

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

ПАНЬКІВ ВІТАЛІЙ РОМАНОВИЧ

УДК 621.867.42

**ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА
З КОМБІНОВАНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ**

05.05.05 – піднімально-транспортні машини

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Тернопіль – 2018

Дисертація на правах рукопису.

Роботу виконано у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України, м. Тернопіль.

Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор
Пилипець Михайло Ількович,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
завідувач кафедри технології машинобудування

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, доцент
Ромасевич Юрій Олександрович,
Національний університет біоресурсів і природокористування України,
професор кафедри конструювання машин і обладнання

кандидат технічних наук
Часов Дмитро Павлович,
Дніпровський державний технічний університет,
доцент кафедри технології машинобудування

Захист відбудеться “7” червня 2018 року о “10:00” 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, ауд. 58.

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

Автореферат розіслано “4” травня 2018 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради

А.Є. Дячун

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Шнекові транспортні механізми застосовуються в машинах для перевантаження або переміщення продуктів у зв'язку з їх простотою конструкції та можливістю завантаження й повного або часткового розвантаження матеріалу в будь-якому місці технологічної лінії.

Застосування гвинтових конвеєрів як окремого технологічного елемента транспортних механізмів є складовою комплексної механізації та автоматизації виробничих процесів, а їх питома частка в завантажувально-розвантажувальних операціях складає 40...50 %.

Гвинтові конвеєри застосовують у конструкціях машин важкої промисловості, будівництві, аграрного сектора тощо. Вони призначені для горизонтального, похилого й вертикального переміщення насипних (вугілля, руда, цемент, пісок, щебінь, ґрунт, зерно, коренеплоди, кормові суміші тощо) вантажів та можуть одночасно виконувати суміжні функції – змішування, протруювання й дозування матеріалів.

Проте, під час транспортування крупнокускових (залежаних) матеріалів, коренеплодів тощо, техніко-економічні показники гвинтових конвеєрів суттєво погіршуються, перш за все через неможливість раціонального заповнення робочого простору.

Удосконалення існуючих конструкцій гвинтових конвеєрів дозволяє істотно підвищити продуктивність і розширити функціональні можливості роботи транспортних механізмів, що призводить до подальшого розвитку виробництва. Одним із резервів підвищення функціональних можливостей гвинтових транспортних механізмів є удосконалення процесу транспортування шляхом розроблення комбінованих гвинтових робочих органів, які забезпечать одночасне переміщення та подрібнення матеріалів.

У зв'язку з цим розроблення нових конструкцій комбінованих гвинтових конвеєрів, які виконують одночасне транспортування та подрібнення матеріалів і дослідження впливу їх параметрів для підвищення технологічної ефективності транспортних механізмів є актуальним народногосподарським завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Розроблення конструктивної схеми удосконаленого гвинтового конвеєра та обґрунтування раціональних конструктивно-кінематичних параметрів комбінованого робочого органу проведено відповідно до державної тематики НДР Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя «Моделювання, синтез та розробка енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів» (№ державної реєстрації 0117U002246, 0113U000254).

Робота є складовою вирішення важливої науково-технічної проблеми з розвитку піднімально-транспортних машин, яку затверджено постановою КМУ за № 452-Р від 03.08.2006 р.

Мета та завдання дослідження. Метою дослідження є розширення функціональних можливостей гвинтових транспортних механізмів шляхом розроблення та обґрунтування раціональних параметрів комбінованого робочого органу гвинтового конвеєра.

Завдання дослідження – вирішення важливого науково-технічного завдання, яке полягає в розробленні аналітично-емпіричних методів обґрунтування раціональних параметрів комбінованих робочих органів гвинтового конвеєра.

Шляхом ідентифікації відомих досліджень технологічних процесів транспортування матеріалів гвинтовими конвеєрами вирішення даного завдання зведено до розв'язання прикладних задач:

- на основі проведеного аналізу технологічних процесів одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів удосконалити конструктивно-технологічну схему гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом;
- розробити математичну модель, яка характеризує функціональну зміну інтенсифікації процесу транспортування дискретних одиниць подрібнених коренеплодів комбінованим робочим органом гвинтового конвеєра на основі аналізу матеріального балансу вхідних і вихідних потоків;
- розробити математичну залежність для визначення конструктивного геометричного коефіцієнта шнека;
- на основі залежності, яка характеризує зміну конструктивного геометричного коефіцієнта, уточнити рівняння для визначення коефіцієнта заповнення робочого простору гвинтового конвеєра;
- уточнити математичну модель продуктивності роботи гвинтового конвеєра на основі узгодження пропускної здатності шнека та коефіцієнта заповнення робочого простору;
- експериментально перевірити адекватність розроблених математичних моделей;
- провести порівняльні дослідження технологічних показників роботи удосконаленого та базового гвинтових конвеєрів і визначити економічну ефективність його застосування.

Об'єкт дослідження – технологічний процес роботи гвинтового конвеєра та комбінований робочий орган.

Предмет дослідження – конструктивно-кінематичні параметри комбінованого робочого органу й технологічні показники роботи гвинтового конвеєра.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження базувалися на математичному моделюванні технологічного процесу транспортування матеріалів комбінованим робочим органом гвинтового конвеєра з використанням основних положень класичної механіки, вищої математики та теорії машин і механізмів.

Експериментальні дослідження проводили в лабораторних умовах із використанням розроблених установок на основі методики математичного планування та реалізації планованих факторних експериментів. Теоретичні розрахунки та статистичне оброблення експериментальних даних проводили з використанням прикладних програм для комп'ютера.

Наукова новизна отриманих результатів. На основі проведених наукових досліджень обґрунтовано технологічний процес одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів і основні конструктивно-кінематичні параметри гвинтового конвеєра. На цій підставі:

вперше розроблено:

- детерміновану математичну модель, яка функціонально описує процес транспортування дискретних одиниць подрібнених коренеплодів комбінованим

робочим органом гвинтового конвеєра на основі аналізу матеріального балансу вхідних і вихідних потоків;

- емпіричні залежності, які характеризують продуктивність роботи та питомі затрати споживчої потужності гвинтового конвеєра залежно від параметрів процесу;

уточнено:

- рівняння для визначення коефіцієнта заповнення робочого простору гвинтового конвеєра на основі уточненого конструктивного геометричного коефіцієнта шнека;

набула подальшого розвитку:

- математична модель продуктивності роботи гвинтового конвеєра на основі узгодження пропускної здатності шнека та уточненого коефіцієнта заповнення робочого простору.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновано й експериментально обґрунтовано удосконалену конструкцію гвинтового конвеєра та визначено його основні конструктивно-кінематичні параметри. Запропоновано рекомендації виробництву для вибору раціональних параметрів гвинтового конвеєра. Результати порівняльної оцінки удосконаленого та базового гвинтових конвеєрів підтвердили технологічну ефективність його застосування у виробничих умовах. Конструктивна новизна технічного рішення захищена патентом України на корисну модель.

Результати досліджень упроваджено в компанії ПАП «Агропродсервіс» (Тернопільська обл., с. Настасів) в технологічній лінії для приготування кормів і використовуються у навчальному процесі Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та Луцького національного технічного університету під час викладання дисциплін, відповідно, «Проектування заготовок» і «Транспортно-накопичувальні системи та ПР».

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертації виконано здобувачем самостійно, постановку завдань, аналіз і трактування отриманих результатів – спільно з науковим керівником.

Результати роботи викладені одноосібно автором у 8 друкованих працях [1, 2, 5, 9, 12, 14-16]. У публікаціях, що виконані у співавторстві, особисто дисертантом виконано: наведення методики проведення експериментальних досліджень продуктивності роботи та питомих затрат споживчої потужності [3]; розроблення емпіричної моделі питомих затрат споживчої потужності гвинтового конвеєра [4]; розроблення теоретичних залежностей для визначення конструктивного геометричного коефіцієнта шнека та коефіцієнта заповнення гвинтового конвеєра [6]; наведення обґрунтованих режимів роботи шнека [7]; застосування нанотехнологій для виготовлення спіралей шнека [8, 10]; наведення критерію якості для обґрунтування параметрів комбінованого робочого органу гвинтового конвеєра [11]; розроблення математичної моделі продуктивності роботи гвинтового конвеєра [13]; конструктивне розміщення ножів між витками шнека [17].

Особистий внесок здобувача у працях, які опубліковано у співавторстві, складає 65-75 %.

Апробація матеріалів дисертації. Результати проведених наукових досліджень, основні положення та висновки дисертаційної роботи доповідалися й отримали позитивну оцінку на: III, V, VI Міжн. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (м. Тернопіль, ТНТУ, 2014, 2016, 2017); V Міжн. наук.-практ. конф. «Теоретичні та експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства і машинобудування» (м. Луцьк, ЛНТУ, 2015); Міжн. наук.-техн. конф. «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Аграрная наука – сельскохозяйственному производству Сибири, Казахстана, Монголии, Беларуси и Болгарии» (г. Минск, НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2016); II Міжн. наук.-практ. конф. «Сучасні технології промислового комплексу» (м. Херсон, ХНТУ, 2016); XXII Міжн. наук.-практ. конф. «Фізичні та комп'ютерні технології» (м. Харків, 2016); XX наук. конф. Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, ТНТУ, 2017); XI Міжн. наук.-практ. конф. «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки» (м. Кропивницький, ЦНТУ, 2017); на розширеному науковому семінарі кафедри технології машинобудування ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2018 р.

Публікації. Основні результати досліджень за темою дисертації опубліковано в 17 наукових працях, із них – 5 статей у фахових виданнях України, 4 – в закордонних рецензованих виданнях (2 статті в наукометричній базі Scopus), 1 патент України на корисну модель, 7 тез наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 195 найменувань і 27 додатків. Основні результати роботи викладено на 169 сторінках, де міститься 66 рисунків і 9 таблиць. Загальний обсяг дисертації складає 232 сторінки.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми, визначено мету та завдання, об'єкт й предмет дослідження, методи дослідження, наведено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів.

У першому розділі «Аналіз стану та результатів досліджень гвинтових транспортних механізмів» наведено аналіз технологічних процесів, конструкцій робочих органів, класифікацію та результати дослідження гвинтових конвеєрів, а також обґрунтовано вибір робочого органу для проведення дослідження.

Основні напрямки розробки та оптимізації параметрів транспортних машин, які є фундаментальними для виробничих процесів функціонування гвинтових конвеєрів (ГК), наведено в працях Александрова М.П., Вайсона А.А., Григор'єва А.М., Зенкова Р.Л., Ромасевича Ю.О., Часова Д.П., Штрехеля Т.Х. та ін. Вагомий внесок у подальший розвиток концепції розробки принципів і методів застосування ГК у секторі аграрного виробництва, наведено у працях Адамчука В.В., Василенка П.М., Гевка Б.М., Гевка Р.Б., Ловеїкіна В.С., Пилипця М.І., Ревенка І.І., Рогатинського Р.М., Тимошенка С.П., Хайліса Г.А., Янчина С.К. та ін. У них описано узагальнені методики розробки та розрахунку технологічних параметрів транспортування, внесення, калібрування тощо сільськогосподарських матеріалів та обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів ГК.

Аналіз відомих досліджень показав, що в них на недостатньому рівні викладено розв'язок наукового завдання, яке розкриває сутність технологічного процесу переробки крупних коренеплодів шляхом їх одночасного транспортування й подрібнення комбінованим робочим органом ГК.

