утворює дотична до нейтральної лінії із віссю  $OX$  на початку та вкінці виділеного елемента;  $dq = q(x, t) dx$  - складова рівнодійної зовнішніх сил у площині  $OXY$  (площина коливань), які діють на умовно виділений елемент шнека, а  $q(x, t)$  - їх інтенсивність;  $\partial^2 y / \partial t^2$  - проекція прискорення центру виділеного елемента на вісь  $OY$ ;  $d^2 y / dt^2$  - проекція на цю ж вісь абсолютного прискорення елемента сипкого матеріалу, який співпадає у даний момент часу із розглядуваним елементом шнека. Для випадку малих згинальних коливань горизонтальної частини шнека ( $\sin \theta = \partial y / \partial x$ ,  $\sin(\theta + d\theta) = \partial y / \partial x + \partial^2 y / \partial x^2 dx$ ) рівняння “динамічної рівноваги” набуло вигляду:

$$Q \cos \theta - (Q + dQ) \cos(\theta + d\theta) + dq_{\text{ин}} + q(x, t) dx = 0 \quad (4)$$

Використовуючи зв'язок перерізувачого зусилля та згинального моменту із рівняння (4) отримано:

$$\begin{aligned} m \frac{d^2 y(x, t)}{dt^2} + \rho \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} + (m + \rho) \omega_1^2 y + \delta \left( \frac{\partial y(x, t)}{\partial t} \right)^s = \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( E(x) I(x) \left( \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} + \mu \left( \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \right)^3 \right) \right) \right] = f(x, y, \theta) \end{aligned} \quad (5)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт який характеризує відхилення його пружних властивостей від лінійного закону і  $\mu \ll 1$ .

Доданок  $\delta (\partial y(x, t) / \partial t)^s$  у рівнянні (5) описує зовнішню силу опору, яка, є пропорційною швидкості переміщення у степені  $s$ , а  $\delta$  - коефіцієнт пропорційності у вказаній силі під час коливань робочого органу завантажувача. Щодо функції  $f(x, y, \theta)$ , то вона є нелінійна та періодична за  $\theta$ .

Якщо врахувати переміщення зернової суміші відносно гвинтового робочого органу, то  $m \frac{d^2 y(x, t)}{dt^2} = m \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} + m \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} (V)^2 + 2m \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t \partial x} V$ .

У сукупності наведене дозволило математичну модель динаміки системи робочий гвинтовий орган-зернова суміш представити у вигляді:

$$\begin{aligned} (m + \rho) \left( \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} - \omega_1^2 y(x, t) \right) + 2mV \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t \partial x} + mV^2 \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} + \delta \left( \frac{\partial y(x, t)}{\partial t} \right)^s + \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( EI(x) \left( \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} + \mu \left( \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \right)^3 \right) \right) \right] = f(x, y, \theta). \end{aligned} \quad (6)$$

$$y(x, t)|_{x=0} = 0, \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}(x, t)|_{x=l} = 0, \quad (7)$$

де  $V$  - швидкості переміщення сипкого матеріалу.

Із отриманих вище результатів випливає, що дослідити вплив всієї множини параметрів, які описують динаміку досліджуваної системи, можна тільки на базі аналітичного розв'язку початкових умов (6) і (7). Запропоновано модель динамічного процесу системи «пружне тіло – суцільний потік сипкого матеріалу», яку за обмеженої швидкості руху можна представити у вигляді:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \alpha^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - \omega_1^2 y = -\mu F\left(y, \theta, \frac{\partial y}{\partial t}, \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 y}{\partial x^3}, \frac{\partial^4 y}{\partial x^4}\right), \quad (8)$$

де  $\alpha^2 = \frac{EI}{m+\rho}$ ,  $F\left(y, \theta, \dots, \frac{\partial^4 y}{\partial x^4}\right)$  – аналітична  $2\pi$  - періодична за аргументом  $\theta$  функція:

$$\mu F\left(y, \theta, \dots, \frac{\partial^4 y}{\partial x^4}\right) = -\eta \frac{EI}{m+\rho} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}\right)^2 + \frac{1}{m+\rho} f(x, y, \theta) - \frac{1}{m+\rho} (mV^2 \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2})^2 + 2m \frac{\partial u}{\partial x \partial t} V + \delta \left(\frac{\partial y(x, t)}{\partial t}\right)^5.$$

де  $\eta$  - коефіцієнт затухання.

Динамічний процес для вказаної системи можна трактувати як накладання двох хвиль однакових довжини із змінними в часі амплітудами та частотами, тобто перше наближення асимптотичного розв'язку крайової задачі (8), (7) можна представити у вигляді:

$$y(x, t) = a(t)(\cos(kx + \psi(t)) - \cos(kx - \psi(t))) + \mu y_1(a, x, \psi, \theta), \psi = \Omega t + \mu \tilde{\psi}(t). \quad (9)$$

Параметри  $a(t)$  і  $\psi(t)$  у залежності (9) є не чим іншим як амплітудою та фазою прямої чи зворотної хвилі, а закони їх зміни, як і  $2\pi$  - періодичної за  $\psi, \theta$  функції  $y_1(a, x, \psi, \theta)$ , визначається виглядом правої частини рівняння (8). Що стосується хвильового числа  $\kappa$ , то воно зв'язане із частотою  $\Omega$  незбуреного динамічного процесу дисперсійним співвідношенням  $\Omega^2 - \alpha^2 \kappa^4 + \omega_1^2 = 0$ . Дисперсійне співвідношення, а також крайові умови дозволяють визначити множину значень хвильового числа  $\kappa_k = k\pi/l, k=1, 2, \dots$ , а від так – частоту власних коливань горизонтальної вітки шнекового завантажувача.

$$\Omega_k = \sqrt{\frac{EI}{m+\rho} \left(\frac{k\pi}{l}\right)^4 - \omega_1^2}, \quad (10)$$

де  $l$  - довжина шнека.

Встановлено, що динамічний процес незбуреного рух розглядуваної вітки конвеєра описується залежністю:

$$y(x, t) = a \left[ \cos\left(\frac{\pi}{l}x + \sqrt{\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{EI}{m+\rho} - \omega_1^2} t + \psi_0\right) - \cos\left(\frac{\pi}{l}x + \sqrt{\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{EI}{m+\rho} - \omega_1^2} t + \psi_0\right) \right], \quad (11)$$

де  $a, \psi_0$  - відповідно амплітуда та початкова фаза незбуреного руху (сталі, які визначаються початковим станом системи).

