

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ГУДЬ ВІКТОР ЗІНОВІЙОВИЧ

Прим. № _____

УДК 631.36;621.867.42

ДИСЕРТАЦІЯ

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

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва
133 – технологія машинобудування

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____ Гудь В.З.

Науковий консультант:
доктор технічних наук,
професор Гевко І.Б.

Тернопіль – 2021

АНОТАЦІЯ

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

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

Дисертаційна робота присвячена вирішенню наукової проблеми створення механіко-технологічних засад розроблення багатофункціональних секційних шнеків та їх елементів для одночасного виконання різних типів транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві, з генеруванням, за допомогою структурно-схемного синтезу, прогресивних конструкцій, з подальшим обґрунтуванням їх функціонування на основі побудованих математичних моделей та виконаних експериментальних досліджень, а також з обґрунтуванням раціональних режимів їх роботи.

Згенеровано альтернативні конструкції багатофункціональних секційних шнеків з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів за окремими типами виконання операцій при використанні структурно-функціонального синтезу ієрархічних груп.

Побудовано математичну модель динаміки системи «секційний (телескопічний) шнек – сипке середовище», в результаті використання якої встановлено, що динамічний процес шнека при повільно регульованій його довжині залежить, крім силових та кінематичних чинників, від способу його закріплення, а крутильні коливання, які входять до складу складних коливань гвинта (поєднання згинальних та крутильних), відповідають найпростішим їх математичним моделям. На основі запропонованої системи диференціальних рівнянь та відповідних початкових і граничних умов, які впливають із основної ідеї методу Ван-дер-Поля, виведено співвідношення, що визначають

закономірності зміни амплітуди та частоти хвильового процесу в системі телескопічного гвинта багатofункціонального конвеєра.

Досліджено нерезонансні коливання системи «телескопічний шнек – сипке середовище» встановлено, що у телескопічному гвинтовому конвеєрі можуть виникати як нерезонансні, та і резонансні коливання. Встановлено, що у першому наближенні для нерезонансних коливань досліджуваної системи основні параметри згинальних коливань системи «телескопічний шнек – сипке середовище» не залежать від малих крутильних його коливань та зовнішнього періодичного збурення. Проте, амплітуда вказаних коливань залежить від пружних характеристик матеріалу шнека (впливають на власну частоту), в'язко-пружних сил тертя, способу закріплення, та від кутової швидкості його обертання.

Досліджено динаміку зміни амплітуди затухаючих коливань для різних кутових швидкостей обертання шнека за умови, що пружні властивості матеріалу гвинта шнека задовольняють нелінійній технічній закономірності зміни пружних властивостей, а сила в'язкого тертя пропорційна швидкості. Встановлено, що за певних значень кутових швидкостей обертання гвинта шнека спостерігається зрив його поперечних коливань: для більших величин погонної маси гвинта або середовища сипкого матеріалу зрив коливань відбувається за менших кутових швидкостей; для гвинтів шнеків більших довжин зрив коливань проходить за менших кутових швидкостей обертання. Встановлено, що із видовженням телескопічного гвинта частота його коливань з часом спадає. Виявлено, що основні результати отримані для випадку сталої довжини гвинта конвеєра можуть бути використані і для випадку повільно змінної довжини.

Досліджено резонансні коливання, які зумовлені зовнішніми періодичними силами та отримано диференціальні рівняння, які для різних кінематичних характеристик системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» визначають амплітуду проходження телескопічного гвинта через резонанс на частоті зовнішнього періодичного збурення. Отримані залежності свідчать, що: для більших значень погонної маси середовища амплітуда переходу через резонанс є меншою; для більших значень кутової швидкості обертання гвинта власна частота

згинальних коливань є меншою і одночасно амплітуда переходу через резонанс є меншою; для більшої швидкості переходу через резонанс амплітуда є меншою.

Досліджено резонансні коливання зумовлені крутильними коливаннями, і виведено диференціальні рівняння для їх опису. Побудовано графічні залежності для різних значень кутової швидкості обертання гвинта, що визначають зміну в часі амплітуди поперечних коливань системи під час переходу внутрішнього резонансу. Встановлено, що як зовнішній, так і внутрішній резонанси можна уникнути шляхом зміни кутової швидкості гвинта. Що стосується самого процесу переходу через внутрішній резонанс, то виявлено наступне: для більших кутових швидкостей обертання гвинта власна частота його згинальних коливань є меншою і одночасно амплітуда переходу через резонанс є меншою; для більших значень відносної кількості руху середовища амплітуда переходу через внутрішній резонанс приймає більше значення.

Побудовано математичну модель динаміки системи «гвинт шнекового транспортера – зернова суміш та процес сепарації». Отримано графічні залежності для різних значень параметрів системи, що визначають зміну в часі частоти власних коливань шнека, який переміщає зернову суміш із урахуванням процесу сепарації. Встановлено, що із збільшенням кутової швидкості обертання шнека власна частота його згинальних коливань зменшується (без урахування процесу сепарації); поздовжній рух зернової суміші вздовж гвинта шнека зменшує його власну частоту коливань (без урахування процесу сепарації); процес переміщення зернової суміші із її сепарації збільшує частоту власних коливань, причому для більшої інтенсивності процесу сепарації ріст власної частоти є більшим; для більшої величини погонної маси зернової суміші власна частота згинних коливань є меншою.

На основі розв'язку запропонованих диференціальних рівнянь опису резонансних коливань процесу транспортування зернової суміші із сепарацією встановлено, що вплив початкового значення амплітуди коливань та величини періодичного збурення на амплітуду проходження через резонанс є незначним; резонансна частота із зростанням кутової швидкості обертання шнека зменшується

і одночасно амплітуда проходження через резонанс зростає; процес сепарації зернової суміші супроводжується одночасним зростанням амплітуди проходження через резонанс і, відповідно, для більш інтенсивної сепарації вона є більшою.