Для реалізації процесу одночасного транспортування й подрібнення коренеплодів, або розширення технологічних можливостей гвинтових механізмів,

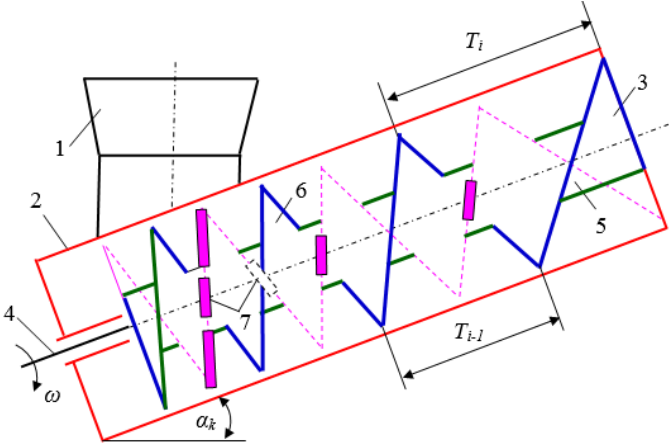


Рис. 1. Конструктивно-компонувальна схема ГК з комбінованим робочим органом

розроблено схему ГК з комбінованим робочим органом, рис. 1.

ГК складається із завантажувального бункера 1 та кожуха 2. У кожусі встановлено шнек 3. Шнек виконано у вигляді приводного вала 4, на якому змонтовано барабан 5. На барабані закріплено спіральні витки 6 та пластинчасті ножі-подрібнювачі 7. При цьому ножі встановлено на барабані між спіральними витками та під кутом до поперечного січення барабана. Гвинтова лінія навівання ножів і витків виконана зі змінним кроком,

при цьому крок T_{i-1} ножів і витків збільшується з постійним кутом підйому гвинтової лінії в бік вивантажувальної частини кожуха. Розташування ножів між витками та збільшення кроку гвинтової лінії витків і ножів дозволяє розширити функці-

ональні можливості та підвищити продуктивність роботи удосконаленого ГК.

У другому розділі «Теоретичні дослідження технологічних показників гвинтового конвеєра» наведено математичну модель, яка описує характер транспортування дискретних одиниць матеріалу комбінованим робочим органом, функціональну залежність зміни геометричного конструктивного коефіцієнта та коефіцієнта заповнення робочого простору, а також продуктивності роботи ГК від основних параметрів комбінованого робочого органу.

Функціонування технологічного процесу роботи удосконаленого ГК, який змодельовано у вигляді «сукупного бункера» та «сукупного каналу» (рис. 2), характеризується процесом переміщення суцільного транспортного потоку дискретних одиниць коренеплодів по робочих поверхнях сукупного бункера та сукупного каналу. Аналітичне моделювання процесу роботи складної системи у аспекті технологічності її функціонування та на основі рівнянь матеріального балансу і поняття “вхід-вихід” системи можна записати у вигляді технологічних умов за всіх значень часу t для сукупного бункера та сукупного каналу, відповідно:

$$M_o(t + \Delta t) = M_o(t) + M_k(t) - W_k(t) \leq Q_o; \quad (1)$$

$$U_k(t) = W_k[t - \tau_k(t)] \leq Q_m \leq Q_k; \quad (2)$$

$$W_k(t + \Delta t) \leq U_k(t) \leq W_k(t) + \Delta q_{1m}[\tau_{1k}(t)] + \Delta q_{2m}[\tau_{2k}(t)] + \dots + \Delta q_{im}[\tau_{ik}(t)] \leq U_k(t), \quad (3)$$

де $M_o(t)$ – поточна ємність бункера; $\Delta t = 1$ – одиничний час проходження дискретної одиниці коренеплодів; $M_k(t)$, $W_k(t)$ – відповідно вхідний і вихідний потоки дискретних одиниць коренеплодів вхідної і вихідної горловини сукупного

бункера; Q_0 – гранична або стаціонарна місткість бункера; $U_k(t)$ – вихідний потік коренеплодів із сукупного каналу, який поділено на i -і зони змінним кроком; $\tau_k(t)$, $\tau_{1k}(t)$, $\tau_{2k}(t)$, ..., $\tau_{ik}(t)$ – відповідно, загальний час і час переміщення відповідного i -го міжвиткового простору дискретних одиниць коренеплодів у сукупному каналі; Q_m , Q_k і $\Delta q_{1m}(t)$, $\Delta q_{2m}(t)$, ..., $\Delta q_{im}(t)$, $i=1,2,...,n$ – відповідно, пропускна здатність удосконаленого ГК, сукупного каналу (продуктивність шнека) та приріст Q_m ГК.

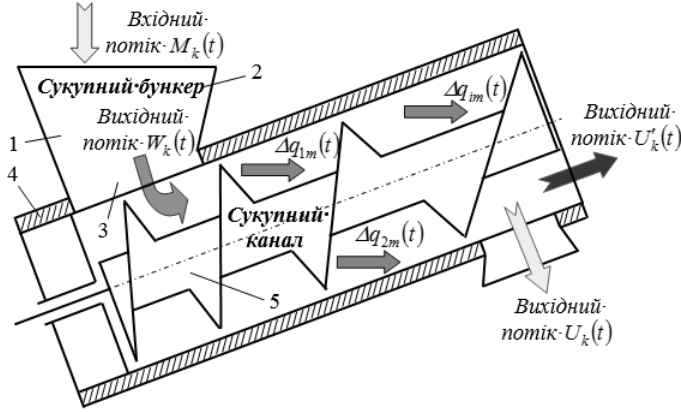


Рис. 2. Функціональна модель удосконаленого ГК: 1 – бункер; 2, 3 – вхідна та вихідна горловина; 4 – кожух; 5 – шнек

У цьому контексті для ефективного транспортування потоку (без порушення процесу транспортування дискретних одиниць подрібнених коренеплодів або стабілізації потоку) потрібно забезпечити необхідний резерв пропускної здатності, тобто $\tilde{q}_k = U_{k,c}(1 + \Psi_k) \leq Q_k$, $U_{k,c}(1 + \Psi_k) \leq Q_m \leq Q_k$, (4) де $\tilde{q}_k$ – розрахунковий вихідний потік дискретних одиниць подрібнених коренеплодів; Ψ_k – показник дезорганізації потоку; $U_{k,c}$ – середнє значення потоку U_k сукупного каналу.

Показник дезорганізації потоку $\Psi_k(\Delta t)$ за одиничний час проходження дискретної одиниці коренеплодів у даному випадку можна розглядати, як аналог коефіцієнта нерівномірності $\mu_n(\Delta t)$, при цьому:

$$\Psi_k(\Delta t) = \mu_n(\Delta t) = [W_k(t) \pm W_k(\Delta t)] / W_k(t), \quad (5)$$

де $W_k(\Delta t)$ – значення дезорганізації потоку за одиничний час Δt проходження дискретної одиниці подрібнених коренеплодів.

Тоді з врахуванням нерівності (4) маємо

$$\tilde{q}_k = U_{k,c} \left(1 + \frac{W_k(t) \pm W_k(\Delta t)}{W_k(t)} \right) \leq Q_m \leq Q_k, \text{ або } U_{k,c} \left(1 + \frac{W_k(t) \pm W_k(\Delta t)}{W_k(t)} \right) \leq Q_m \leq Q_k. \quad (6)$$

На виході з сукупного каналу дезорганізація потоку дискретних одиниць подрібнених коренеплодів зростає, а сукупний бункер, на відміну від каналу, здатний знижувати нерівномірність, тобто відновлювати організацію потоку:

$$\mu_n^{(U_k)}(\Delta t) = \mu_n^{(W_k)}(\Delta t) \pm \Delta \mu_n(\Delta t), \text{ або } \frac{U_k(t) \pm U_k(\Delta t)}{U_k(t)} = \frac{W_k(t) \pm W_k(\Delta t)}{W_k(t)} \pm \Delta \mu_n(\Delta t), \quad (7)$$

де вираз $(+ \Delta \mu_n(\Delta t))$ характеризує приріст дезорганізації потоку сукупного каналу, а вираз $(- \Delta \mu_n(\Delta t))$ – убування дезорганізації потоку бункера.

На основі цього можна стверджувати, що вихідний потік $U_k(t)$ або ідентичний потік $U'_k(t)$ з сукупного каналу є керованою величиною та якою можна керувати в процесі оптимізації технологічних параметрів роботи удосконаленого ГК. При цьому значення дезорганізації потоку $\pm \Delta \mu_n(\Delta t)$ буде залежати від граничної, або стаціонарної місткості бункера Q_0 та коефіцієнта заповнювання матеріалом робочого простору сукупного каналу та бункера ГК.

Для узгодження вхідного і вихідного потоку дискретних одиниць коренеплодів сукупного бункера можна записати:

$$\frac{M_k(t)}{1 + \mu_n^{(M_k)}} = \frac{W_k(t)}{1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t)}; \quad \frac{M_k(t)}{1 + \frac{M_k(t) \pm M_k(\Delta t)}{M_k(t)}} = \frac{W_k(t)}{1 + \frac{M_k(t) \pm M_k(\Delta t)}{M_k(t)} - \Delta\mu(\Delta t)}. \quad (8)$$

Якщо прийняти, що $W_k(\Delta t) = \sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)]$, тоді друге рівняння (8) можна записати у вигляді

$$U_k(\Delta t)/U_k(t) = \left(\sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)]/W_k(t) \right) + \Delta\mu_n(\Delta t). \quad (9)$$

При цьому можна констатувати, що чим більш нерівномірний вхідний потік і чим більша демпфіруюча здатність бункера, або величини дезорганізації потоку $\pm \Delta\mu_n(\Delta t)$, тим більшою може бути різниця пропускної здатності сукупного бункера та сукупного каналу.

Одержані рівняння (8), (9) є детермінованою математичною моделлю, яка описує характер протікання технологічного процесу транспортування дискретних одиниць матеріалу робочими органами удосконаленого ГК, або які характеризують взаємозв'язок переміщення компонентів дискретних одиниць коренеплодів робочими поверхнями сукупного бункера та сукупного каналу ГК. Спільний розв'язок моделей із застосуванням, наприклад, прямого та зворотного перетворення Лапласа, дозволить оптимізувати конструктивно-кінематичні параметри та режими роботи робочих органів транспортно-технологічних систем і транспортних машини загалом.

Підставивши значення вхідного потоку $W_k(t)$ із другого рівняння (7) в рівняння (9), отримано залежність для визначення значення вихідного потоку $U_k(t)$ або $U'_k(t)$ сукупного каналу:

$$U_k(t) = \frac{U_k(\Delta t)}{\left[\sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] \left(1 + \mu_n^{(M_k)} \right) / M_k(t) \left(1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t) \right) \right] + \Delta\mu_n(\Delta t)} \leq Q_m \leq Q_k. \quad (10)$$

Одним із пріоритетних чинників розрахункової продуктивності роботи удосконаленого ГК є коефіцієнт заповнення його робочого простору, який залежить не тільки від кількості матеріалу, що надходить до нього, але і від конструктивного виконання шнекового конвеєра.