На рис. 5 представлено залежність частоти  $\Omega_k$  власних коливань горизонтального робочого органу завантажувача від кутової швидкості

обертання робочого органу завантажувача за різних значень погонної маси зернової суміші (модуль пружності матеріалу -  $E=2,0610^{11} \text{H}/\text{M}^2$ ,  $l=6 \div 10 \text{M}$ ,  $m=0 \div 40 \text{кг}/\text{M}$ ,  $\rho=30 \text{кг}/\text{M}$ )

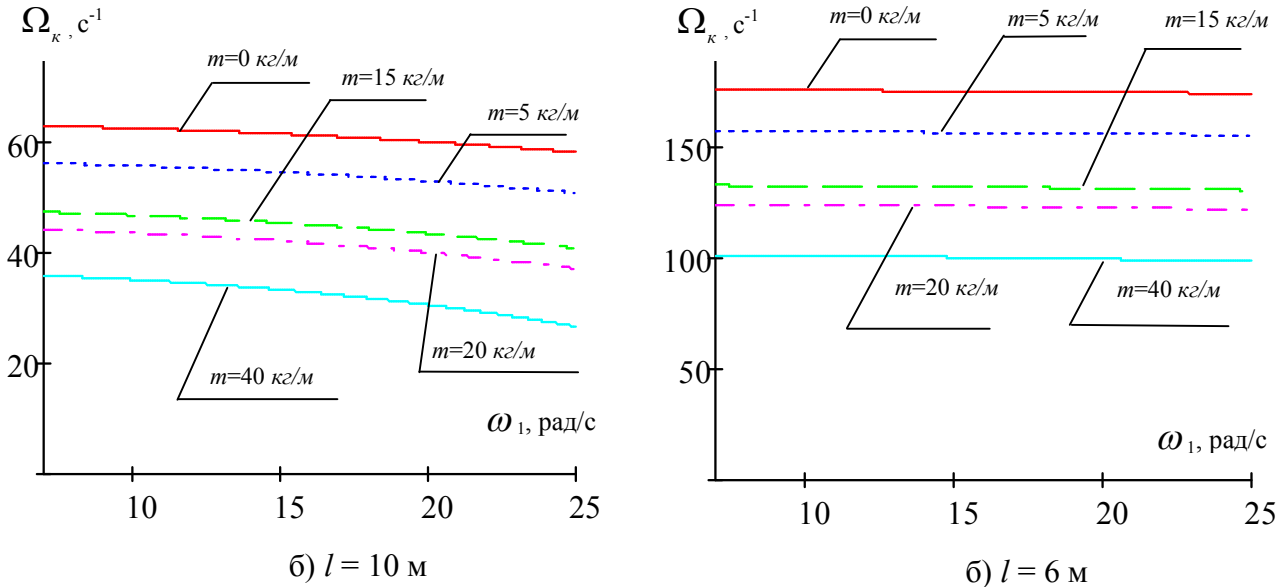


Рис. 5. Залежність власної частоти від довжини робочого органу та від кутової швидкості його обертання

Що стосується збуреного руху, в першу чергу враховували той чинник, що шнек може піддаватися дії зовнішнього періодичного збурення із частотою  $\nu$ . Отож для нього можливі нерезонансні ( $p\nu \neq q\Omega_k$ ) та небезпечні резонанси коливання ( $p\nu \approx q\Omega_k$ , де  $p$  та  $q$  - взаємно прості числа). Встановлено, що у випадку, коли матеріал пружного тіла задовольняє нелінійному технічному закону пружності, а сила опору рухові пропорційна швидкості у степені  $s$ , амплітудно-частотна характеристика нерезонансних коливань системи пружне тіло-рухомий потік зернової суміші змінюється відповідно до співвідношень

$$\frac{da(t)}{dt} = -\frac{\delta}{m + \rho} (\Omega)^{s-1} (a(t))^s, \quad (12)$$

$$\frac{d\psi(t)}{dt} = \Omega - \frac{3\mu}{32\Omega} \left( \frac{\pi}{l} a(t) \right)^2 - \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 \frac{m}{m + \rho} \frac{\nu^2}{8\Omega},$$

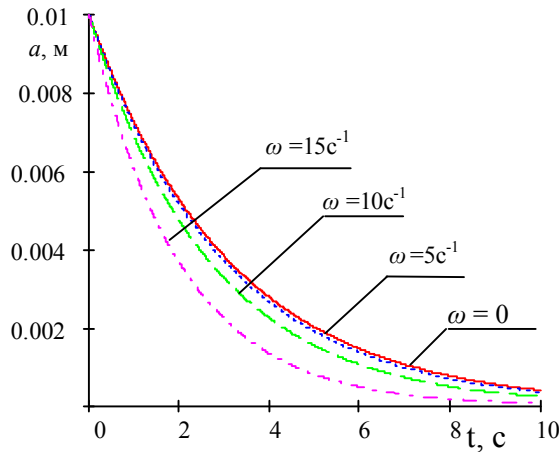
де  $\mu$  - характеризує відхилення його пружних властивостей від лінійного закону  $\mu \ll 1$ . Для випадку ж головного резонансу ( $p=q=1$ ), основні параметри коливань системи за гармонічного періодичного збурення амплітуди  $H$  залежать від різниці фаз власних і вимушених коливань  $\phi$  та описуються залежностями

$$\frac{da}{dt} = -\frac{\delta}{m + \rho} (\Omega)^{s-1} a^s - \frac{2\mu H}{\pi(\Omega + \nu(t))} \cos \phi, \quad (13)$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \Omega - \nu - \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 \frac{m\nu^2}{8\Omega(m + \rho)} + \mu \left( \frac{2H}{\pi(\Omega + \nu(t))a} \sin \phi - \frac{3}{32} \frac{\pi^2 a^2}{l^2 \omega_1} \right).$$

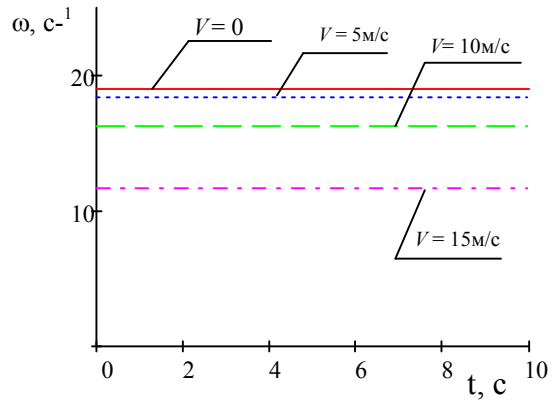
На рис. 6 представлено залежності зміни в часі амплітуди та частоти нелінійних коливань горизонтального робочого органу завантажувача за різних

геометричних його розмірів, кутової швидкості обертання шнека, погонної маси сипкого матеріалу та швидкості її транспортування.

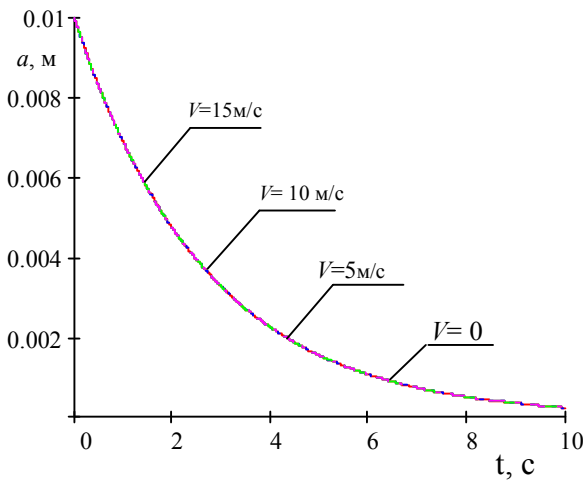


$\rho = 10 \text{ кг/м}; m = 30 \text{ кг/м}; I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2; E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2; l = 10 \text{ м};$

а)