Побудовано математичну модель згинальних коливань шнека крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача-змішувача, на основі яких отримано графічні залежності частоти власних коливань шнека завантажувача від його кутової швидкості обертання, погонної маси матеріалу та стискаючого зусилля. Встановлено особливості динаміки крутонахиленої вітки завантажувача, які значною мірою не відрізняються від горизонтальної під час впливу погонної маси сипкого матеріалу, швидкості його руху, кутової швидкості руху гвинтового робочого органу. Що стосується впливу поздовжньої стискаючої сили на власну частоту та на амплітуду збурених коливань, то він проявляється більшою мірою для крутонахилених шнеків більших довжин.

Для різних числових значень параметрів дослідженої системи та кутової швидкості обертання крутонахиленого робочого органу завантажувача-змішувача досліджено зміну значень амплітуди поперечних коливань під час переходу через головний резонанс. Показало, що резонансні амплітуди залежать від швидкості руху сипкого матеріалу, кутової швидкості обертання робочого гвинта та швидкості зміни (у резонансній зоні) частоти зовнішнього періодичного збурення. Виявлено, що для менших значень погонної маси сипкого матеріалу, робочого гвинта та більшої швидкості переходу через головний резонанс значення резонансної амплітуди є меншим. Швидкість зміни (зростання) амплітуди при переході через резонанс для гвинтового робочого органу, який обертається у порівнянні із “стаціонарним” його положенням, є меншою для випадку більшої кількості відносного руху сипкого матеріалу.

Проведеними експериментальними дослідженнями процесів видовження (вкорочування) шнека в телескопічному гвинтовому транспортері встановлено, що найбільшою проблемою в цих конвеєрах є збереження однакового зазору між кожухом та спіраллю в різних секціях телескопа. Проведено експериментальні випробування визначення продуктивності перевантаження мобільними

гвинтовими багатофункціональними транспортерами сільськогосподарських вантажів і досліджено енерговитрати процесів та значення крутних моментів на приводах їх шнеків.

Досліджено ефективність сепарування сільськогосподарських матеріалів багатофункціональним гвинтовим транспортером-сепаратором та встановлено, що зі збільшенням кута нахилу робочого органа при сталому питомому навантаженні ефективність просівання зменшується. При дослідженні процесу змішування багатофункціональним гвинтовим транспортером-змішувачем з пересипом експериментально виявлено, що неоднорідність змішування сумішей зростає від частоти обертання лопатевих шнеків прямопропорційно і є найменшою, при використанні шнеків з різнонаправленим кутом відхилення лопатей.

Розроблено інженерну методику проектування багатофункціональних секційних шнеків для зернового матеріалу. Представлено нові конструкції багатофункціональних секційних шнеків для зернового матеріалу, які захищені 24 деклараційними патентами України на корисні моделі. Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації: впроваджено у ТДВ «Булат», СФНВГ «Коваль», ФОП «Рудан А.М.», ФОП «Ковальчук Л.М.», ТОВ «Портовик-С», ТОВ «СУГП ІМТРЕКС». Економічний ефект від впровадження розробок у виробництво склав 117,524 тис. грн.

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

ABSTRACT

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

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

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

Some alternative designs of multifunctional sectional screw conveyors have been generated with possibilities of technological transformation and flexibility of the material overloading trajectory according to certain types of operations performance using structural-functional synthesis of hierarchy groups.

A mathematical model of the system “sectional (telescopic) screw conveyor-granular medium” dynamics has been developed and the use of the model has made possible to determine that the screw conveyor dynamic process under its length slow regulation conditions has been affected, apart from force and kinematic factors, by the way of its fixing, and the torsional vibrations which are included in the screw conveyor complex vibrations (combinations of bending and torsional vibrations) and correspond to their the most simple mathematical models. The relationships determining the principles of wave process amplitude and frequency variations in the system of a telescopic screw of the multifunctional conveyor have been obtained based on the proposed system of differential equations and correspondent initial and boundary conditions due to the main idea of Van der Pol method.

Non-resonant vibrations of the system “telescopic screw conveyor- granular medium” have been studied and both resonant and non-resonant vibrations have been proved to occur in the telescopic screw conveyor. It has been found that in the first approximation for the non-resonant vibrations of the system under study the main parameters of bending vibrations of the system “telescopic screw conveyor- granular medium” were not affected by the small torsional vibrations and external periodic disturbance. Nevertheless, the amplitude of the above-mentioned vibrations is influenced by the elastic characteristics of the screw conveyor material (they influence its free frequency), viscoelastic friction forces, the way of fixing and the angular velocity of its rotation.

The dynamics of damped vibrations amplitude change has been studied for different angular velocity of the screw rotation providing the elastic characteristics of the conveyor screw material satisfy the nonlinear technical principles of the elastic properties variations and the viscous friction force is proportional to the velocity.

It was found that under certain values of angular velocity of the conveyor screw rotation an oscillation failure of its lateral vibrations occurs: for larger values of the screw mass per unit length or the granular material medium an oscillation failure takes place under smaller angular velocity conditions; for auger flights of bigger length an oscillation failure under smaller angular rotation velocity conditions. It was proved that the longer the telescopic auger is, the lower is the frequency of its oscillations. The main results obtained for the case of the conveyor auger stable length have been determined to be used for the case of slowly variable length as well.