Сформулюємо коефіцієнт заповнення робочого простору удосконаленого ГК (в подальшому – коефіцієнт заповнення k_z), як відношення об'єму міжвиткового простору шнека V_{zk} , що заповнений подрібненими коренеплодами до загального об'єму V_z удосконаленого ГК, тобто:

$$k_z = V_{zk} / V_z < 1. \quad (11)$$

При цьому, згідно з рис. 3 маємо:

$$V_z = 0,25\pi(D_k + 2c)^2(T_1n_1 + T_2n_2 + \dots + T_in_j); \quad V_{zk} = V_k - V_{dm} - V_c - V_n; \quad (12)$$

$$k_z = \frac{(1 - k_n)V_k}{0,25\pi(D_k + 2c)^2(T_1n_1 + T_2n_2 + \dots + T_in_j)} < 1, \quad (13)$$

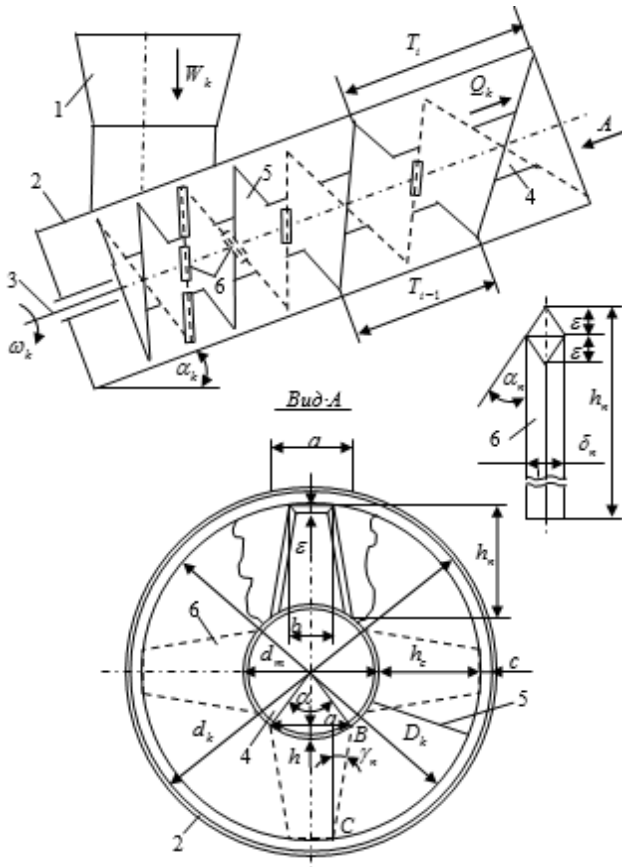


Рис. 3. Схема до визначення технологічних параметрів комбінованого ГК: 1 – бункер; 2 – кожух; 3 – шнек; 4 – барабан; 5 – спіральний виток; 6 – ніж-подрібнювач

де D_k – діаметр шнека, м; c – зазор між витком та кожухом, м; $T_1, T_2, \dots, T_i$ – крок першого, другого, i -го спірального витка, м; $n_1, n_2, \dots, n_j$ – загальна кількість витків одного кроку, шт.; $k_n = V_e / V_k$ – конструктивний геометричний коефіцієнт, V_e, V_k – сумарний об'єм робочих елементів і загальний об'єм шнека, m^3 ; V_c, V_{dm}, V_n – об'єм витків, барабана, ножів, відповідно, m^3 .

Після визначення об'ємів V_k, V_e і прийнятих припущень (кількість витків $n_1, n_2, \dots, n_j$ кожного n -го T_i кроку однакова, тобто $n_1 = n_2 = \dots = n_j = n_z$; кожен наступний крок витків, починаючи з першого, збільшується на постійну величину $\Delta T, T_2 = T_1 + \Delta T; \dots; T_i = T_{i-1} + \Delta T$; кількість ножів, які встановлено на барабані шнека між однією парою двох суміжних витків однакова та рівна θ_1), отримано кінцеву залежність для визначення конструктивного геометричного коефіцієнта k_n та коефіцієнта заповнення робочого простору k_z ГК з комбінованим робочим органом:

$$k_n = \frac{1}{2\pi D_k^2} \left[\pi d_m^2 + \frac{4\Omega \delta_c z (D_k - d_m)}{n[2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \theta_1 (n_z n - 1) \times \left(\frac{2(a+b)(D_k - d_m) \delta_n \cos \gamma_n - \delta_n^2 (2btg \alpha_n \cos \gamma_n + (D_k - d_m))}{n_z n [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} - d_m^2 \Theta \right) \right]; \quad (14)$$

$$k_z = \frac{D_k^2 - \frac{d_m^2}{2} \left[1 + \frac{4\Omega \delta_c z (D_k - d_m)}{\pi n D_k^2 [2T_1 + \Delta T(n-1)]} + \frac{\theta_1 (n_z n - 1) \delta_n}{\pi} \times \left(\frac{2(a+b)(D_k - d_m) \cos \gamma_n - \delta_n [btg \alpha_n \cos \gamma_n + 0,5(D_k - d_m)]}{n d_m^2 [2T_1 + \Delta T(n-1)] \cos \gamma_n} \right) \right]}{(D_k + 2c)^2}, \quad (15)$$

де $\Omega = \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \sqrt{T_2^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \dots + \sqrt{T_i^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} = \sqrt{T_1^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \sqrt{(T_1 + \Delta T)^2 + 0,25(D_k + d_m)^2} + \dots + \sqrt{[T_i + \Delta T(n-1)]^2 + 0,25(D_k + d_m)^2}$; $\Theta = \left[\left(\pi \arcsin \frac{a}{d_m} / 180 \right) + \frac{a}{d_m} \cos \arcsin \frac{a}{d_m} \right]$; d_m – діаметр барабана, м; δ_c – товщина лопаті витка, м; T_1 – крок першого витка, м; z – кількість заходів шнека, шт.; a, b –

основи трапеції ножа, м; δ_n – товщина ножа, м; α_n – кут скосу бічної грані ножа, град.; γ_n – кут між висотою та ребром трапеції ножа, град.; n_z, n – кількість витків кожного T_i -го кроку та кількість T_i -х кроків, шт.

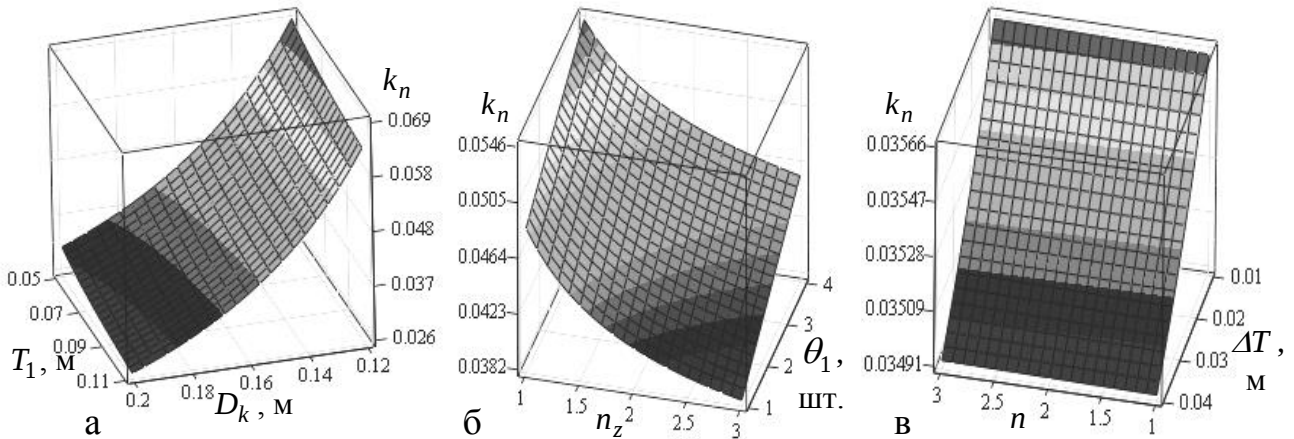


Рис. 4. Залежність зміни конструктивного геометричного коефіцієнта k_n як функціонал: а – $k_n = f_n(D_k; T_1)$; б – $k_n = f_n(n_z; \theta_1)$; в – $k_n = f_n(n; \Delta T)$

Враховуючи рівняння (14), залежність (15) можна привести до вигляду:

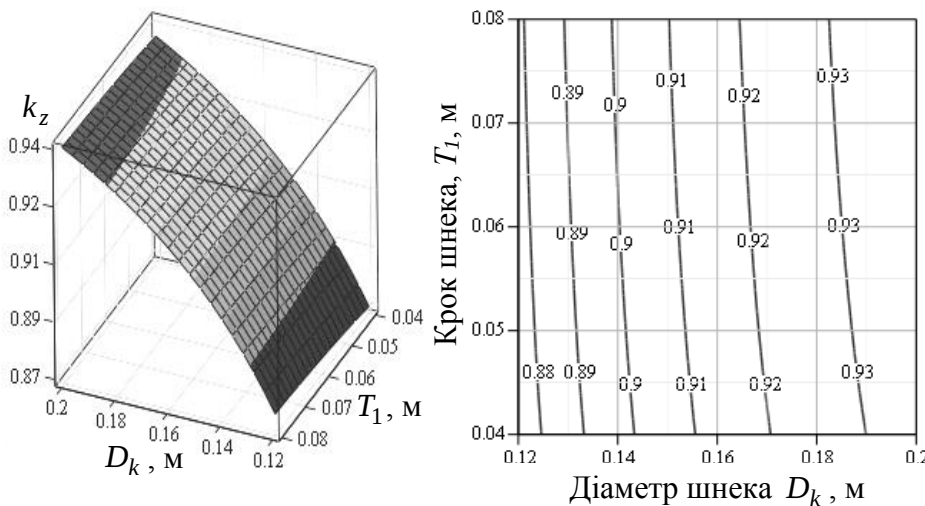


Рис. 5. Залежність зміни коефіцієнта заповнення k_z як функціонал $k_z = f_n(D_k; T_1)$ за $\theta_1 = 3$

– $n_z = 2$ та кількості ножів, які встановлено між однією парою двох суміжних спіральних витків – $\theta_1 = 4$ шт.

Середнє значення приросту k_n , який описується функціоналом $k_n = f_n(n_z; \theta_1)$ і $k_n = f_n(n; \Delta T)$ за умови зростання $\theta_1 + 1$ та $n + 1$ знаходиться, відповідно, у межах 0,002...0,003 (рис. 4б) та 0,0005...0,0006 (рис. 4в). За умови збільшення $n_z + 1$ та $\Delta T + 0,01$ м коефіцієнт k_n , який описується функціоналом $k_n = f_n(n_z; \theta_1)$ і $k_n = f_n(n; \Delta T)$ зменшується приблизно на 0,004...0,005 (рис. 4б) і 0,002...0,003 (рис. 4в). При цьому за $n + 1$ та $\Delta T + 0,01$, відповідно, приріст і убуття геометричного коефіцієнта k_n є дуже незначним.