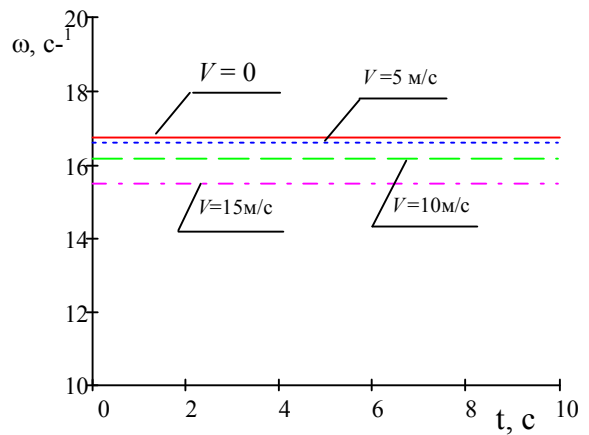


б)

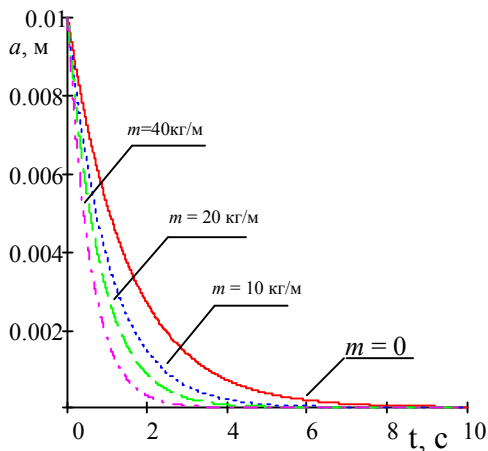


$\rho = 10 \text{ кг/м}; m = 30 \text{ кг/м}; I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2; E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2; \omega = 10 \text{ с}^{-1}$

в)

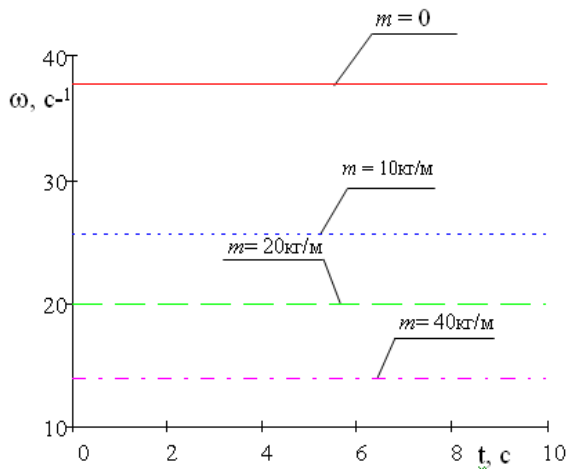


г)



$\rho = 10 \text{ кг/м}; V = 10 \text{ м/с}; I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2; E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2; \omega = 10 \text{ с}^{-1}$

д)



ж)

Рис. 6. Залежність зміни в часі амплітуди та частоти згинальних коливань горизонтальної вітки завантажувача за різних значень параметрів

Отримані графічні результати показують, що для більших значень кутових швидкостей обертання шнека завантажувача та для більших значень погонної маси сипкого матеріалу власна частота коливань вітки із сипким матеріалом є меншою, в той же час швидкість затухання амплітуди є більшою; для більших швидкостей переміщення сипкого матеріалу власна частота коливань є дещо меншою; вплив зміни амплітуди в часі на зміну власної частоти коливань шнека завантажувача із сипким матеріалом є незначним.

Залежності (9), (12), (13) одночасно служать для оцінки найбільшого резонансного напруження ( $\sigma_{\max}$ ) шнека завантажувача (пустотілого циліндра)

$$\sigma_{\max} = \frac{32REI}{\pi(D^3 - d^3)} ak^2, \quad (14)$$

де  $k$  - хвильове число;  $D$  та  $d$  - відповідно зовнішній та внутрішній діаметри шнека. Із залежності (14) отримано значення “коефіцієнту затухання”  $\eta$  шнека крутонахиленої вітки завантажувача за даної кутової швидкості його обертання:

$$\eta = \frac{\sigma_{\max|V=V_1}}{\sigma_{\max|V=V_2}} = \frac{a_{\text{рез}|V=V_1}}{a_{\text{рез}|V=V_2}}. \quad (15)$$

На рисунку 7 наведено графічні залежності коефіцієнту затухання поперечних коливань шнека, зумовленого рухом сипкого матеріалу.

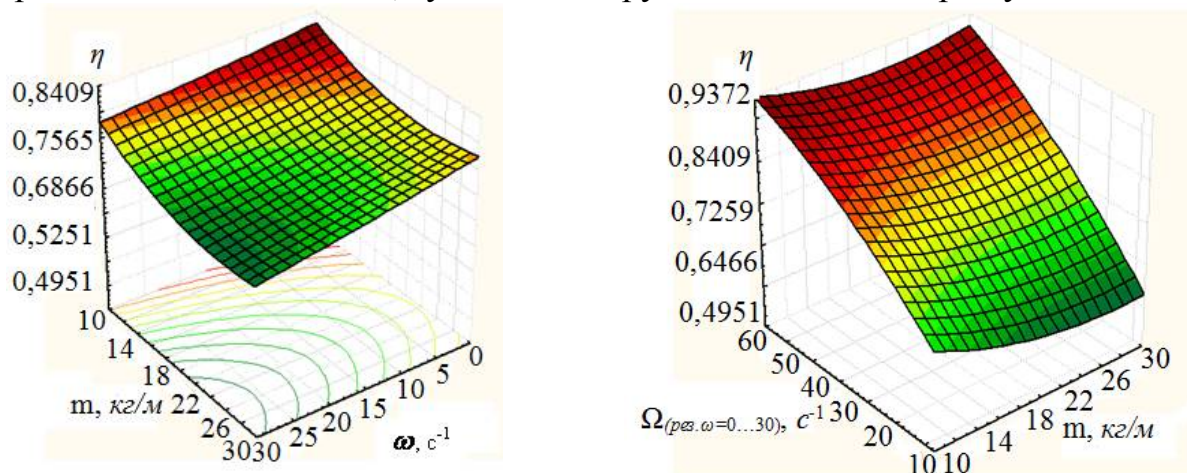


Рис. 7. Графічні залежності коефіцієнту затухання поперечних коливань робочого органу зумовленого рухом сипкого матеріалу

Аналізуючи динамічні напруження, що виникають в горизонтальній вітці гвинтового завантажувача, які зумовлені їх згинальними коливаннями, можна зробити висновок, що резонансні динамічні напруження за значних кутових швидкостей обертання шнека у декілька разів перевищують резонансні напруження, що виникають у ньому без урахування обертального руху. Вказану особливість слід враховувати як під час проектування завантажувача (при виборі коефіцієнту запасу міцності), так і під час його експлуатації.

У третьому розділі розроблено програму та методику проведення експериментальних досліджень, представлено конструкцію гвинтового завантажувача з пересипом для проведення експериментів. Програма

експериментальних досліджень передбачала етапи розроблення та виготовлення гвинтового завантажувача, конструкція якого забезпечує можливість зміни основних робочих параметрів; проведення лабораторних досліджень для визначення залежностей продуктивності і крутного моменту від зміни частоти обертання робочого органа ( $n$ , об/хв.), кута нахилу вивантажувальної вітки ( $\alpha_1$ , град.), кроку шнека ( $T_2$ , м), приросту кроку шнека ( $\Delta T_2$ , м) та довжини транспортування ( $H_1$ , м) при транспортуванні гороху, ячменю та технічної солі, тобто  $Q = f(n, \alpha_1, T_2)$ ,  $T = f(n, \alpha_1, H_1)$ ,  $Q_T = f(\Delta T_2, \alpha_1, n)$ .