The resonant vibrations caused by external periodical forces have been studied and the differential equations which determine the amplitude of telescopic screw passing through the resonance with the frequency of external periodical disturbance for different kinematic characteristics of the “telescopic screw-granular medium” system. The obtained relations have proved that: the larger values of the medium mass per length unit are, the smaller is the amplitude of passing through the resonance; for the larger values of the screw angular rotation velocity their free frequency of bending vibrations is smaller

and simultaneously the amplitude of passing through the resonance is smaller; for higher velocity of passing through the resonance the amplitude is smaller.

Resonant vibrations caused by torsional vibrations have been studied, and the differential equations for their description have been obtained. The graph dependencies for different values of the screw rotation angular velocity determining the time variations of the system lateral vibrations amplitude while passing through the internal resonance have been plotted. It was found that both external and internal resonance could be avoided by the change of the screw angular velocity. As for the very process of passing through the internal resonance, we have found the following: for higher angular velocity of screw rotation the free frequency of its bending vibrations is lower and simultaneously the amplitude of passing through the resonance is smaller; for larger values of relative amount of the medium motion the amplitude of passing through the internal resonance takes on larger value.

A mathematical model of the system “conveyor screw- grain material and the process of separation” dynamics has been developed. The plots for different values of the system parameters have been obtained. They determine the time variations of the auger vibrations frequency while it is transporting the grain mixture taking into account the process of separation. It was found the following: the higher angular velocity of the conveyor screw rotation was, the lower was its free frequency of bending vibrations (without taking into account the process of separation); longitudinal motion of the grain mixture along the conveyor screw has reduced its free frequency (without taking into account the process of separation); the process of the grain mixture transportation with its separation has increased the free frequency, and, in this case, for more intensive separation process the free frequency growth is bigger; for larger value of the grain mixture per length unit the free frequency of bending vibrations is lower.

On the basis of the solution of the proposed differential equations of resonant vibrations description of the process of grain mixture transportation with separation we have found that the influence of vibration amplitude initial value and the value of periodical disturbance on the amplitude of passing through the resonance is not considerable; resonant frequency is decreasing when the angular velocity of the conveyor

screw rotation is increasing and simultaneously the amplitude of passing through the resonance is increasing as well; the process of the grain mixture separation is accompanied by simultaneous increase of the amplitude of passing through the resonance, and correspondingly, the more intensive separation is, the bigger is the amplitude.

A mathematical model of bending vibrations of a screw loader-mixer high-angle auger has been developed and some plots describing the loader conveyor screw free frequency dependencies on its rotation angular velocity, the material mass per length unit and compressing effort have been obtained on its basis. Some specific features of a high-angle part of the loader have been determined and they do not differ considerably from the horizontal one during the influence of the granular material mass per length unit, its motion velocity and angular velocity of the screw tool motion. As for the impact of longitudinal compressing force on free frequency and the amplitude of disturbed vibrations, it mostly deals with the high-angle screws of bigger length

For different numerical values of the system under study parameters and angular velocity of the loader-mixer high-angle tool rotation the variations of lateral vibrations amplitude values during passing through the main resonance have been studied. It was found that the resonant amplitude were dependent on the granular material motion velocity, angular velocity of the tool rotation and the velocity of external periodical disturbance frequency (in resonance area) variation. It was found that for smaller values of granular material mass per length unit, the screw and higher velocity of passing through the main resonance the resonant amplitude value was lower. The speed of variation (increase) of amplitude while it was passing through the main resonance for the rotating screw tool was found to be lower comparing to its “stationary” position for the case of more amount of grain material relative motion.

The conducted experimental study of the processes dealing with the conveyor screw extension (shortening) in the telescopic screw conveyor has proved that the biggest problem of these conveyors is keeping to the same clearance between the case and the spiral in different sections of the telescope. The experimental tests have been done to determine the overloading production capacity by mobile screw multifunctional

transporters with agricultural loads and also the power consumption of the processes and the values of torques on their worm gears have been studied.

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

The engineering procedure of multifunctional sectional conveyors design for grain material has been developed. Some new designs of multifunctional sectional conveyors for grain material covered by 24 utility model patents of Ukraine have been presented. The following scientific and practical results, techniques and recommendations have been obtained: implemented in SLC «Bulat», CFSPC «Koval», PE «Rudan A.M.», PE «Kovalchuk L.M.», LLC «Portovyk-C», LLC «SUGP IMTREKS». Economic effect of the developments under discussion implementation was 117,524 thousand hryvnas.

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

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії

1. Гевко І. Б., Лещук Р. Я., Гудь В. З., Дмитрів О.Р., Дубиняк Т. С., Навроцька Т. Д., Круглик О. А. Гнучкі гвинтові конвеєри: проектування, технологія виготовлення, експериментальні дослідження : монографія. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2019. – 208 с. *(Автором розроблено теоретичні аспекти проектування гнучких гвинтових конвеєрів)*
2. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Ляшук О. Л., Гудь В. З., Дячун А. Є., Мельничук А. Л., Слободян Л. М. Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження : монографія. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 212 с. *(Автором проведено теоретичне дослідження процесу транспортування сипкого матеріалу гвинтовим завантажувачем з пересипом та розроблено інженерну методуку проектування гвинтових конвеєрів).*