Функціональна зміна коефіцієнта заповнення k_z залежно від зміни D_k і T_1 (рис. 5), на відміну від зміни k_n , має зворотній характер – зі збільшенням D_k і T_1 коефіцієнт k_z зростає та знаходиться в межах 0,87...0,94. При цьому домінуючим

$$k_z = \frac{D_k^2}{(D_k + 2c)^2} (1 - k_n) < 1. \quad (16)$$

Аналіз залежностей (рис. 4а) показує, що коефіцієнт k_n залежно від зміни діаметра D_k та кроку T_1 шнека знаходиться в межах 0,026...0,07 за кількості змінних T_i -х кроків рівних $n = 3$, кількості спіральних витків однакового T_i -го кроку

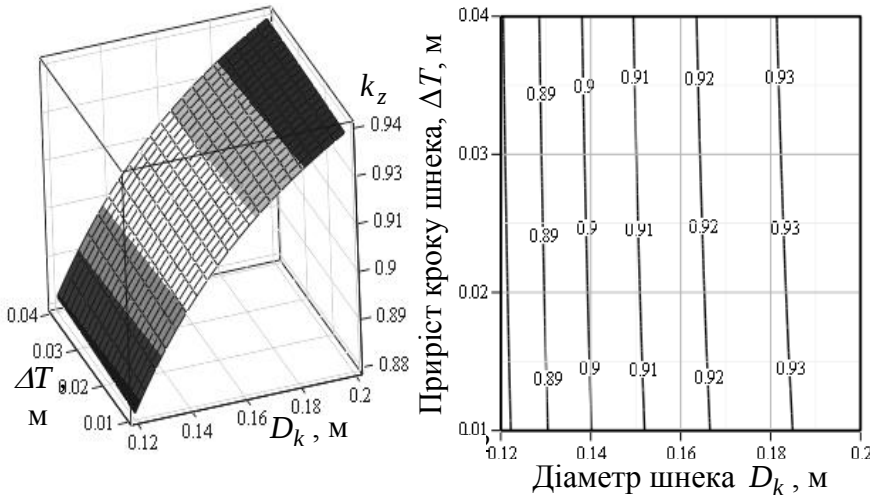


Рис. 6. Залежність зміни коефіцієнта заповнення k_z як функціонал $k_z = f_z(D_k; \Delta T)$ за $\theta_1 = 3$

збільшення T_1 від 0,04 до 0,08 (м) та приросту збільшення кроку ΔT від 0,01 до 0,04 (м) коефіцієнт k_z зростає, відповідно, на 0,004 (рис. 5) та 0,001 (рис. 6).

Продуктивність роботи Q_m ГК регламентується продуктивністю роботи Q_k шнека 3 (рис. 3) та секундною подачею W_k коренеплодів до бункера 1.

З метою формалізації процесу завантаження коренеплодів, подальшого їх транспортування удосконаленням ГК і обґрунтування раціональних параметрів, розглянемо функціональну схему технологічного процесу роботи завантажувального каналу (рис. 7).

Запишемо умову раціонального функціонування удосконаленого ГК за проміжок часу t у вигляді:

$$dM_k / dt \geq dW_k / dt, \text{ або } Q_k \geq W_k, \quad (17)$$

де dM_k / dt – маса вивантажених подрібнених коренеплодів, кг; dW_k / dt – загальна маса завантажених коренеплодів, кг; W_k – секундна подача коренеплодів, кг/с.

Функціональний взаємозв'язок між параметрами бункера 1 та шнекового конвеєра визначимо на основі аналізу загальної подачі dW_k / dt завантажених через бункер коренеплодів, пропускної здатності бункера dW_b / dt (кг), необхідної розрахункової пропускної здатності dQ_k / dt шнекового конвеєра за час t .

У зв'язку з цим умову (17) запишемо у вигляді:

$$dQ_k / dt \geq dW_b / dt \geq dW_k / dt. \quad (18)$$

Після проведення аналізу, було отримано:

$$dW_b = \lambda_u \rho_k \pi (d_{1z} - a')^2 \sqrt{1,6g d_{1z} (2h_{1z} + d_{2z} \sin \alpha_k)} dt / 2\sqrt{d_{1z}}, \quad (19)$$

де λ_u – коефіцієнт опору для кускових вантажів; ρ_k – об'ємна маса коренеплодів, кг/м³; d_{1z} , d_{2z} – відповідно, зведений діаметр верхнього та нижнього отвору вихідної горловини бункера, м; a' – середній поперечний розмір коренеплодів, м; h_{1z} – висота склепіння, м; α_k – кут нахилу отвору до горизонту, град.; g – прискорення вільного падіння, м/с².

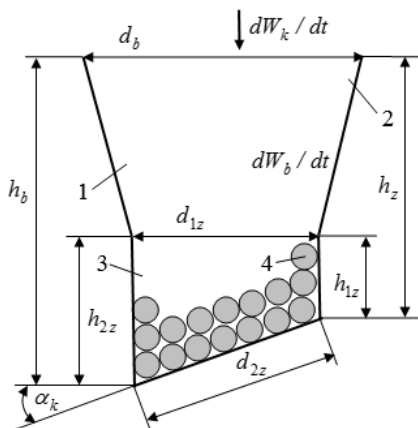


Рис. 7. Схема до розрахунку параметрів завантажувального каналу: 1 – бункер; 2 – завантажувальна горловина; 3 – вихідна горловина; 4 – коренеплід

$$dQ_k = 0,125 D_k^2 \rho_k \psi_\alpha k_d k_y (1 - k_n) (T_1 + n \Delta T) \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) dt; \quad (20)$$

$$Q_k = \frac{\pi k D_k^2 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n \Delta T) k_d k_y}{240} \times \left[1 - \frac{1}{2\pi k_d^2} \times \left(\frac{1}{\pi} + \frac{4\Omega \delta_c z (k_d - 1) k_d}{n [2T_1 + \Delta T (n - 1)] D_k} + \frac{D_k}{k_d} \theta_1 \delta_n (n_z n - 1) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left(\frac{D_k k_d [\pi - \text{tg} \gamma_n (k_d - 1)] ((k_d - 1)) \cos \gamma_n - \delta_n [[0,5\pi - \text{tg} \gamma_n (k_d - 1)] \text{tg} \alpha_n \cos \gamma_n - 2(k_d - 1)]}{D_k^2 n_z n [2T_1 + \Delta T (n - 1)] \cos \gamma_n} - \frac{k_d \Theta}{D_k \delta_n} \right) \right] \right], \quad (21)$$

де $d\varphi_k / dt = n_k$ – частота обертання шнека, об/хв; ψ_α , k_α , k_y , k_d – коефіцієнти, які враховують: кута нахилу шнека до горизонту; впливу кута підйому гвинтової лінії; ущільнення подрібнених коренеплодів витками шнека; співвідношення d_m до D_k .

З врахуванням (20) залежність (21) для визначення продуктивності роботи Q_k удосконаленого ГК набуде кінцевого вигляду:

$$Q_k = \frac{\pi k D_k^2 \rho_k \psi_\alpha (T_1 + n \Delta T) k_d k_y}{240} (1 - k_n). \quad (22)$$

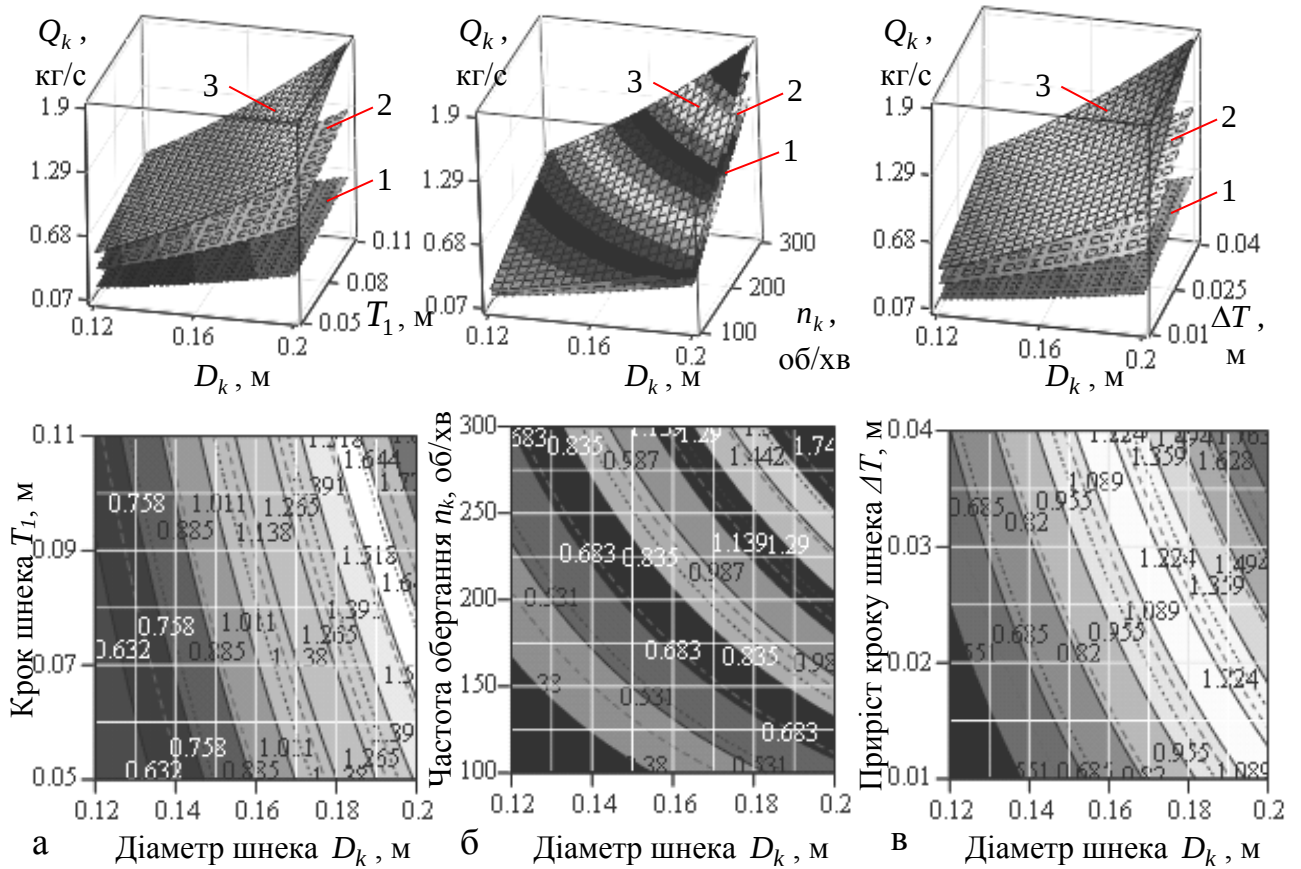


Рис. 8. Залежність зміни продуктивності роботи Q_k удосконаленого ГК як

функціонал: а – $Q_k = f_Q(D_k; T_1)$, 1, 2, 3 – $n_k = 100, 200, 300$ об/хв;

б – $Q_k = f_Q(D_k; n_k)$, 1, 2, 3 – $T_1 = 0,05; 0,08; 0,11$ м;

в – $Q_k = f_Q(D_k; \Delta T)$, 1, 2, 3 – $n_k = 100, 200, 300$ об/хв

Встановлено, що розрахункова продуктивність роботи Q_k удосконаленого ГК знаходиться межах $Q_k = 0,07 \dots 1,9$ кг/с, рис. 8. Значне збільшення Q_k відбувається за діаметра $D_k \geq 0,16$ м та $n_k \geq 200$ об/хв – середнє значення приросту Q_k змінюється в межах від 0,8 до 1,2 кг/с залежно від значення кроку першого витка T_1 та приросту кроку шнека ΔT .

За частоти обертання шнека в інтервалі $100 \leq n_k \leq 200$ об/хв приріст продуктивності роботи Q_k удосконаленого ГК незначний і становить в середньому 0,3 кг/с. Суттєве збільшення Q_k залежно від збільшення приросту кроку ΔT відбувається за $n_k \geq 300$ об/хв і $D_k \geq 0,2$ м – середнє значення приросту Q_k становить 0,7...0,8 кг/с. За значення $D_k \leq 0,12$ м збільшення Q_k незначне (в межах 0,04...0,06 кг/с), або не відбувається, рис. 8.