Для отримання емпіричних рівнянь регресії, що характеризують зміну продуктивності роботи  $Q$  та крутного моменту  $T$  залежно від параметрів процесу, реалізували планований трифакторний експеримент типу ПФЕ  $3^3$ . Продуктивність гвинтового завантажувача визначалась безпосереднім зважуванням вантажу, переміщеного за одиницю часу. Для керування гвинтовим завантажувачем використовували стандартне ліцензоване програмне забезпечення Power Suite V2.3.0, призначене для регулювання керуючого пристрою Altivar 71 та узгодження його перетворювачів частоти, зчитування даних з керуючого пристрою, виведення їх на монітор комп'ютера у вигляді числових значень або графічних побудов.

Для проведення експериментальних досліджень гвинтового завантажувача з пересипом використовувався стенд, конструктивну схему якого зображено на рис. 8, а загальний вигляд на рис. 9. Стенд виконано у вигляді рами 1, горизонтального жолоба 2 з центральним валом 3, на якому закріплено гвинтову спіраль, і мобільного жолоба 4 з гвинтовим робочим органом 5. Горизонтальний жолоб 2 жорстко закріплено на підставці 6 на рамі 1. Внизу мобільного жолоба 4 виконано перпендикулярно до його осі поворотний патрубок 7, який забезпечує провертання мобільного жолоба 4. На вході горизонтального жолоба 2 встановлено бункер 8, в який засипано сипкий матеріал 9. Стенд оснащено приводом 10, з якого через конічний редуктор 13 здійснюється подача обертового руху на центральний вал 3 і мобільний гвинтовий робочий орган 5 через пасові передачі 11 і 12.

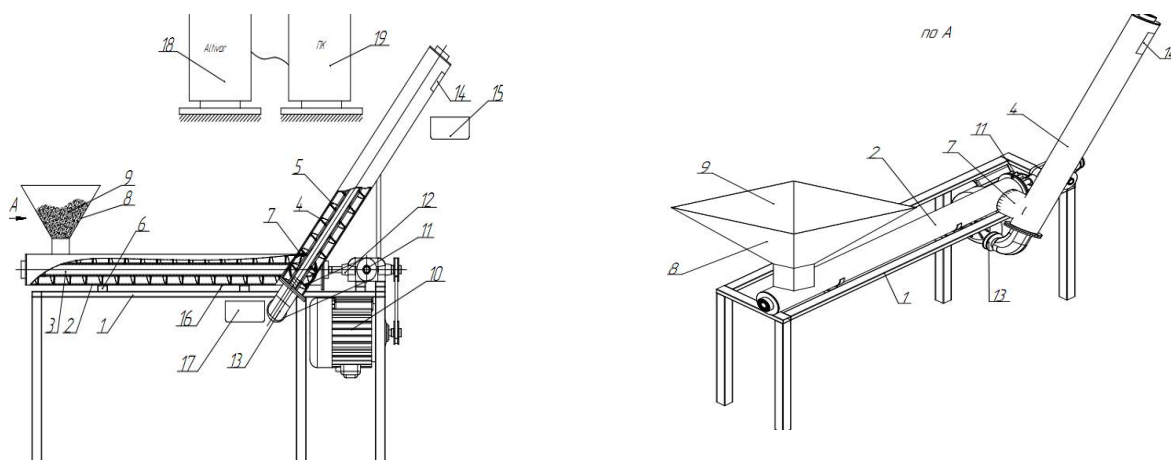


Рис. 8. Конструктивна схема стенда для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на мобільну вітку





Рис. 9. Загальний вигляд  
стенда гвинтового  
завантажувача

Для забезпечення безперерйного транспортування без забивання патрубків в установці забезпечено вищу швидкість обертання гвинтового робочого органу 5. У верхній частині мобільного жолоба 4 виконано вивантажувальне вікно 14, з якого транспортований матеріал зсипався у ємкість 15. У нижній частині горизонтального жолоба 2 поблизу місця перевантаження до мобільного жолоба 4 виконано вихідне вікно 16 з шиберам для заміру продуктивності горизонтальної секції. Під вихідним вікном встановлено ємність 17 для збору сипкого матеріалу, який переміщає горизонтальна секція. Електродвигун стенду керується частотним перетворювачем 18 з персонального комп'ютера 19.

У четвертому розділі наведено результати експериментальних досліджень з використанням повнофакторного експерименту. Отримано регресійні залежності (16-17) для визначення зміни продуктивності та крутного моменту залежно від

частоти обертання робочого органу,  $n$  ( $348 \leq n \leq 696$  об/хв.), кута нахилу вивантажувальної магістралі,  $\alpha_1$  ( $15 \leq \alpha_1 \leq 45$  град) та кроку шнека,  $T_2$  ( $0,09 \leq T_2 \leq 0,14$  м) для транспортування сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем.

$$Q_{(n,\alpha_1,T_2)} = 1,224 + 0,0061n - 0,106\alpha_1 + 1,591T_2 + 0,00071\alpha_1^2 - 0,0723T_2^2. \quad (16)$$

Після перевірки адекватності апроксимуючої моделі й оцінювання значущості коефіцієнтів рівняння регресії згідно з критеріями Фішера та Ст'юдента отримано рівняння регресії у вигляді функції  $Q = f_{(x_1,x_2,x_3)}(n,\alpha_1,T_2)$ ,  $T = f_{(x_1,x_2,x_3)}(n,\alpha_1,H_1)$ , яка описує характер зміни продуктивності та крутного моменту робочого органу (рис. 10-11).

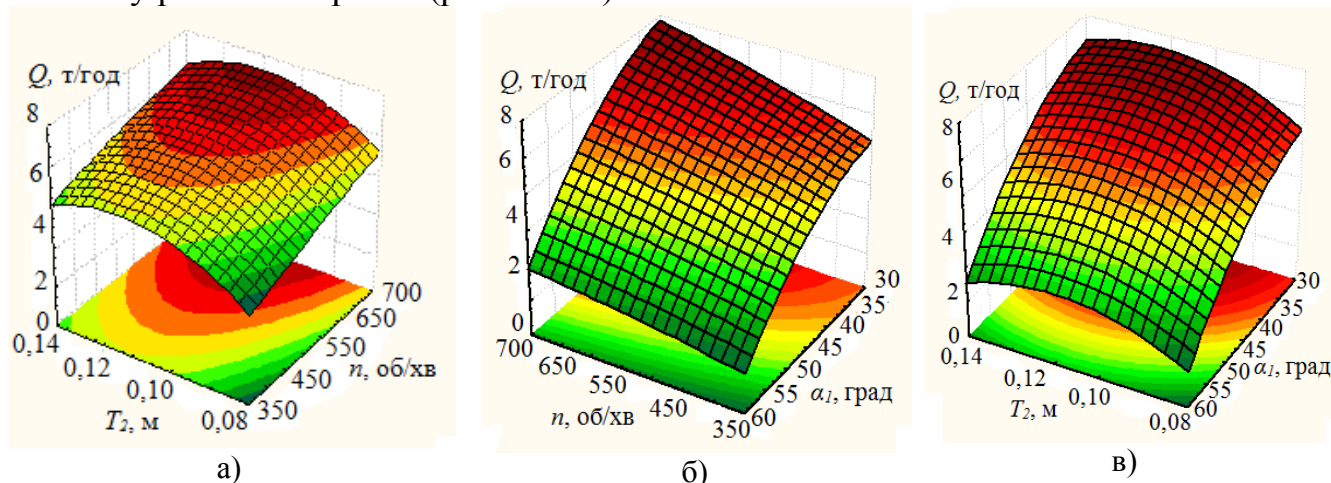


Рис. 10. Поверхні відгуку залежностей: а)  $Q = f(n, T_2)$ ; б)  $Q = f(n, \alpha_1)$ ; в)  $Q = f(T_2, \alpha_1)$