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

3. Nevko I. B., Hud V. Z., Dyachun A. Ye., Rohatynska L. R., Klendiy V. M. Investigation of the stability of the torsional vibrations of a screw conveyer under the influence of pulse forces. Agricultural Engineering. Bucharest, 2015. vol. 45, no 1. P. 77-86. *(Автором розроблено методуку визначення величини рівня вібрації системи в процесі транспортування вантажів. Індексується в міжнародній наукометричній базі SciVerse Scopus).*
4. Nevko I. B., Hud V. Z., Lyashuk O. L., Nevko O. M., Shust I M. Research of resonance vibrations of the system “Telescopic screw is a bulk media” condited by torsional vibrations. Karaganda University. «Physics» series. Karaganda, 2020 № 2 (98). P 119-126. *(Автором дослідження резонансні коливання системи «Телескопічний гвинт – сипке середовище». Індексується в міжнародній наукометричній базі Web of Science).*

5. Hevko I. B., Hud V. Z., Rohatynsky R. M., Lyashuk O. L., Pik A. I., Huryk O. Y. The research of the resonant oscillations of the system telescopic screw is a bulk environment caused by external periodic forces. *Agricultural Engineering*. – Bucharest, 2020. vol. 60. no 1. P. 29-39. (Автором досліджено вплив величини резонансних коливань на процес транспортування вантажів телескопічним гвинтовим конвеєром. Індексуються в міжнародній наукометричній базі *SciVerse Scopus*).

6. Hevko I., Lyashuk O., Sokil M., Slobodian L., Hud V., Vovk Yu. Resonant oscillation of vertical working part of conveyer-loader. *Bulletin of the Karaganda University. «Physics» series*. Karaganda, 2019. № 2(94). P. 73-82. (Автором досліджено величини резонансних коливань, які забезпечують нормальні умови для транспортування вантажів. Індексуються в міжнародній наукометричній базі *Web of Science*).

7. Lyashuk Oleg, Hud Viktor, Hevko Ivan, Diachun Andriy. Investigation of the sectional working body deformation of a flexible screw conveyor. ТЕКА. Poland, 2019, P. 11-19. (Автором досліджено деформації робочого тіла секції гвинтового конвеєра. Індексуються в міжнародній наукометричній базі *Index Copernicus*).

8. Lyashuk Oleg, Hud Viktor, Hevko Ivan, Tretiakov Oleksandr. Technical and economic grounds for the process of manufacturing of screw working bodies of apparatus for preparation of fodder mixtures. ТЕКА. Poland, 2019. P. 59-73. (Автором обгрунтовано процес виготовлення гвинтових робочих органів апарату для приготування кормових сумішей. Індексуються в міжнародній наукометричній базі *Index Copernicus*).

9. Viktor Hud. The dynamic processes in telescopic screw conveyers. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. Тернопіль, 2019. Випуск 2 (94). С. 34-41.

Публікації в наукових фахових виданнях України

10. Гевко І. Б., Гудь В. З., Кучвара І. М. Формування ремонтних шнекових заготовок гвинтових робочих органів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків,

2014. Вип. 146. С. 164-168. (Автором досліджено питання способів реалізації методів відновлення шнекових заготовок).

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

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

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

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

15. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Шуст І. М., Мельничук А. Л. Синтез телескопічних гвинтових конвеєрів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2016. Випуск 168. С. 85-91. (Автором синтезовано декілька нових типів конструкцій гвинтових конвеєрів).

16. Гевко Ів. Б., Круглик О. А., Гудь В. З., Дубиняк Т. С. Спосіб навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського*

господарства імені Петра Василенка. Харків, 2019. Випуск № 198. С. 261-366. (Автором підготовлено опис способу навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів).

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

28. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дмитрів Д. В., Гудь В. З., Дмитрів О. Р. Моделювання змішування компонентів гвинтовими конвеєрами-змішувачами. *Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини» Луцького національного*

технічного університету, 2020. Випуск 45. С. 85-93. (Автором проведено моделювання змішування компонентів).

Матеріали і тези конференцій

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

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

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

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

33. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Круглик О. А. Навивання спіралей шнеків обертовою втулкою. *Матеріали доповідей VIII Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології у машинобудуванні РТМЕ-2019»*. (Івано-Франківськ-Яремче, 4-8 лютого 2019). Івано-Франківськ-Яремче, 2019. С. 114-116. (Автором описано методи реалізації способу навивання спіралей шнеків обертовою втулкою).

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

35. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Левкович М. Г. Елементи захисту від перевантажень технологічного оснащення для ремонту автотранспортних засобів. *Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції «Науково-прикладні аспекти автомобільної і транспортно-дорожньої галузей»*. Луцьк, 2020. С. -. (Автором описано конструкцію муфт та побудовано графічні залежності передачі крутного моменту фрикційною запобіжною муфтою конусного типу підвищеної надійності при спрацюванні від часу буксування).

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

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

Тернопіль, 2020. С. 60. (Автором описано конструкцію нового типу бункера для рівномірного завантаження гвинтового конвеєра для забезпечення ефективного виконання операції змішування).

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

48. Гудь В., Гевко Ів., Кучвара І., Катрич О. Навивання спіралей по зовнішній поверхні. *Матеріали XVIII наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя*.

(Тернопіль, 29-30 жовтня 2014). Тернопіль, 2014. С. 17. *(Автором узагальнено опис способу навивання спіралей по зовнішній поверхні).*

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

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

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

Патенти України на корисні моделі

52. Гвинтовий класифікатор коренеплодів: пат. 108462 Україна : В07В 1/28, В07В 7/00, В03В 5/52, А01D 19/10, А01D 33/04 / Б. М. Гевко, В. З. Гудь, С. Г. Білик, В. І. Диня, М. І. Клендій, І. М. Шуст. - № u201504346; заявл. 05.05.15; опубл. 25.07.16, Бюл. № 14/2016. - 5 с. *(Частка всіх авторів однакова).*

53. Гвинтовий конвеєр для одночасного роздільного транспортування різних сипких матеріалів: пат. 137348 Україна : В65G 33/08 / Р. М. Рогатинський, А. Є. Дячун, І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О. Л. Лящук, А. Р. Швець. - № u201905475;

заявл. 21.05.19; опубл. 10.10.19, Бюл. № 19/2019. - 5 с. (*Частка всіх авторів однакова*).