Для обґрунтування розмірних параметрів бункера 1 (рис. 3) та враховуючи залежності (18), (20), отримано:

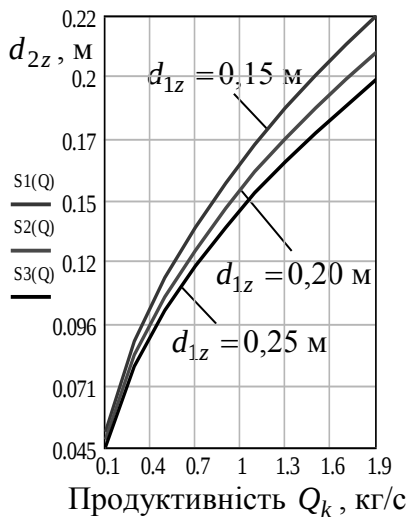


Рис. 9. Залежність зміни діаметра отвору d_{2z} як функціонал $d_{2z} \leq f_d(Q_k)$

Діаметр отвору d_{2z} витікання вантажу вихідного каналу завантажувального бункера у межах зміни продуктивності роботи від 0,2 до 1,9 кг/с (рис. 9) повинен бути більшим, відповідно, за межі його зміни від 0,07 до 0,22 м.

У третьому розділі «Програма та методика проведення експериментальних досліджень гвинтового конвеєра» наведено програму експериментальних досліджень, опис лабораторної установки та розроблені методики проведення, оброблення і аналізу результатів експериментів.

Програма проведення експериментальних досліджень передбачала: розроблення емпіричних рівнянь регресії, які функціонально характеризують і описують зміну продуктивності роботи та питомих затрат споживчої потужності залежно від технологічних і конструктивно-кінематичних параметрів гвинтового конвеєра; визначення показників технологічної ефективності використання удосконаленого та базового ГК на основі проведення порівняльних досліджень.

Методика експериментальних досліджень удосконаленого ГК базувалися на основі загальних положень планування, проведення, обробки експериментального

$$\frac{\lambda_u \rho_k S_o \sqrt{3,2gR_k}}{\sqrt{f_m}} dt \leq \frac{\lambda_u \rho_k S_1 \sqrt{1,6gd_{1z}}}{\sqrt{f_m}} dt \leq \leq 0,125 D_k^2 \rho_k \psi_\alpha k_a k_y (1 - k_n) (T_1 + n \Delta T) \left(\frac{d\varphi_k}{dt} \right) dt, \quad (23)$$

де S_1 , S_o – відповідно, площа верхнього отвору витікання вихідної горловини та площа вихідного каналу завантажувального бункера, м²; R_k – зведений критичний радіус отвору, м; f_m – коефіцієнт внутрішнього тертя, або:

$$S_1 \leq S_o \leq \frac{Q_k \sqrt{f_m}}{\lambda_u \rho_k \sqrt{1,6gd_{1z}}} = \frac{Q_k \sqrt{f_m}}{\lambda_u \rho_k \sqrt{3,2gR_k}}; \quad (24)$$

$$d_{2z} \leq \sqrt{\frac{4Q_k}{\pi \lambda_u \rho_k}} \sqrt{\frac{f_m}{1,6gd_{1z}}}. \quad (25)$$

масиву та аналізу одержаних результатів планованих факторних експериментів із використанням прикладних програм для комп'ютера.

При проведенні експериментальних досліджень побудовану структурну модель удосконаленого ГК (рис. 10а) подано у вигляді багатовимірної складної динамічної системи «вхід-вихід».

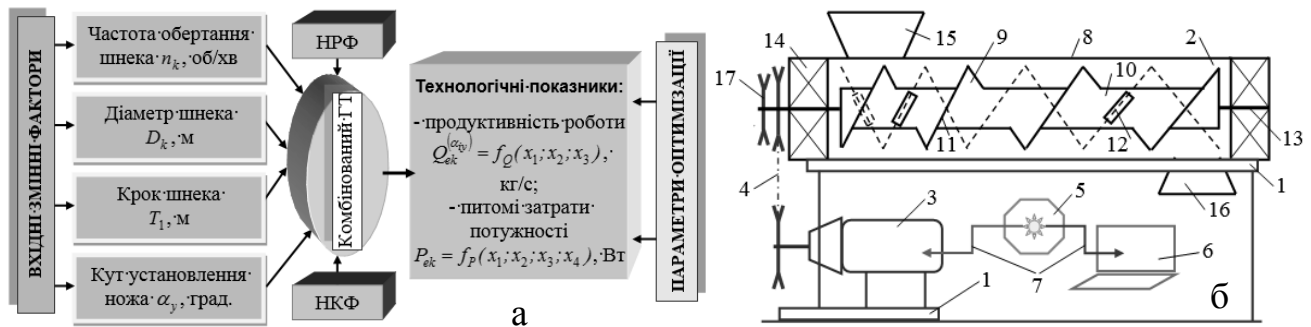


Рис. 10. Структурна модель проведення досліджень (а) та конструктивна схема (б) лабораторної установки: 1 – рама; 2 – удосконалений ГК;

3 – електродвигун; 4 – клинопасова передача; 5 – керуючий пристрій Altivar 71; 6 – комп'ютер; 7 – комутаційне з'єднання; 8 – кожух; 9 – шнек; 10 – барабан; 11 – спіральний виток; 12 – ніж; 13 – вал; 14 – опора; 15, 16 – завантажувальна та вивантажувальна горловина; 17 – шків

Для експериментального дослідження продуктивності роботи Q_{ke} та питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК використовували розроблений макетний зразок лабораторної установки, рис. 10б, рис. 11.

Лабораторна установка складається з рами 1 (рис. 10б, рис. 11) на якій змонтовано удосконалений ГК 2 і електродвигун 3. Вона також має клинопасову передачу 4, керуючий мультисистемний пристрій 5 Altivar 71, комп'ютер 6, комунікаційне з'єднання 7 пристрою з електродвигуном і комп'ютером. Удосконалений ГК являє собою горизонтальний кожух 8 у середині якого змонтовано шнек 9, який виконано у вигляді барабана 10, на якому по гвинтовій лінії встановлено спіральні витки 11 між якими також по гвинтовій лінії закріплено ножі-подрібнювачі 12. В торцях барабана шнека закріплено вали 13, на які посаджено підшипникові опори 14, які встановлено в торцях направляючого горизонтального кожуха. Кожух має завантажувальну 15 та вивантажувальну 16 горловини. З боку завантажувальної горловина на вал посаджено шків 17. Привод робочих органів удосконаленого ГК відбувається шляхом передачі крутного моменту від електродвигуна лабораторної установки до шнека за рахунок клинопасової передачі.

Для керування частотою обертання електродвигуна 3 (рис. 11) та шнека удосконаленого ГК 2 використовували стандартне ліцензоване програмне забезпечення Power Suite V2.3.0, яке призначене для регулювання керуючого пристрою 5 Altivar 71 та узгодження його перетворювачів частоти, пристроїв пуску системи Altistart 48, сервоприводів Lexium і інтелектуальних пускачів, зчитування даних з керуючого пристрою, виведення їх на монітор комп'ютера 6 у вигляді числових значень, або графічних побудов.

Для отримання емпіричного рівняння регресії, що характеризує зміну продуктивності роботи Q_{ke} та питоми затрат споживчої потужності P_{ke} залежно

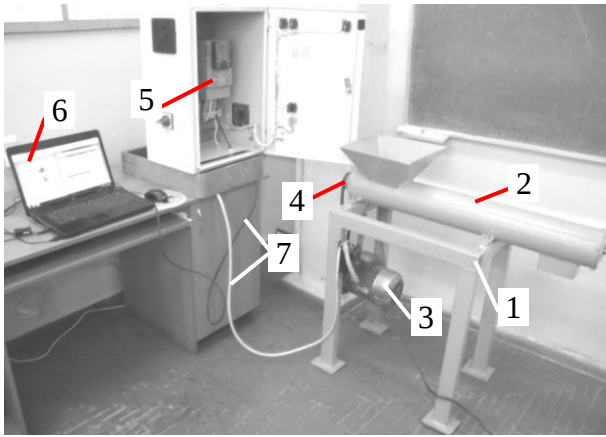


Рис. 11. Загальний вигляд експериментальної установки:
1 – рама; 2 – удосконалений ГК;
3 – електродвигун; 4 – клинопасова передача; 5 – керуючий пристрій Altivar 71; 6 – комп’ютер;
7 – комутаційне з’єднання

від параметрів процесу, реалізували планований три- та чотирифакторний експеримент типу ПФЕ 3³, ПФЕ 3⁴.

При цьому під час реалізації експерименту ПФЕ 3⁴ застосовували несиметричну матрицю Бокса-Бенкіна. Результати кодування факторів і рівні їх варіювання наведено у табл. 1. Наближене регулювання частоти обертання вала шнека n_k ГК проводили шляхом переустановлення веденого шківів 17 відповідного діаметра (рис. 10б) клинопасової передачі 4, а точну частоту обертання шнека n_k під час проведення експериментів встановлювали за допомогою команди з панелі керування електродвигуном 3 керуючого мультисистемного пристрою 5 Altivar 71.

Таблиця 1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення	Інтервал варіюв.	Рівні варіювання, натуральні/кодовані		
Частота обертання шнека n_k , об/хв	x_1	100	100/-1	200/0	300/+1
Діаметр шнека D_k , м	x_2	0,04	0,12/-1	0,16/0	0,2/+1
Крок шнека T_1 , м	x_3	0,03	0,05/-1	0,08/0	0,11/+1
Кут установлення ножа α_y , град.	x_4	15	15/-1	30/0	45/+1

Продуктивність роботи Q_{ke} та питомі затрати споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК визначали за формулою:

$$Q_{ke} = M_k / t_e; \quad P_{ke} = K_z N_{ke} / 100 Q_{ke} L_k, \quad (26)$$

де M_k – маса вивантажених подрібнених коренеплодів, кг; $t_e = const = 10$ с – час проведення одного експерименту; K_z – коефіцієнт використання номінальної потужності електродвигуна, %; $N_{ke} = M_{ke} n_k / 9750$ – потужність на приводі шнека, кВт; L_k – довжина робочої частини шнекового конвеєра, м; M_{ke} – крутний момент на приводі шнека, Н м.

Отримані експериментальні значення Q_{ke} та P_{ke} , або функціональної залежності $Q_{ke} = f_Q(x_1; x_2; x_3)$ і $P_{ke} = f_P(x_1; x_2; x_3; x_4)$ для граничних значень відповідних точок композиційного плану три- та чотирифакторного експерименту типу ПФЕ 3³ і ПФЕ 3⁴ заносили у відповідні графі рандомізованої план-матриці.

Обробку отриманого експериментального масиву даних проводили за загальновідомими методиками та методами статистичної обробки для отримання емпіричної моделі $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$ і $P_{ke} = f_P(n_k; D_k; T_1; \alpha_y)$ з використанням методик кореляційного і регресійного аналізу, які характеризують вплив факторів і їх взаємодію на зміну продуктивності роботи Q_{ke} та питомих затрат споживчої потужності P_{ke} удосконаленого ГК.

У четвертому розділі «Результати експериментальних досліджень гвинтового конвеєра» наведено результати лабораторних і порівняльних досліджень згідно з прийнятою програмою.

Послідовність проведення експериментів із визначення продуктивності роботи $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$ і питомих затрат споживчої потужності $P_{ke} = f_P(n_k; D_k; T_1; \alpha_y)$ удосконаленого ГК встановлювали, відповідно, згідно з нумерованим порядком рандомізованої план-матриці експерименту типу ПФЕ 3^3 і некомпозиційної план-матриці другого порядку Бокса-Бенкіна, а характеристику визначених змінних факторів і значення їх рівнів варіювання – згідно з результатами проведених теоретичних досліджень.