З рис. 10 видно, що із збільшенням частоти обертання продуктивність зростає. Найбільша продуктивність становить 7,86 т/год. Мінімальне значення продуктивності при транспортуванні ячменю складає 1,73 т/год. при мінімальній



частоті обертання шнека і максимальному куті нахилу гвинтового конвеєра до горизонту. В результаті візуальних спостережень встановлено, що збільшення зазору між робочим органом і кожухом при частоті обертання більше 522 об/хв. призводить до втрати стабільності гвинтового руху матеріалу, і його транспортування проходить переважно по руслу жолоба. Тобто із збільшенням зазору зростає мінімальне значення кутової швидкості, при якій проходить стабільний процес транспортування.

Загальний вигляд рівняння регресії максимального крутного моменту за результатами проведених ПФЕ 3<sup>3</sup> у кодованих величинах має вигляд:

$$T = 5,992 + 0,015n + 0,64H_1 - 0,0093\alpha_1 H_1. \quad (17)$$

Графічні значення залежностей для визначення крутного моменту транспортування сипкого матеріалу (ячмінь) представлено на рис. 11.

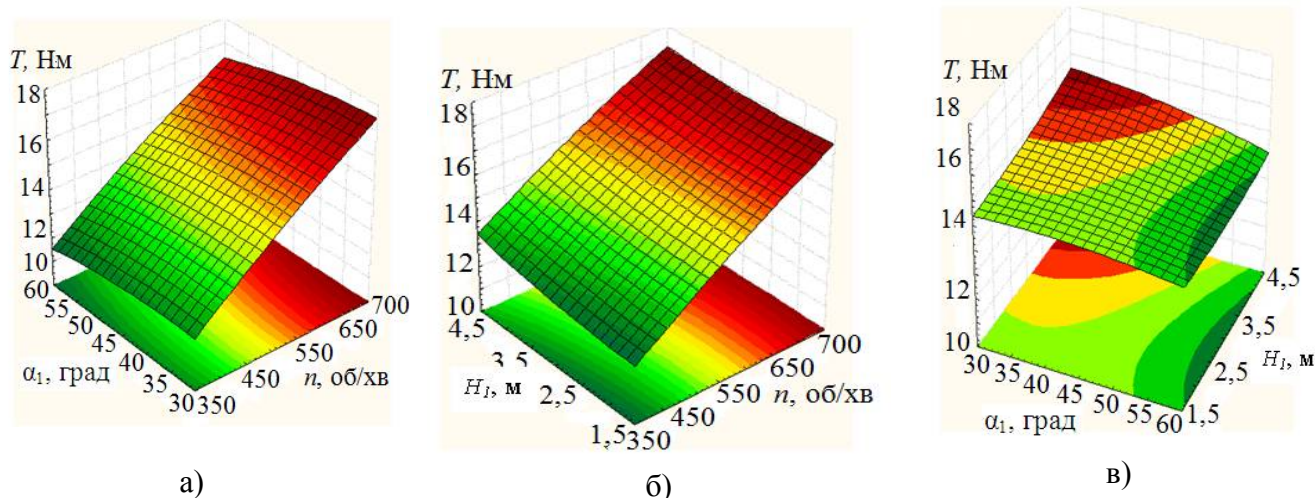


Рис. 11. Поверхні відгуку залежностей: а)  $T = f(n, \alpha_1)$ ; б)  $T = f(n, H_1)$ ; в)  $T = f(H_1, \alpha_1)$

З рис. 11 можна встановити, що домінуючим чинником, який впливає на величину крутного моменту є частота обертання робочого органу  $n$  та довжина піднімання матеріалу  $H_1$ .

На другому етапі експериментальних досліджень визначалася залежність продуктивності гвинтового завантажувача (рис. 12) від приросту кроку шнека на одному витку  $\Delta T_2$ , кута нахилу конвеєра  $\alpha_1$  та частоти обертання шнека  $n$ . Отримано регресійну залежність при транспортуванні технічної солі у таких межах зміни вхідних факторів:  $0,0065 \leq \Delta T_2 \leq 0,0045$  (м);  $30 \leq \alpha_1 \leq 60$  (град);  $348 \leq n \leq 696$  (об/хв).

$$Q = 18,216 - 0,185\alpha_1 + 0,000016n^2 - 0,00015n\alpha_1 + 14,87\alpha_1\Delta T_2 + 0,00123\Delta T_2^2. \quad (18)$$

Як видно з графічних залежностей (рис. 12), продуктивність зростає за рахунок збільшення частоти обертання робочого органу. Найбільша продуктивність становить 15,15 т/год. Мінімальне значення продуктивності складає 3,55 т/год. при мінімальній частоті обертання робочого органу і максимальному куті нахилу вітки гвинтового завантажувача до горизонту.

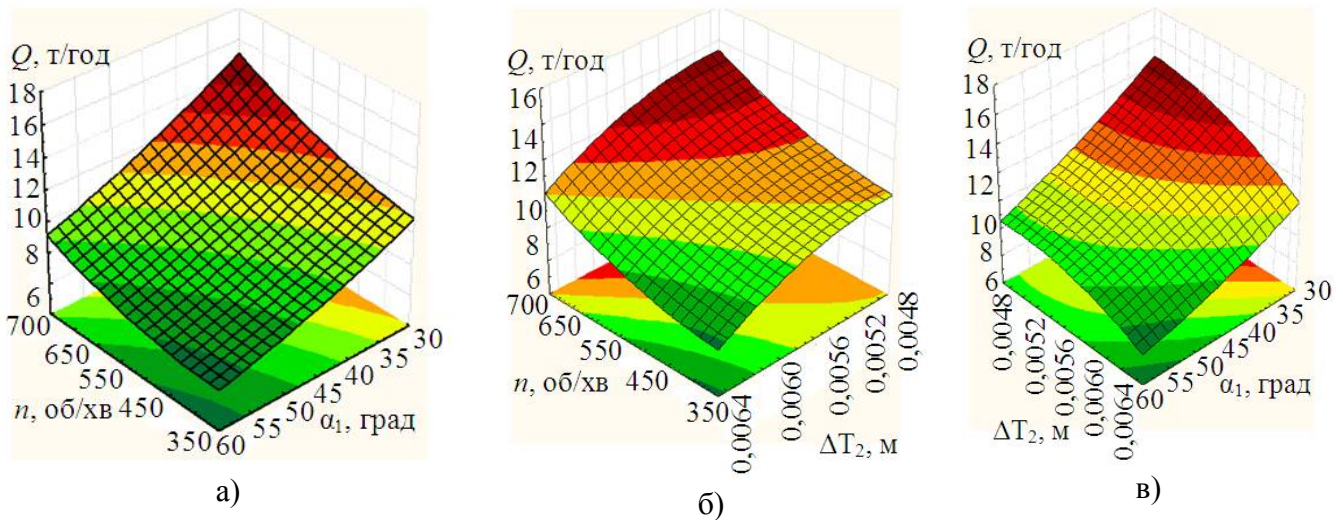


Рис. 12. Поверхні відгуку залежностей: а)  $Q = f(n, \alpha_1)$ ; б)  $Q = f(n, \Delta T_2)$ ; в)  $Q = f(\Delta T_2, \alpha_1)$