54. 88. Гвинтовий конвеєр з кожухом для транспортування, очищення чи сепарації сипких матеріалів: пат. 138007 Україна : В65G 33/00 / В. З. Гудь. - № u201905467 ; заявл. 21.05.2019 ; опубл. 11.11.2019, Бюл. № 21/19. - 4 с. (*Частка всіх авторів однакова*).

55. Гвинтовий конвеєр з кожухом, що повертається : пат. 124912 Україна : В65G 33/14, В65G 53/48 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, І. М. Шуст, А. М. Мельничук, О. А. Круглик. - № u201711317; заявл. 20.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. № 8/2018. - 4 с. (*Частка всіх авторів однакова*).

56. Гвинтовий конвеєр з рухомим жолобом : пат. 84878 Україна : В01F 7/00 / А. Є. Дячун, І. Б. Гевко, М. І. Клендій, В. З. Гудь. - № u201302355; заявл. 25.02.13; опубл. 11.11.13, Бюл. № 21/2013. - 3 с. (*Частка всіх авторів однакова*).

57. Гвинтовий конвеєр зі змінним діаметром кожуха : пат. 124911 Україна : І. Б. Гевко, В. З. Гудь, І. М. Шуст, А. Л. Мельничук, О. А. Круглик. - № u201711316; заявл. 20.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. № 8/2018. - 5 с. (*Частка всіх авторів однакова*).

58. Гвинтовий мобільний транспортер : пат. 103181 Україна : E02F 9/00 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, І. М. Шуст. - № u201504652; заявл. 14.05.15; опубл. 10.12.15, Бюл. № 23/2015. - 4 с. (*Частка всіх авторів однакова*).

59. Гвинтовий пересувний змішувач : пат. 99284 Україна : В65G 33/00, В65G 33/08 / В. З. Гудь, Ю. М. Тарасюк, Т. Д. Навроцька. - № u201413737; заявл. 22.12.14; опубл. 25.05.15, Бюл. № 10/2015. - 5 с. (*Частка всіх авторів однакова*).

60. 97. Гвинтовий прес : пат. 139338 Україна : В65G 33/16 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь. - № u 201907881 заявл. 11.07.2019; опубл. 26.12.2019, Бюл. 24/2019. - 5 с. (*Частка всіх авторів однакова*).

61. Гвинтовий розходомір транспортних засобів : пат. 109821 Україна : G01F 1/82, В65G 33/08, G01F 15/00 / О. Л. Ляшук, В. П. Дмитренко, В. З. Гудь, А. Є. Дячун, Т. Д. Навроцька, В. М. Клендій. - № u201602121; заявл. 04.03.16; опубл. 12.09.16, Бюл. № 17/2016. - 4 с. (*Частка всіх авторів однакова*).

62. 102. Гвинтовий соковитискач : пат. 139339 Україна : В65G 33/16 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь. - № u 201907882. заявл. 11.07.2019; опубл. 26.12.19, Бюл. 24/2019. - 5 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

63. Гвинтовий транспортер-сепаратор : пат. 137345 Україна : В65G 33/08 / Р. М. Рогатинський, А. Є. Дячун, І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О. Л. Ляшук, А. Р. Швець. - № u201905468; заявл. 21.05.19; опубл. 10.10.19, Бюл. № 19/2019. - 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

64. Гнучка гвинтова завантажувальна спіраль з зубчастим з'єднанням секцій : пат. 80274 Україна : В65G 33/14 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, М. Г. Левкович, В. М. Клендій. - № u201212037; заявл. 19.10.12; опубл. 27.05.13, Бюл. № 10/2013. - 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

65. Гнучкий канатний конвеєр-змішувач: пат. 98530 Україна : В65G 33/00 / В. З. Гудь, О. Л. Ляшук, А. Є. Дячун, Т. Д. Навроцька, І. І. Семенів. - № u201413351; заявл. 12.12.14; опубл. 27.04.15, Бюл. № 8/2015. - 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

66. 375. Пристрій для навивання гвинтових заготовок : пат. 92617 Україна : В21D 11/06 / І. Б. Гевко, П. В. Босюк, В. З. Гудь, О. В. Катрич. - №u201402972; заявл. 24.03.14 ; опубл. 26.08.14, Бюл. № 16/2014. - 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

67. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою : пат. 104783 Україна : В21D 11/06 / І. Б. Гевко, Р. М. Рогатинський, М. І. Пилипець, І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О. В. Катрич. - № u201503707; заявл. 20.04.15; опубл. 25.02.16, Бюл. № 4/2016. - 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

68. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою : пат. 98976 Україна : В21D 11/06 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, І. М. Кучвара, О. В. Катрич. - № u201413362; заявл. 12.12.14; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9/2015. - 5 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

69. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою : пат. 127385 Україна : В29С 53/32, В29С 53/56, В21D 11/06 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О.