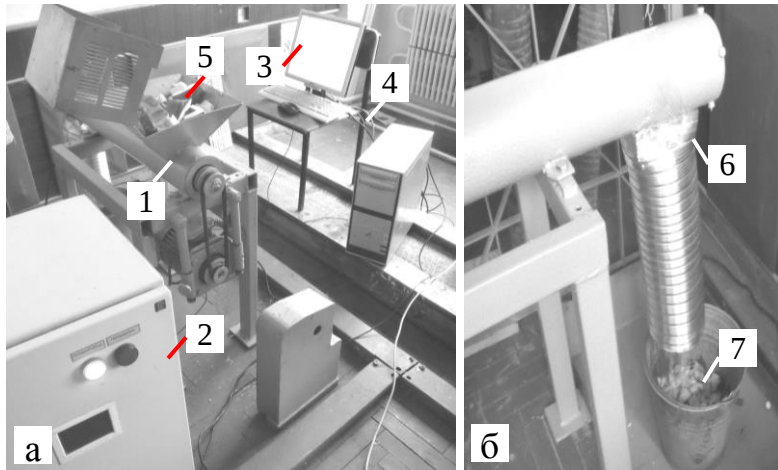


Рис. 12. Загальний вигляд: а – лабораторної установки в роботі; б – вивантажувальної горловини з подрібненими коренеплодами; 1 – удосконалений ГК; 2 – керуючий пристрій Altivar 71; 3 – комп’ютер; 4 – комутаційне з’єднання; 5 – коренеплоди; 6 – вивантажувальна горловина; 7 – подрібнені коренеплоди

Після перевірки адекватності апроксимуючої моделі і оцінки значущості коефіцієнтів рівняння регресії згідно з критерієм Фішера та Ст’юдента, одержано рівняння регресії у вигляді функціоналу $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$, яке описує характер зміни продуктивності роботи ГК (рис. 12) у таких межах зміни вхідних факторів: частоти обертання шнека $100 \leq n_k \leq 300$ об/хв; діаметра шнека $0,12 \leq D_k \leq 0,2$ м; кроку шнека $0,05 \leq T_1 \leq 0,11$ м:

$$Q_{ke} = 0,81 + 0,61 \ln(n_k) + 1,33 \ln(D_k) + 0,31 \ln(T_1) \quad (27)$$

У заданих межах варіювання змінними факторами зміна

продуктивності Q_{ke} , визначена експериментальним шляхом, знаходиться в діапазоні – від 0,11 до 1,6 кг/с, рис. 13. За збільшення діаметра шнека D_k від 0,12 до 0,2 м продуктивність роботи Q_{ke} збільшується в середньому на 0,5...0,7 кг/с (рис. 13а), а за збільшення частоти обертання шнека n_k від 100 до 300 об/хв – в середньому на 0,7 кг/с (рис. 13а, б), тобто прирости продуктивності роботи Q_{ke} адекватні. Приріст продуктивності роботи Q_{ke} в межах збільшення кроку шнека T_1 від 0,05 до 0,11 м дуже незначний – середнє значення приросту Q_{ke} знаходиться в межах 0,1...0,15 кг/с (рис. 13б, в).

На основі графо-аналітичного аналізу побудованої діаграми зміни продуктивності роботи удосконаленого ГК (рис. 14) встановлено, що характер функціональної зміни продуктивності роботи Q_{ke} ГК, яку отримано для граничних експериментальних значень відповідних точок композиційного плану планованого експерименту типу ПФЕ 3^3 цілком адекватний характеру зміни продуктивності роботи Q_{ke} , яка описується згідно з апроксимуючою моделлю (27) або функціоналом $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k; T_1)$, рис. 13.

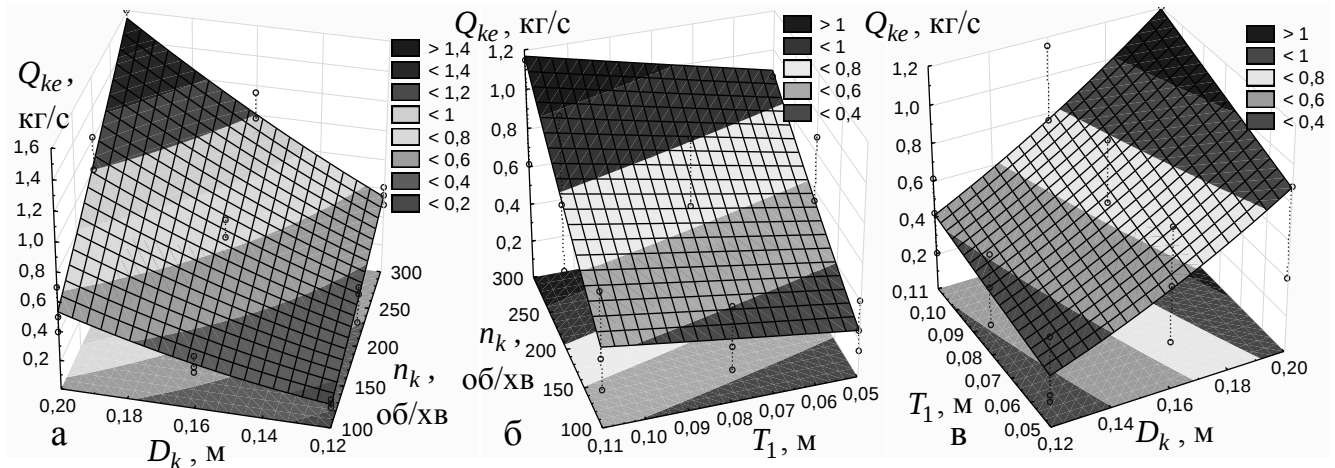


Рис. 13. Поверхня відгуку зміни продуктивності роботи Q_{ke} як функціонал:

а – $Q_{ke} = f_Q(n_k; D_k)$; б – $Q_{ke} = f_Q(n_k; T_1)$; в – $Q_{ke} = f_Q(D_k; T_1)$

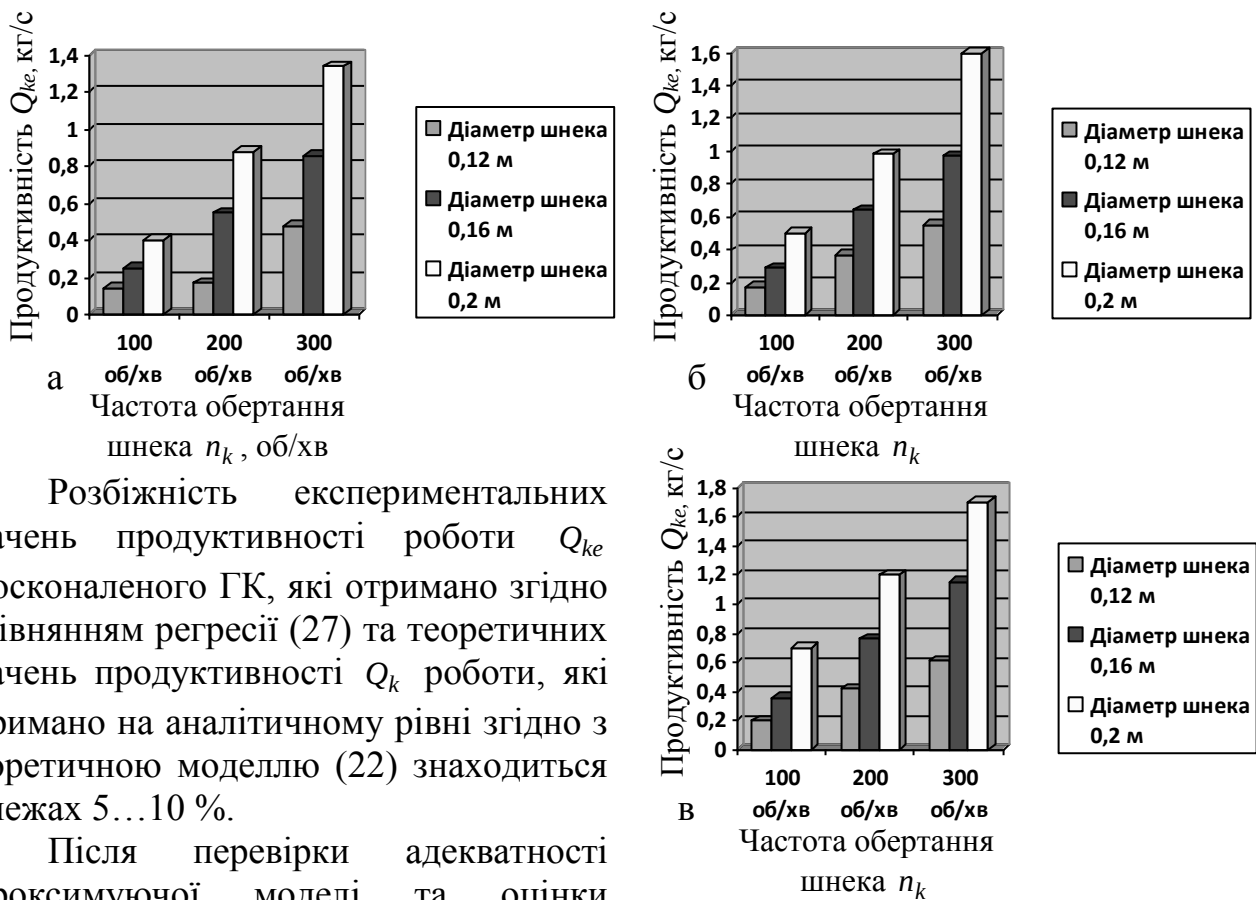


Рис. 14. Діаграма зміни продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК:

а, б, в – $T_1 = 0,05; 0,08$ і $0,11$ м
відповідно

Розбіжність експериментальних значень продуктивності роботи Q_{ke} удосконаленого ГК, які отримано згідно з рівнянням регресії (27) та теоретичних значень продуктивності Q_k роботи, які отримано на аналітичному рівні згідно з теоретичною моделлю (22) знаходиться у межах 5...10 %.

Після перевірки адекватності апроксимуючої моделі та оцінки значущості коефіцієнтів рівняння регресії отримано рівняння регресії в натуральних факторах, яке характеризує та функціонально описує зміну питомих затрат споживчої потужності P_{ke} макетного зразка удосконаленого ГК:

$$P_{ke} = 1,26 - 0,11 \cdot 10^{-2} n_k - 7,59 D_k - 5,04 T_1 - 0,88 \cdot 10^{-2} \alpha_y + 0,66 \cdot 10^{-3} n_k T_1 + 22,92 D_k T_1 + 12,25 D_k^2 + 3,05 T_1^2 + 97 \cdot 10^{-4} \alpha_y^2 \quad (28)$$

Аналіз рівняння регресії (28) і побудованої згідно з ним залежності (рис. 15, рис. 16) у вигляді функціонала $P_{ke} = f_P(n_k)$, $P_{ke} = f_P(D_k)$, $P_{ke} = f_P(T_1)$, $P_{ke} = f_P(\alpha_y)$

показує, що основний масив апроксимованих експериментальних значень питомих затрат споживчої потужності P_{ke} знаходиться в межах: відносно характеру зміни частоти обертання n_k та діаметра D_k шнека – в межах 0,03...0,16 кВт с/кг м; відносно характеру зміни D_k та кроку першого спірального витка T_1 – в межах 0,03...0,17 кВт с/кг м; відносно характеру зміни T_1 та кута установлення ножа α_y – в межах 0,025...0,11 кВт с/кг м.