У п'ятому розділі представлено комп'ютерне моделювання вибору раціональних конструктивних параметрів гвинтових робочих органів. Порівняння отриманих результатів дозволило зробити висновок про подібність отриманих значень та побудованих на їх основі відповідних графічних залежностей. Різниця між розрахунковими та експериментальними значеннями коливається в межах 11...15 %. Розрахунковий річний економічний ефект від впровадження, за рахунок зменшення матеріаломісткості становитиме приблизно 5576,18 грн. Загальна економічна ефективність для одного гвинтового завантажувача від зменшення енерговитрат і матеріаломісткості становить 9007,73 грн. На ряд розроблених конструкцій одержано 4 патенти України на корисні моделі, які знайшли використання у конструкціях конвеєрів ПРАТ «Закупнянське хлібоприймальне підприємство» і в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю «Агроінженерія» для викладання дисципліни «Сільськогосподарські машини» в Борщівському агротехнічному коледжі.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертаційній роботі вирішена науково-прикладна задача, яка полягає в підвищенні конструктивно-кінематичних характеристик гвинтових завантажувачів сипких матеріалів шляхом розроблення нової конструкції гвинтового завантажувача з пересипом та обґрунтування раціональних режимів її роботи із формуванням умов, що сприяють підвищенню мобільності зміни траси перевантаження сипких матеріалів при стабільній продуктивності без зростання питомих енерговитрат.

2. На основі отриманих аналітичних залежностей обґрунтовано раціональні параметри для мінімального зусилля подачі матеріалу в зону завантаження крутонахиленої вітки завантажувача з пересипом. Встановлено, що мінімальне зусилля подачі матеріалу зростає із збільшенням кута нахилу крутонахиленої вітки, і для зменшення мінімального зусилля подачі матеріалу на 5% - 7% шнек горизонтальної вітки необхідно розміщувати під невеликим додатнім кутом нахилу до горизонталі, що коливається в межах від 3 до 20 градусів.

3. Розроблено математичну модель згинальних коливань горизонтального шнека завантажувача з пересипом, яка враховує геометричні, кінематичні та фізико-механічні характеристики системи та отримано диференціальне рівняння, яке описує згинальні коливання горизонтального шнека завантажувача. Встановлено, що на динамічний процес завантажувача впливають як кутова швидкість обертання шнека, так й основні характеристики сипкого матеріалу. Вплив швидкості руху більшою мірою проявляється для випадку більших значень кількості руху сипкого матеріалу.

4. Отримано аналітичні залежності для описання амплітудо-частотної характеристики згинальних коливань віток гвинтового завантажувача як для нерезонансного, так і для резонансного випадків. Встановлено, що амплітуда робочих органів переходу через резонанс для більшої їх довжини є більшою і одночасно для більших значень кількості руху зернової суміші – меншою. Зокрема, зростання кількості руху зернової суміші від 250 кг·м/с до 375 кг·м/с спричиняє зменшення амплітуди переходу через резонанс на 30%. Встановлено, що резонансні динамічні напруження за значних кутових швидкостей обертання у декілька разів перевищують резонансні напруження “статичного пружного тіла” (яке не обертається), що і є базою для урахування динамічного коефіцієнту запасу міцності.

5. Розроблено конструкцію гвинтового завантажувача та експериментальної установки з використанням перетворювача частоти. В процесі проведення експериментальних досліджень з визначення продуктивності  $Q$  гвинтового завантажувача змінними факторами були: частота обертання робочого органу ( $n$ , об/хв.); кут його нахилу до горизонту ( $\alpha_1$ , град); висота транспортування ( $H_1$ , м). Найбільша продуктивність становить 7,86 т/год, при цьому потужність на приводі гвинтового завантажувача складає 0,55 кВт. Мінімальне значення продуктивності при транспортуванні ячменю складає 1,73 т/год. при мінімальній частоті обертання шнека і максимальному куті нахилу гвинтового конвєсера до горизонту. В результаті візуальних спостережень встановлено, що збільшення зазору між шнеком і кожухом при частоті обертання більше 522 об/хв. призводить до втрати стабільності гвинтового руху матеріалу і його транспортування проходить переважно по руслу жолоба. Тобто із збільшенням зазору зростає мінімальне значення кутової швидкості, при якій проходить стабільний процес транспортування.

6. За результатами теоретичних та експериментальних досліджень продуктивності гвинтового завантажувача від величини приросту кроку шнека на одному витку  $\Delta T_2$ , кута нахилу крутонахиленої вітки  $\alpha_1$  та частоти обертання шнека  $n$  у межах зміни вхідних факторів ( $0,0065 \leq \Delta T_2 \leq 0,0045$  (м);  $30 \leq \alpha_1 \leq 60$  (град);  $348 \leq n \leq 696$  (об/хв)), визначено раціональні параметри перевантажувача, які для транспортування технічної солі складають:  $\Delta T_2 = 0,056$  м;  $\alpha_1 = 38$  град;  $n = 550$  об/хв при  $D_1 = 0,12$  м;  $D_2 = 0,1$  м;  $T_1 = 0,12$  м. Енергетичні характеристики перевантаження при цьому будуть: максимальна продуктивність 15,15 т/год, потужність на приводі – 1,1кВт.

7. Встановлено, що із збільшенням крутного моменту зростає кут закручування гвинтової спіралі. Найбільше його зростання спостерігається для кроку основи робочого органа  $T_1 = 65$  мм, а найменше – для  $T_1 = 45$  мм. Крок гвинтової спіралі  $t_1$  має набагато менший вплив на кут закручування секції  $\varphi$  порівняно із товщиною витка. Порівняння отриманих результатів дозволяє зробити висновок про подібність отриманих значень та побудованих на їх основі відповідних графічних залежностей між розрахунковими та експериментальними значеннями, які відрізняються в межах 11..15%.