А. Круглик, О. В. Синишин. - № u201802507; заявл. 12.03.18; опубл. 25.07.18, Бюл. № 14/2018. - 3 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

70. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою : пат. 127375 Україна : В29С 53/32, В29С 53/56, В21D 11/06 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О. А. Круглик, О. В. Синишин. - № u201802467; заявл. 12.03.18; опубл. 25.07.18, Бюл. № 14/2018. - 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

71. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою : пат. 127321 Україна : В21D 11/06 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О. А. Круглик. - № u201802002; заявл. 26.02.18; опубл. 25.07.18, Бюл. № 14/2018. - 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

72. Пристрій для навивання еліпсних гвинтових заготовок : пат. 98903 Україна : В21D 11/06 / В. З. Гудь, А. Є. Дячун, І. М. Кучвара, Л. І. Саранчук, І. Б. Гевко. - № u201412903; заявл. 02.12.14; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9/2015. - 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

73. Телескопічний гвинтовий завантажувач : пат. 103866 Україна : В65G 19/00, В65G 53/48 / І. Б. Гевко, Іван Богданович (UA); І. М. Шуст, В. З. Гудь, В. П. Голод. - № u201502312; заявл. 16.03.15; опубл. 12.01.16, Бюл. № 1/2016. - 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

74. 442. Телескопічний гвинтовий транспортер : пат. 138006 Україна : В65G 33/00 / В. З. Гудь. - №u201905457; заявл. 21.05.2019 ; опубл. 11.11.2019, Бюл. № 21/19. - 4 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

75. Універсальний пристрій для навивання профільних гвинтових заготовок : пат. 99015 Україна : В21D 11/06 / В. З. Гудь, А. Є. Дячун, І. М. Кучвара, І. Б. Гевко. - № u201413725; заявл. 22.12.14; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9/2015. - 6 с. *(Частка всіх авторів однакова)*.

ЗМІСТ

	ВСТУП	31
	РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ І УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ КОНСТРУКЦІЙ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ДЛЯ ВИКОНАННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ	39
1.1	Стан досліджень гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві	39
1.2	Аналіз гвинтових механізмів з можливостями мобільної зміни траєкторії перевантаження сільськогосподарських матеріалів	45
1.3	Особливості конструкцій гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві та їх захисних механізмів	58
1.4	Аналіз результатів досліджень використання гвинтових робочих органів в сільськогосподарській техніці	72
1.5	Особливості проектування гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів	83
1.6	Висновки і завдання дослідження	88
	РОЗДІЛ 2 МЕТОДОЛОГІЯ СИНТЕЗУ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ ДЛЯ ВИКОНАННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ	90
2.1	Основні принципи методології синтезу гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів	90
2.2	Генерування конструкцій секційних шнеків	103

2.3	Синтез конструкцій змішувачів з гвинтовими робочими органами	111
2.4	Генерування конструкцій гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами та дослідження деформації їх секцій	120
2.5	Висновки по розділу 2	131
	РОЗДІЛ 3 ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В СЕКЦІЙНИХ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТЕРАХ-СЕПАРАТОРАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ СІПКИХ МАТЕРІАЛІВ	133
3.1	Динаміка системи «секційний шнек – сипке середовище»	133
3.1.1	Математична модель динаміки системи «секційний шнек – сипке середовище»	134
3.1.2	Нерезонансні коливання системи «секційний шнек – сипке середовище»	137
3.2	Резонансні явища в системі секційний шнек – сипке середовище	154
3.2.1	Резонансні коливання, зумовлені зовнішніми періодичними силами	154
3.2.2	Резонансні коливання системи «телескопічний шнек – сипке середовище», які зумовлені крутильними коливаннями	157
3.3	Дослідження процесу транспортування зернової суміші гвинтовим конвеєром із одночасною сепарацією	161
3.3.1	Математична модель динаміки системи «гвинт шнекового транспортера – зернова суміш» з процесом сепарації	162
3.3.2	Дослідження процесу транспортування зернової суміші з одночасною сепарацією	166
3.3.3	Резонансні коливання процесу транспортування зернової суміші з одночасною сепарацією	171
3.4	Висновки по розділу 3	176

**РОЗДІЛ 4 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ
ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА ЗМІШУВАННЯ СИПКИХ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ**

ГВИНТОВИМ ЗАВАНТАЖУВАЧЕМ-ЗМІШУВАЧЕМ 180

- 4.1 Математична модель згинальних коливань шнека
крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача-змішувача 181
- 4.2 Дослідження резонансних коливань в крутонахиленій вітці
гвинтового завантажувача-змішувача 189
- 4.3 Моделювання змішування компонентів гвинтовими конвеєрами-
змішувачами 193
- 4.4 Висновки по розділу 4 206

**РОЗДІЛ 5 ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА УСТАТКУВАННЯ
ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ
ДОСЛІДЖЕНЬ 208**

- 5.1 Програма та методика проведення експериментальних
досліджень гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-
технологічних операцій у сільськогосподарському виробництві 208
- 5.1.1 Методика проведення випробувань з визначення продуктивності
перевантаження сільськогосподарських вантажів гвинтовим
завантажувачем з пересипом 213
- 5.1.2 Методика проведення експериментальних досліджень величини
крутного моменту при перевантаженні сільськогосподарських
вантажів мобільними гвинтовими транспортерами 214
- 5.1.3 Методика проведення експериментальних досліджень витрат
потужності при перевантаженні сільськогосподарських вантажів
мобільними гвинтовими транспортерами 216
- 5.1.4 Методика проведення експериментальних досліджень
ефективності сепарування сільськогосподарських матеріалів
багатофункціональними гвинтовими конвеєрами 218