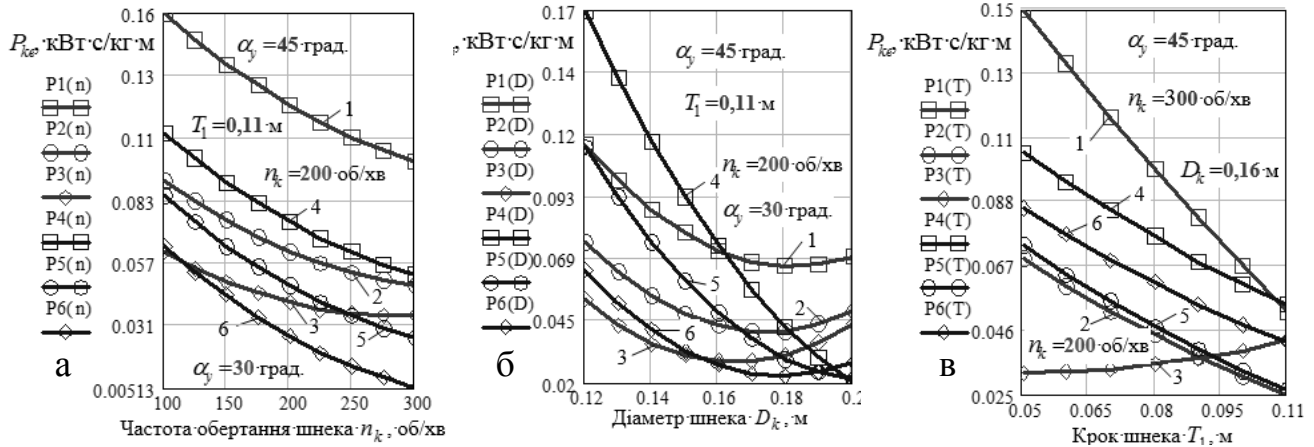


Рис. 15. Залежність зміни питомих затрат споживчої потужності P_{ke} як

функціонал: а – $P_{ke} = f_P(n_k)$, 1, 2, 3 – $D_k = 0,12; 0,16; 0,2$ м; 4, 5, 6 – $T_1 = 0,05; 0,08; 0,11$ м; б – $P_{ke} = f_P(D_k)$, 1, 2, 3 – $n_k = 100; 200; 300$ об/хв; 4, 5, 6 – $T_1 = 0,05; 0,08; 0,11$ м; в – $P_{ke} = f_P(T_1)$, 1, 2, 3 – $D_k = 0,12; 0,16; 0,2$ об/хв; 4, 5, 6 – $\alpha_y = 15; 30; 45$ град.

У межах зростання частоти обертання шнека $100 \leq n_k \leq 300$ об/хв питомі затрати споживчої потужності P_{ke} зменшуються в середньому на 0,03...0,06 кВт с/кг м залежно від відповідного значення діаметра шнека D_k , рис. 15а, б. Найбільш вагоме зменшення P_{ke} відносно збільшення діаметра шнека D_k отримано за значення $T_1 = 0,05$ м, при цьому P_{ke} зменшуються в 8,5 раза – від 0,17 кВт с/кг м за $D_k = 0,12$ м до 0,02 кВт с/кг м за $D_k = 0,2$ м, рис. 15б.

Функціональна зміна питомих затрат споживчої потужності P_{ke} залежно від збільшення кроку першого витка T_1 має зворотний характер – за збільшення T_1 у межах $0,05 \leq T_1 \leq 0,11$ м затрати P_{ke} зменшується пропорційно збільшенню T_1 за рахунок збільшення продуктивності Q_{ke} . Вагоме зменшення затрат споживчої

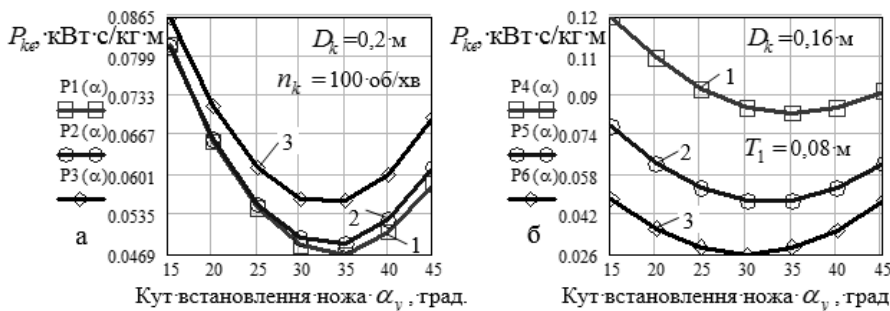


Рис. 16. Залежність зміни питомих затрат споживчої потужності P_{ke} як функціонал $P_{ke} = f_P(\alpha_y)$:

а – 1, 2, 3 – $T_1 = 0,05; 0,08; 0,11$ м;

б – 1, 2, 3 – $n_k = 100; 200; 300$ об/хв відповідно

потужності P_{ke} відносно кроку T_1 шнека отримано за значення діаметра шнека $D_k = 0,12$ м. При цьому P_{ke} зменшуються в 3 рази – від 0,15 кВт с/кг м за $D_k = 0,12$ м до 0,05 кВт с/кг м за діаметра $D_k = 0,2$ м і кута встановлення ножа $\alpha_y = 45$ град., рис. 15в.

Функціональна зміна питомих затрат споживчої потужності P_{ke} залежно від кута α_y встановлення ножа має двоякий характер (рис. 16): за збільшення кута α_y у межах від 15 до 30 град. питомі затрати споживчої потужності значно зменшуються – від $P_{ke} = 0,08 \dots 0,086$ до значення $P_{ke} = 0,05 \dots 0,056$ кВт с/кг м, або зменшуються в середньому в 1,5 раза; подальше збільшення α_y від 30 до 45 град. призводить до зростання P_{ke} до значення $P_{ke} = 0,058 \dots 0,065$ кВт с/кг м, або затрати споживчої потужності P_{ke} зростають в середньому в 1,15 раза.

Встановлено, що для даних умов протікання технологічного процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів питомі затрати споживчої потужності P_{ke} приймають мінімальне значення $P_{ke_{min}} = 0,029$ кВт с/кг за $n_k = 300$ об/хв, $D_k = 0,2$ м, $T_1 = 0,11$ м, $\alpha_y = 30$ град.

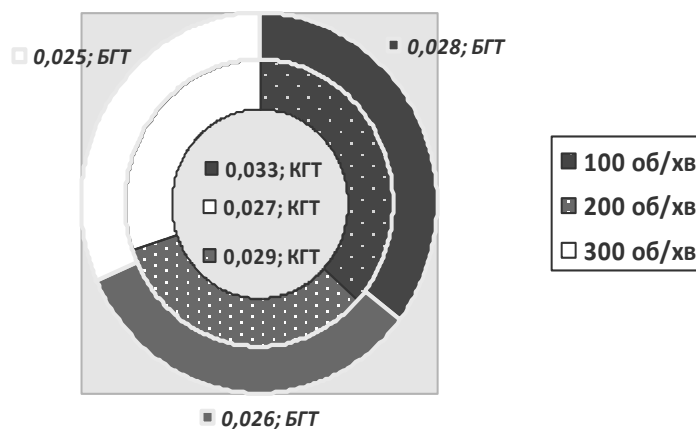


Рис. 17. Діаграма зміни питомих затрат споживчої потужності: КГТ – удосконалений ГК; БГТ – базовий ГК

затрат споживчої потужності базового ГК становить 1,13 раза. Зменшення питомих затрат споживчої потужності $P_{ke}^{(b)}$ у базового ГК пояснюється відсутністю операції подрібнення коренеплодів на відміну від ГК з комбінованим робочим органом.

У загальному аспекті можна констатувати, що питомі затрати споживчої потужності, які необхідні для виконання технологічного процесу одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів, збільшуються порівняно з базовим ГК доволі в незначних межах – в середньому на 0,01 кВт с/кг м.

У п'ятому розділі «Економічна ефективність застосування гвинтового конвеєра» наведено перспективні напрямки розвитку ГК, рекомендовані параметри для виробництва та визначено економічну ефективність застосування ГК з комбінованим робочим органом.

Завдання зниження енергозатрат одночасного транспортування та подрібнення коренеплодів ГК може вирішуватися, як шляхом удосконалення технологічного процесу, так і завдяки конструктивного удосконалення робочих органів.

Розрахований річний економічний ефект, який досягнуто за рахунок розширення функціональних можливостей ГК з комбінованим робочим органом, складає 12209,7 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вперше вирішено наукове завдання підвищення функціональних можливостей гвинтових транспортних механізмів шляхом розроблення та обґрунтування параметрів гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом.

1. Конструктивний геометричний коефіцієнт знаходиться в межах 0,03...0,07 залежно від зміни діаметра та кроку шнека за кількості: змінних кроків, що дорівнюють 3; спіральних витків однакового кроку, що дорівнюють 2; ножів-подрібнювачів, які встановлено між парою суміжних витків, що дорівнюють 4.

2. Встановлено, що функціональна зміна коефіцієнта заповнення робочого простору залежно від зміни діаметра та кроку шнека знаходиться в межах 0,87...0,94, а значний приріст коефіцієнта заповнення спостерігається за значення діаметра шнека понад 0,12 м.

У межах зміни діаметра шнека від 0,12 до 0,16 м коефіцієнт заповнення зростає на 0,05.

3. Теоретична продуктивність роботи гвинтового конвеєра знаходиться в межах 0,07...1,9 кг/с. Збільшення продуктивності роботи (на 0,7...0,8 кг/с) відбувається за частоти обертання та діаметра шнека більшими 300 об/хв та 0,2 м. За значення діаметра шнека менше 0,12 м збільшення продуктивності незначне (в межах 0,04...0,06 кг/с) або практично не відбувається.

4. Експериментально встановлено, що продуктивність роботи становить від 0,11 до 1,6 кг/с за зміни частоти обертання шнека від 100 до 300 об/хв, діаметра шнека – від 0,12 до 0,2 м, кроку першого спірального витка – від 0,05 до 0,11 м. При цьому приріст продуктивності роботи зі збільшенням кроку незначний – середнє значення приросту становить 0,01...0,015 кг/с.

Розбіжність експериментальних та теоретичних значень продуктивності роботи знаходиться у межах 5...10 %.

5. Основний масив апроксимованих значень питомих затрат споживчої потужності гвинтового конвеєра знаходиться в межах 0,03...0,17 кВт с/кг м. За збільшення діаметра шнека від 0,12 до 0,2 м питомі затрати споживчої потужності зменшуються в 8,5 раза за кроку першого спірального витка, що дорівнює 0,05 м. За збільшення кута встановлення ножа від 15 до 30 град. питомі затрати споживчої потужності зменшуються приблизно в 1,5 раза.

Подальше збільшення кута встановлення ножа від 30 до 45 град. призводить до зростання питомих затрат споживчої потужності приблизно в 1,15 раза.

6. Мінімальне значення питомих затрат споживчої потужності, яке знаходиться у межах 0,029...0,04 кВт с/кг м, отримано за частоти обертання шнека 200...300 об/хв, діаметра шнека 0,2 м, кроку першого спірального витка 0,08...0,11 м та кута встановлення ножа 30 град.

7. За результатами проведених теоретично-експериментальних досліджень встановлено основні раціональні параметри гвинтового конвеєра: діаметр – 0,2 м; крок першого спірального витка – 0,11 м; кут встановлення ножа – 30 град.; приріст кроку – 0,03 м; кількість ножів, які встановлено між однією парою суміжних витків – 4 шт.; частота обертання шнека – 300 об/хв.

8. За результатами порівняльних досліджень встановлено, що питомі затрати споживчої потужності базового, відносно удосконаленого гвинтового конвеєра, зменшується в середньому в 1,13 раза. Загальний економічний ефект за один рік експлуатації удосконаленого гвинтового конвеєра становить 12209,7 грн. Результати досліджень упроваджено в компанії ПАП «Агропродсервіс» у технологічній лінії для приготування кормів.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у фахових виданнях України

1. Pankiv V. Throughput capability of the combined screw chopper conveyor / V. Pankiv // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – Тернопіль, 2017. – Т. 85. – № 1. – С. 69 – 79.