8. Визначено перспективні напрямки подальших досліджень з метою підвищення мобільності зміни траси перевантаження сипких матеріалів та експлуатаційних показників роботи гвинтових завантажувачів. Встановлено, що економічний ефект від впровадження, за рахунок зменшення матеріаломісткості, становитиме приблизно 5576,18 грн, за рахунок зменшення енерговитрат 3431,55 грн, а загальна економічна ефективність становить 9007,73 грн. Технічна новизна розробок захищена 4 патентами України на корисні моделі, які знайшли використання у конструкціях конвеєрів ПРАТ «Закупнянське хлібоприймальне підприємство» і в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю «Агроінженерія» для викладання дисципліни «Сільськогосподарські машини» в Борщівському агротехнічному коледжі.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

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

1. Mathematical model of bending vibrations of a horizontal feeder-mixer along the flow of grain mixture / O.L. Lyashuk, M.B. Sokil, V.M. Klendiy, O.P. Skyba, O.L. Tretiakov, L.M. Slobodian, N.O. Slobodian // INMATEH – Agricultural Engineering. – 2018. – Vol. 55, №. 2. – P. 35 – 44. *(Автором розроблена фізична модель та розподіл сил, які діють на елемент горизонтального робочого органу під час переміщення зернової суміші. Індексуються в міжнародній наукометричній базі SciVerse Scopus).*

2. Theoretical backgrounds of screw loaders operation with pouring into another container / A. Diachun, I. Hevko, D. Shmatko, O. Skyba, L. Slobodian, O. Marunych // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2017. – Vol.19, №.2. – P. 47-51. *(Автором виведено аналітичні залежності для визначення мінімального зусилля подачі матеріалу в зону завантаження вертикального завантажувача).*

3. Resonant oscillation of vertical working part of conveyer-loader / I. Hevko, O. Lyashuk, M. Sokil, L. Slobodian, V. Hud, Yu.Vovk // Bulletin of the Karaganda University. «PHYSICS » series. – 2019. – № 2(94). – P. 73–81. *(Автором запропоновано використання частотного перетворювача у стендовому обладнанні та окремі конструктивні рішення при проектуванні установки. Індексуються в міжнародній наукометричній базі Web of Science).*

### **Публікації в наукових виданнях України**

4. Гевко І.Б. Транспортно-технологічні передумови проектування гвинтових завантажувачів / І.Б. Гевко, В.М. Клендій, Л.М. Слободян // «Перспективні технології та прилади»: збірник наукових праць. – Луцьк, 2017. – Вип. №7. – С. 38-42. *(Автором виведено аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів гвинтових завантажувачів).*

5. Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів / О.Л. Ляшук, В.М. Клендій, О.Я. Гурик, Л.М. Слободян // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. – Житомир, 2017. – Вип. 2 (80). Т. 1. – С. 40-44. *(Автор запропонував конструкцію гвинтового пересувного завантажувача).*

6. Дослідження резонансних коливань горизонтального робочого органу гвинтового завантажувача-змішувача / Б.М. Гевко, В.М. Клендій, Л.М. Слободян, О.П. Маруніч // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Кіровоград, 2017. – Вип. 46, ч. 2. – С. 48-57. *(Автором виведено залежність резонансних коливань, за різних значень швидкості руху зернової суміші, погонної маси, при різних кутових швидкостей обертання горизонтального шнека).*

7. Особливості конструкцій гвинтових завантажувачів машин / Б.М. Гевко, Л.М. Слободян, О.П. Маруніч, В.В. Гупка // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків, 2018. – №12. – С. 125-129. *(Автором запропоновано конструкцію гвинтового завантажувача).*

8. Слободян Л.М. Технологічні передумови проектування гвинтових завантажувачів / Л.М. Слободян // Збірник наукових статей. «Сільськогосподарські машини». – Луцьк, 2018. – Вип. 40. – С. 107-114.

9. Гудь В.З. Технологічне оснащення для дослідження гвинтових завантажувачів / В.З.Гудь, Л.М. Слободян, О.П. Маруніч // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини». – Луцьк, 2018. – Вип. 40. – С. 56-66. *(Автором запропоновано стендове оснащення для дослідження характеристик горизонтальної і вертикальної віток гвинтового завантажувача).*

10. Нелінійні коливання вертикальної вітки завантажувача-змішувача із урахуванням руху вздовж нього зернової суміші / О. Л. Ляшук, А. Є. Дячун, М.Б. Сокіл, В. М. Клендій, Л. М. Слободян // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2018. – Вип. 61. – С. 118-126. *(Автором виведено залежність нелінійних коливань, за різних значень швидкості руху зернової суміші, її погонної маси, різних кутових швидкостей обертання вертикального робочого органу).*

11. Клендій В.М. Дослідження технологічного процесу завальцювання кульок у направляючих транспортних механізмів / В.М. Клендій, Л.М. Слободян, П.В. Казмірчук // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. «Технічні системи і технології тваринництва». – Харків, 2017. – Вип. 181. – С. 315-321. *(Автором виведено аналітичні залежності для визначення силових, технологічних і конструктивних параметрів для завальцювання кульок у напрямних транспортних механізмах).*



12. Обґрунтування параметрів завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів / І.Б. Гевко, В.З. Гудь, Т.С. Дубиняк, Л.М. Слободян, О.А. Круглик // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – Харків, 2018. – №11. – С.144-152. *(Автором обґрунтовано параметри конструкції завантажувально-захисних насадок гвинтових конвеєрів гвинтових конвеєрів).*

13. Стенд і результати дослідження гвинтового завантажувача сипких матеріалів / О.Л. Ляшук, О.Р. Рогатинська, Л.М. Слободян, В.З. Гудь, В.М. Клендій, В.В. Гупка // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харків, 2019. – Вип. 198. – С. 226-233. *(Автором проведено узагальнення представлених результатів).*

### ***Матеріали і тези конференцій***

14. Слободян Л.М. Гвинтовий завантажувач-змішувач з пересипом / Л.М. Слободян, Т.Б. Пиндус // Обладнання і технології сучасного машинобудування: матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції, присвяченої пам'яті заслуженого винахідника України академіка АН вищої школи України, доктора технічних наук, професора Нагорняка Степана Григоровича, 11–12 травня 2017.: тези допов. – Т.: ТНТУ, 2017. – С. 159–160. *(Автором запропонував конструкцію гвинтового завантажувача-змішувача з пересипом).*

15. Слободян Л. Стенд для дослідження перевантаження сипкого матеріалу з горизонтальної на вертикальну вітки / Л. Слободян // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), 22-24 травня 2018.: тези допов. – Т.: ТНТУ, 2018. – С. 165.

16. Маруніч О. Гвинтовий змішувач з піднімально-пересипним механізмом / О. Маруніч, Л. Слободян // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), 22-24 травня 2018.: тези допов. – Т.: ТНТУ, 2018. – С. 131–132. *(Автором обґрунтував конструкцію гвинтового змішувача).*

17. Тесля В. Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом / В. Тесля, Л. Слободян // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті), 22-24 травня 2018.: тези допов. – Т.: ТНТУ, 2018. – С. 170–171. *(Автором запропонував конструкцію гвинтового завантажувача-змішувача).*

18. Слободян Л.М. Класифікація гвинтових завантажувачів транспортних засобів / Л.М. Слободян // Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі

сучасних технологій“, 28-29 листопада 2018.: тези допов. – Т.: ТНТУ, 2018. – Том 1. – С. 161–162.

### ***Патенти України на корисні моделі***

19. Пат. 124006 Україна, МПК G01M 13/02, B65G 33/00. Стенд для дослідження характеристик гвинтових завантажувачів / Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П. – 201711055; заявл. 13.11.2017; опубл. 12.03.2018, Бюл. № 5. (*Частка всіх авторів однакова*).

20. Пат. 125652 Україна, МПК B65G 33/00. Гвинтовий змішувач-завантажувач / Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П. – 201711062; заявл. 13.11.2017; опубл. 25.05.2018, Бюл. № 10. (*Частка всіх авторів однакова*).