5.2	Устаткування для проведення експериментальних досліджень	219
5.2.1	Стендове обладнання для експериментального дослідження ефективності перевантаження та технологічного перетворення сільськогосподарських вантажів телескопічними гвинтовими транспортерами	219
5.2.2	Експериментальне устаткування для дослідження ефективності перевантаження та виконання транспортно-технологічних операцій гвинтовим завантажувачем з пересипом	226
5.3	Висновки по розділу 5	231
	РОЗДІЛ 6 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ З МОЖЛИВОСТЯМИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПЕРЕТВОРЕННЯ І МОБІЛЬНОЇ ЗМІНИ ТРАЕКТОРІЇ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ	233
6.1	Дослідження процесів викочування-закочування рухомої частини шнека в секційному гвинтовому транспортері	233
6.2	Визначення продуктивності перевантаження мобільними гвинтовими багатофункціональними транспортерами сільськогосподарських вантажів	236
6.2.1	Визначення продуктивності секційного гвинтового транспортера	236
6.2.2	Визначення продуктивності гвинтового завантажувача з пересипом	237
6.3	Дослідження величини крутного моменту при перевантаженні сільськогосподарських вантажів мобільними гвинтовими транспортерами	243
6.3.1	Дослідження величини крутного моменту на приводі телескопічного гвинтового конвеєра	243

6.3.2	Дослідження величини крутного моменту на приводі гвинтового завантажувача з пересипом	248
6.4	Результати експериментальних досліджень витрат потужності при перевантаженні сільськогосподарських вантажів мобільними гвинтовим транспортерами	253
6.4.1	Дослідження витрат потужності при перевантаженні сільськогосподарських вантажів гвинтовим секційним конвеєром	253
6.4.2	Дослідження питомих енерговитрат при перевантаженні сільськогосподарських вантажів гвинтовим завантажувачем з пересипом	259
6.5	Результати експериментальних досліджень ефективності сепарування сільськогосподарських матеріалів багатofункціональним гвинтовим транспортером-сепаратором	267
6.6	Результати експериментальних досліджень якості змішування сільськогосподарських матеріалів багатofункціональним гвинтовим транспортером-змішувачем з пересипом	276
6.7	Висновки по розділу 6	279
	РОЗДІЛ 7 ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ І ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ДЛЯ ВИКОНАННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ	283
7.1	Базові аспекти інженерної методики проектування гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни довжини і траєкторії перевантаження матеріалів та їх перспективні конструкції	283
7.2	Інженерна методика проектування елементів захисту гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями від перевантажень	295

7.3	Техніко-економічна оцінка гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві	318
7.4	Висновки по розділу 7	324
	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	327
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	333
	ДОДАТКИ	384

ВСТУП

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

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

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Виконання дисертаційної роботи здійснено відповідно до тематики наукового напрямку Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (теми «Розробка транспортно-технологічних систем з пружними та еластичними гвинтовими робочими органами» (Д.Р.№ 0120U101916) (досліджено процеси транспортування зернових сільськогосподарських матеріалів з пружними та еластичними гвинтовими робочими органами, спроектовано нові гвинтові еластичні робочі органи сільськогосподарських механізмів) а також «Моделювання, синтез та розробка гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення сільськогосподарських вантажів» (Д.Р.№ 0120U102048) (здійснено синтез багатофункціональних гвинтових конвеєрів та їх елементів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві, досліджено динамічні процеси телескопічних гвинтових транспортерів-сепараторів сільськогосподарських сипких матеріалів і розроблено методику їх дослідження, досліджено процеси транспортування та сепарації сипких сільськогосподарських матеріалів гвинтовим завантажувачем-сепаратором, проведено експериментальні дослідження гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві, спроектовано нові гвинтові транспортно-технологічні механізми та елементи їх захисту). Робота, також, спрямована на часткове вирішення науково-технічної проблеми, пов'язаної з моделюванням, синтезом та розробкою багатофункціональних секційних шнеків в рамках державної цільової комплексної програми «Національна програма розробки і виробництва технологічних комплексів машин і обладнання сільського господарства, харчової та переробної промисловості», затвердженої Кабінетом Міністрів України 07.03.1996 р.

Мета і задачі дослідження.

Метою роботи є підвищення функціонально-експлуатаційних характеристик багатофункціональних секційних шнеків шляхом синтезу, моделювання та

розробки їх прогресивних конструкцій з обґрунтуванням раціональних режимів роботи.

Для досягнення мети в роботі поставлені та вирішені наступні завдання:

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

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

3. Побудувати сукупність математичних моделей:

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

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

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

- процесу змішування сільськогосподарських сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем-змішувачем і встановити закономірності впливу процесу сепарації на динаміку шнека.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

На основі проведених структурно-схемних синтезів розроблено нові типи гвинтових конвеєрів (ГК) з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни довжини та траєкторії перевантаження матеріалів за окремими типами виконання операцій (для повздовжнього переміщення сільськогосподарських вантажів, їх змішування, дозування, калібрування чи

сепарування, пресування чи вичавлювання, подрібнення, зміни довжини траси перевантаження, зміни кута нахилу перевантаження, одночасного забору з різних місць чи одночасної подачі у різні місця вантажів), згенеровано конструкції телескопічних гвинтових конвеєрів та змішувачів з гвинтовими робочими органами (транспортерів-змішувачів і змішувачів з циклічним принципом роботи), гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами, пружно-запобіжних муфт гвинтових конвеєрів. Розроблено та проведено випробовування нових типів БСШ із встановленням їх конструктивно-технологічних параметрів, в результаті чого підтверджено ефективність їх застосування при транспортуванні та перетворенні сільськогосподарських сипких матеріалів.

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

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи виконані автором самостійно та опубліковані в 3 наукових статтях [16, 17, 28], 5 матеріалах і тезах конференцій [41-45] та 2 авторських свідоцтвах на винаходи [54, 74].