2. Паньків В.Р. Аналіз процесу транспортування матеріалу комбінованим гвинтовим транспортером [Електронний ресурс] / В.Р. Паньків // Наукові доповіді Національного університету біоресурсів і природокористування України : електрон. наук. фаховий журнал. – К., 2017. – Т. 69. – № 5. – Режим доступу до журн. : <http://nd.nubip.edu.ua>.

3. Пилипець М.І. Методологія проведення експериментальних досліджень комбінованого гвинтового транспортера / М.І. Пилипець, В.Р. Паньків // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2017. – Вип. 60. – С. 187–192. *(Автором наведено методику проведення експериментальних досліджень продуктивності роботи та питомих затрат споживчої потужності).*

4. Пилипець М. Експериментальні дослідження питомих затрат споживчої потужності комбінованого гвинтового конвеєра / М. Пилипець, В. Паньків // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – Львів, 2017. – № 21. – С. 37–46. *(Автором розроблено емпіричну модель питомих затрат споживчої потужності).*

5. Паньків В.Р. Теоретична модель функціонування гвинтового транспортера / В.Р. Паньків // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький, 2017. – Вип. 47, ч. I. – С. 84–91.

Статті у рецензованих закордонних виданнях

6. . Pankiv V.R. Investigation of constructive geometrical and filling coefficients of combined grinding screw conveyor / V.R. Pankiv, O.A. Tokarchuk // INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. – Bucharest, 2017. – Vol. 51. – No. 1/2017. – P. 59–68. (Sci Verse Scopus). *(Автором розроблено теоретичні залежності для визначення конструктивного геометричного коефіцієнта та коефіцієнта заповнення).*

7. Hevko R.B. Feasibility study of mixture transportation and stirring process in continuous-flow conveyors / R.B. Hevko, B.O. Yazlyuk, V.R. Pankiv et al. // INMATEH–Agricultural engineering. National Institute of research development for machines and installations designed to Agriculture and food industry. – Bucharest, 2017. – Vol. 51. – No. 1/2017. – P. 49–58. (Sci Verse Scopus). *(Автором наведено аналіз режимів роботи конвеєра).*

Статті в збірниках праць наукових конференцій

8. Пилипець М.І. Thermo-mechanical properties of conducting polymers and carbon nanotubes based composite materials / М.І. Пилипець, В.Р. Паньків, М.Р. Паньків // Теоретичні та експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства і машинобудування : мат. V міжн. наук.-практ. конф., 15-17 лист. 2015 р. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2015. - Вип. 50. - С. 149–153. *(Автором запропоновано процес виготовлення витків шинка).*

9. Паньків В.Р. Комбинированный транспортер-измельчитель / В.Р. Паньків // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Аграрная наука – сельскохозяйственному производству Сибири, Казахстана, Монголии, Беларуси и Болгарии : матер. межд. науч.-техн. конф., 19–21 окт. 2016 г. Минск : НППЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства. – Минск, 2016. - Т. 1. - С. 111–115.

Тези наукових конференцій

10. Day R. Thermal and thermo-mechanical properties of conducting polymers and carbon nanotubes based composite materials / R. Day, V. Pankiv // Збірник тез доповідей III науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 19-20 листопада 2014 р. : тези доп. – Тернопіль : ТНТУ, 2014. – С. 128. *(Автором запропоновано застосування нанотехнологій для виготовлення спіралей шинка).*

11. Лясота О.М. Оптимізація конструктивних параметрів гвинтової заготовки робочого органу транспортера подрібнювача / О.М. Лясота, В.Р. Паньків // Матеріали II-ої Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу», 14-18 вересня 2016 р. : тези доп. – Херсон, 2016. – Вип. 2. – С. 204–205. *(Автором запропоновано критерій якості для обґрунтування параметрів робочого органу конвеєра).*

12. Паньків В.Р. Аналітичні дослідження продуктивності комбінованого гвинтового транспортера-подрібнювача / В.Р. Паньків // Збірник тез доповідей V науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 17-18 листопада 2016 р. : тези доп. – Тернопіль : ТНТУ, 2016. – С. 302-303.

13. Пилипець М.І. Теоретично-експериментальні дослідження продуктивності комбінованого гвинтового транспортера-подрібнювача / М.І. Пилипець, В.Р. Паньків // Матеріали XXII Міжнародної науково-практичної конференції «Фізичні та комп'ютерні технології», 7-9 грудня 2016 р. : тези доп. – Харків : ЛІРА, 2016. - С. 257–260. *(Автором розроблено математичну модель продуктивності роботи комбінованого гвинтового конвеєра).*

14. Паньків В.Р. Удосконалений комбінований гвинтовий транспортер-подрібнювач / В.Р. Паньків // XX наукова конференція Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 18 – 19 травня 2017 р. : тези доп. – ТНТУ, 2017. – С. 42 – 43.

15. Паньків В.Р. Математична модель процесу транспортування матеріалу комбінованим гвинтовим транспортером / В.Р. Паньків // Матеріали XI Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання,

виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки», 3 листопада 2017 р. : тези доп. – Кропивницький : ЦНТУ, 2017. – С. 75–77.

16. Паньків В.Р. Уточнення коефіцієнта заповнення комбінованого гвинтового транспортера / В.Р. Паньків // Збірник тез доповідей V науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 16-17 листопада 2017 р. : тези доп. – Тернопіль : ТНТУ, 2017 – С. 196-197.

Патенти України на корисну модель

17. Пат. 201607392 Україна, МПК B65G 33/16. Комбінований гвинтовий транспортер / Паньків В.Р., Пилипець М.І., Барановський В.М., Дубчак Н.А.; заявник і патентоотримувач Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № U 201607392 ; заявл. 07.07.16 ; опубл. 27.02.17, Бюл. № 4. *(Автором запропоновано конструктивне розміщення ножів між витками шнека).*

АНОТАЦІЯ

Паньків В.Р. Обґрунтування параметрів гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

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

У дисертації на підставі сукупності узагальнених наукових результатів вирішено актуальне завдання розширення функціональних можливостей гвинтових транспортних механізмів шляхом розроблення та обґрунтування параметрів комбінованого робочого органу гвинтового конвеєра.

Гвинтовий конвеєр складається із завантажувального бункера та кожуха. У кожусі встановлено шнек, який виконано у вигляді приводного барабана на якому по гвинтовій лінії закріплено спіральні витки.

Між витками та під кутом до поперечного січення барабана встановлено ножі-подрібнювачі. Гвинтова лінія навивання ножів-подрібнювачів і спіральних витків виконана зі змінним кроком.

Розширення функціональних можливостей гвинтового конвеєра досягнуто за рахунок одночасного поєднання двох розділних операцій транспортування та подрібнення коренеплодів в одну суміжну операцію.

На основі проведених аналітичних досліджень розроблено: математичну модель, яка функціонально описує процес транспортування дискретних одиниць подрібнених коренеплодів робочими органами гвинтового конвеєра на основі аналізу матеріального балансу вхідних і вихідних потоків; математичну модель продуктивності роботи гвинтового конвеєра на основі узгодження пропускної здатності шнекового конвеєра та уточненого коефіцієнта заповнення робочого простору.

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень обґрунтовано основні раціональні параметри гвинтового конвеєра з комбінованим робочим органом. Результати досліджень впроваджено в компанії ПАП «Агропродсервіс» Тернопільської обл. в технологічній лінії для приготування соковитих кормів.

Ключові слова: шнек, сукупний канал, вихідний потік, продуктивність роботи, коефіцієнт заповнення, геометричний коефіцієнт, діаметр, крок, частота обертання, затрати потужності.

АННОТАЦІЯ

Паньків В.Р. Обоснование параметров винтового конвейера с комбинированным рабочим органом. – 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, 2018.

В диссертации на основании совокупности обобщенных научных результатов решена актуальная задача расширения функциональных возможностей винтовых транспортных механизмов путем разработки и обоснования параметров комбинированного рабочего органа винтового конвейера.

Винтовой конвейер состоит из загрузочного бункера и кожуха. В кожухе установлен шнек, выполненный в виде приводного барабана на котором по винтовой линии закреплено спиральные витки. Между витками та под углом к поперечному сечению барабана установлено ножи-измельчители. Винтовая линия навивки ножей-измельчителей и спиральных витков выполнена с переменным шагом.

Расширение функциональных возможностей винтового конвейера достигнуто за счет одновременного сочетания двух отдельных операций транспортировки и измельчения корнеплодов в одну смежную операцию.

На основе проведенных аналитических исследований разработаны: математическая модель, которая функционально описывает процесс транспортировки дискретных единиц измельченных корнеплодов комбинированными рабочими органами винтового конвейера на основе анализа материального баланса входящих и исходящих потоков; математическую модель производительности работы винтового конвейера на основе согласования пропускной способности шнека и уточненного коэффициента заполнения рабочего пространства.

Установлено, что производительность работы винтового конвейера с комбинированным рабочим органом составляет от 0,11 до 1,6 кг/с, а основной массив значений удельных затрат потребляемой мощности на выполнение процесса одновременной транспортировки и измельчения корнеплодов находится в пределах 0,03...0,17 кВт с/кг м.

За результатами проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлены основные рациональные параметры комбинированного рабочего органа винтового конвейера: диаметр шнека – 0,2 м; шаг первого спирального витка – 0,11 м; угол установки ножа-измельчителя – 30 град.; интервал увеличения шага – 0,03 м; количество ножей, которые установлены между одной парой смежных витков – 4 шт.; частота вращения шнека – 300 об/мин.

Конструктивная новизна технического решения защищена патентом на полезную модель Украины. Результаты исследований внедрены в компании ЧАП «Агропродсервис» Тернопольской обл. в технологической линии для приготовления сочных кормов.

Ключевые слова: шнек, совокупный канал, выходной поток, производительность работы, коэффициент заполнения, геометрический коэффициент, диаметр, шаг, частота вращения, затраты мощности.

ANNOTATION

Pankiv V.R. Substantiation of parameters of screw conveyor with combined working body. – Qualification scientific paper as manuscript copyright.

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

A topical problem of screw transport mechanisms enhancement by means of development and substantiation of parameters of combined working body of a screw conveyor has been solved in the thesis on the basis of the whole set of summarized scientific results.

The screw conveyor consists of a loading bin and an encasing. The encasing has an auger in the form of a drive pulley where spiral turns are fixed along helix line. Knives-cutters are placed between turns and at a certain angle to the drum transversal cross-section view. The helix line of knives-cutters and spiral turns winding is made with an adjustable pitch.

Screw conveyor enhancement has been achieved due to the simultaneous combination of two separate operations, namely root crops transportation and breaking into one related operation.

On the basis of conducted analytical research we have developed the following: a mathematical model describing functionally the process of transportation of discrete units of minced root crops by screw conveyor working bodies on the basis of analysis of material balance of incoming and outgoing flows; a mathematical model of a screw conveyor capacity based on the conformation of an auger-type conveyor throughput and specified factor of working space filling.

Main rational parameters of a screw conveyor with combined working body have been substantiated on the basis of conducted theoretical and experimental investigations. The results of the research have been introduced into the company PJSC “Agroprodservice” of Ternopil region on the succulent feed production line.

Key words: auger, aggregate channel, outflow, capacity, filling factor, dimension factor, diameter, step, rotational frequency, capacity consumption.