21. Пат. 128019 Україна, МПК B65G 33/00. Стенд для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на вертикальну гілку / Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Клендій В.М., Слободян Л.М., Маруніч О.П. – 201803752; заявл. 06.04.2018; опубл. 27.08.2018, Бюл. № 16. (*Частка всіх авторів однакова*).

22. Пат. 128417 Україна, МПК B65G 33/00, B65G 33/34 Гвинтовий завантажувач-змішувач з центральним приводом / Ляшук О.Л., Слободян Л.М., Маруніч О.П.; заявник і власник патенту Ляшук О.Л., Слободян Л.М., Маруніч О.П. – 201805638; заявл. 21.05.2018; опубл. 10.09.2018, Бюл. № 17. (*Частка всіх авторів однакова*).

## **АНОТАЦІЯ**

*Слободян Л.М.* Обґрунтування параметрів гвинтових завантажувачів сипких матеріалів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини». – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2020.

Дисертаційна робота присвячена теоретичним і експериментальним дослідженням проектування й розрахунку конструктивних параметрів гвинтових завантажувачів, що дають змогу найефективніше транспортувати сипку продукцію.

Отримано аналітичні залежності та обґрунтовано раціональні параметри мінімального зусилля подачі матеріалу в зону завантаження вертикальної вітки. Розроблено математичну модель горизонтальної вітки гвинтового завантажувача, яка враховує геометричні, кінематичні та фізико-механічні характеристики системи. Встановлено, що на динамічний процес завантажувача впливають як кутова швидкість обертання шнека, так й основні характеристики зернової суміші (погонна маса, швидкість руху).

Отримано залежності кутової швидкості збурення від фізико-механічних та геометричних параметрів системи віток та кутової швидкості шнека. Досліджено

вплив нелінійних та періодичних сил руху зернової маси на динамічний процес та виведено аналітичні залежності впливу на амплітуду та частоту коливань робочого органу. Виведено залежність резонансних коливань, за різних значень швидкості руху зернової суміші, її погонної маси, різних кутових швидкостей обертання горизонтального шнека та за різних частот зовнішнього збурення.

Спроековано і виготовлено експериментальне обладнання для випробування гвинтового завантажувача сипких матеріалів з горизонтальною та вертикальною вітками, яке дозволяє визначати продуктивність процесу та енерговитрати згідно розроблених методик. Експериментальне обладнання оснащено лабораторним устаткуванням, що забезпечує зміну досліджуваних процесів в широких діапазонах з високою точністю в автоматизованому режимі керування з фіксацією необхідних результатів дослідження.

Представлено комп'ютерне моделювання вибору раціональних конструктивних параметрів вертикального гвинтового робочого органу. Результатом теоретичних та експериментальних досліджень є впровадження у виробництво.

**Ключові слова:** гвинтовий завантажувач, гвинтовий робочий орган, математична модель, резонанс, продуктивність, транспортування.

## АННОТАЦИЯ

*Слободян Л.М.* Обоснование параметров винтовых загрузчиков сыпучих материалов. - Квалификационный научный труд 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, 2020.

Диссертация посвящена теоретическим и экспериментальным исследованиям проектирования и расчета конструктивных винтовых загрузчиков, что позволят эффективно транспортировать сыпучую продукцию.

Получены аналитические зависимости и обоснованы рациональные параметры минимального усилия подачи материала в зону загрузки вертикальной ветки. Разработана математическая модель горизонтальной ветки винтового загрузчика, которая учитывает геометрические, кинематические и физико-механические характеристики системы. Установлено, что на динамический процесс загрузчика влияют как угловая скорость вращения винта, так и основные характеристики зерновой смеси (погонная масса, скорость движения).

Получены зависимости угловой скорости возмущения от физико-механических и геометрических параметров системы веток и угловой скорости шнека. Исследовано влияние нелинейных и периодических сил движения зерновой массы на динамический процесс и выведено аналитические зависимости влияния на амплитуду и частоту колебаний рабочего органа. Выведено зависимость резонансных колебаний при различных значениях скорости движения зерновой смеси, ее погонной массы, различных угловых



скоростях вращения горизонтального рабочего органа при различных частотах внешнего возмущения.

Спроектировано и изготовлено экспериментальное оборудование для испытания винтового загрузчика сыпучих материалов с горизонтальной и вертикальной ветками, которое позволяет определять производительность процесса и энергозатраты согласно разработанных методик. Экспериментальное оборудование оснащено лабораторным оборудованием, обеспечивающим изменение исследуемых процессов в широких диапазонах с высокой точностью в автоматизированном режиме управления с фиксацией необходимых результатов исследования.

Представлено компьютерное моделирование выбора рациональных конструктивных параметров вертикального винтового рабочего органа. Результатом теоретических и экспериментальных исследований является внедрение в производство.

**Ключевые слова:** винтовой загрузчик, винтовой рабочий орган, математическая модель, резонанс, производительность, транспортировка.

## ABSTRACT

*Slobodian L.M.* Substantiation of parameters of screw loaders for bulk materials. – The qualification scientific work on the manuscript copyright.

Ph.D. thesis in Engineering Sciences with major in 05.05.05 «Materials-Handling Vehicle». Ternopil Ivan Pului National Technical University, Ternopil, 2020.

The dissertation deals with theoretical and experimental researches of design and calculation of constructive screw loaders which make possible to transport bulk products most effectively.

Analytical dependencies were obtained and rational parameters of minimum force of feeding the material into feeding section of the vertical loader were substantiated. Mathematic model of horizontal rotation of screw loader, which takes into account geometric, kinematic and physical-mechanical characteristics of the system, is developed. It is stated that the dynamic process of the loader is influenced by both the angular rotation speed and the main characteristics of the grain mixture (mass per unit length, speed of motion).

Dependences of perturbation angular velocity on the physical, mechanical, and geometric parameters of the system of branches and the angular velocity of the screw are obtained. The influence of nonlinear and periodic forces of grain mass motion on the dynamic process is investigated and analytical dependences of influence on the amplitude and frequency of oscillations of the working tool are deduced. Dependence of resonance oscillations, at different values of grain mixture speed of motion, its linear mass, different angular speeds of rotation of horizontal working tool at different frequencies of external perturbation is deduced. It is established that in the process of material transportation it passes in the pre-resonant oscillation zone, then by decreasing the angular speed of rotation of the screw working tool it is possible to reach the resonant frequency for the short time.

Experimental equipment was designed and produced to test horizontal and vertical branch screw loader of bulk materials, which allows to determine the productivity of the process and energy consumption according to the developed methods. The experimental equipment is provided with laboratory devices, which ensure the change of the studied processes in broad ranges with high accuracy in automated control mode and keep records of the necessary study results.

According to the results of experimental study of the screw loader performance, it is stated that the maximum value of the screw loader productivity during the transportation of barley is 7.96 t / h, with the power on the screw conveyor drive 0.55 kW. When transporting technical salt, similar figures are: maximum capacity 15.15 t / h, power on the drive is 1.1 kW.

Computer simulation of choosing the rational design parameters of the vertical screw working tool is presented. The implementation into production process is the result of theoretic and experimental research.

**Keywords:** screw loader, screw working body, mathematical model, resonance, productivity, transportation.