У працях, опублікованих у співавторстві, особистий внесок здобувача такий: [1] - розроблено теоретичні аспекти проектування гнучких ГК; [2] - проведено

теоретичне дослідження процесу транспортування сипкого матеріалу гвинтовим завантажувачем з пересипом та розроблено інженерну методику проектування ГК; [3] - розроблено методику визначення величини рівня вібрації системи в процесі транспортування вантажів; [4] – здійснено дослідження резонансних коливань системи «телескопічний гвинт – сипке середовище»; [5] – досліджено вплив величини резонансних коливань на процес транспортування вантажів телескопічним ГК; [6] - досліджено величини резонансних коливань, які забезпечують нормальні умови для транспортування сипких вантажів; [7] - досліджено деформації робочого тіла секції ГК; [8] - обґрунтовано процес виготовлення гвинтових робочих органів апарату для приготування кормових сумішей; [10, 14, 16, 20, 48, 50] - досліджено питання способів реалізації методів навивання та відновлення шнекових заготовок; [11, 26, 30, 32, 35, 47, 49] - синтезовано нові типи захисних механізмів БСШ та їх експериментально досліджено; [12, 15] - синтезовано нові типи БСШ; [13, 31] - розроблено нові типи завантажувально-захисних насадок гнучких ГК; [19, 21, 22, 24, 27, 29, 36, 38, 39, 40, 46] – теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено результати досліджень телескопічного ГК; [23, 37] - досліджено методи підвищення експлуатаційної надійності гвинтових робочих органів; [23, 51] - проведено моделювання змішування компонентів; [52, 53, 55-73, 75] – розроблено елементи та механізми та технології використання та профілювання гвинтових елементів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися й були схвалені на наукових конференціях та семінарах, зокрема Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (2006–2020 рр.), Інституту чорної металургії ім. З. І. Некрасова НАН України (м. Дніпро, 2017 р.), Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2019), Інституту інноваційної освіти (м. Київ, 2019 р.), Національного університету «Львівська політехніка» (2020 р.), Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка (2008–2019 рр.), Луцького національного технічного університету (2017-2020 рр.), Вінницького національного аграрного університету

(2018 р.), Карагандинського державного університету імені академіка Е.А. Букетова (м. Караганда, 2019 - 2020 рр.), Університету інженерії і економіки м. Ряшів (м. Ряшів, Польща, 2019 р.), Центральноукраїнського національного технічного університету (м. Кропивницький, 2019-2020 рр.), Національного інституту досліджень і розробок машин та установок (м. Бухарест, Румунія, 2015 - 2020 рр.). У повному обсязі робота доповідалась і отримала позитивний відгук на розширеному науково-технічному семінарі Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (2020 р.) та науково-технічному семінарі Центральноукраїнського національного технічного університету (2020 р.).

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

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

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ І УЗАГАЛЬНЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ КОНСТРУКЦІЙ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ДЛЯ ВИКОНАННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ

1.1 Стан досліджень гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві

Технологічний процес сільськогосподарського виробництва нерозривно пов'язаний з переміщенням великої кількості вантажів, починаючи від подачі сировини, її перетворення та видачі готової продукції. У здійсненні вантажних потоків на підприємствах АПК і комплексної механізації процесів перетворення сировини основну роль відіграють системи транспортно-технологічних машин, до яких відносяться гвинтові конвеєри з можливостями перетворення матеріалів.

До машин комплексної механізації сільськогосподарського виробництва ставляться високі вимоги щодо продуктивності, енергоощадності, міцності, надійності, ремонтпридатності і простоти обслуговування. Від цього значною мірою залежить ефективність функціонування ферм, токів, комбикормових цехів тощо.

Вітчизняна промисловість забезпечує транспортерами, машинами і іншим технологічним обладнанням галузь сільськогосподарського виробництва. Проте за деякими техніко-економічними показниками (висока металомісткість, недостатні надійність і ефективність) машини, в тому числі і піднімально-транспортні, на сьогодні відстають від машин зарубіжних фірм. На сьогоднішній день постало актуальним завдання створення конструкцій гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві, що підтверджується значним обсягом досліджень в даній галузі [24, 26, 29, 144, 166, 170, 188, 226, 284, 353, 399 та інших]. При створенні прогресивних конструкцій гвинтових конвеєрів актуальним є розширення їх функціональних характеристик з метою виконання супутніх технологічних операцій при перевантаженні матеріалів

в сільськогосподарському виробництві із забезпеченням високих якісних показників. Це можливо забезпечити при генеруванні нових ідей зі створення та розрахунку даної техніки з вибором оптимальних кінематичних, динамічних та конструктивних її параметрів.

Обґрунтуванню функціонально-експлуатаційних параметрів шнекових механізмів, які є основою транспортно-технологічних систем машин з гвинтовими робочими органами, присвятили свої дослідження Адігамов К.А. [7, 8], Александров М. П. [10, 11, 12], Алимов О.Д. [15], Алферов К.В. [17], Алтинбеков Ф.Е. [16], Богацький В.М. [43], Вайсон А.А. [60], Гевко І.Б. [120], Герман Х. [146], Григор'єв А.М [161, 162], Груздєв І.Є. [172], Гячев Л.В. [189], Дячун А.Є. [210], Желтов В.П. [216], Зенков Р.Л. [240-243], Іванченко Ф.К. [254], Кіщенко А.І. [259], Красніков В.В. [282, 283], Лещук Р.Я. [299], Ловейкін В.С. [301-320], Плавинський В.І. [361], Михайлов С.Н. [337, 338], Морин І.В. [341], Пономарьов В.І. [367], Преображенський П.А. [368, 369], Рогатинська О.Р. [397], Рудь А.О. [408], Співаковський А.О. [421, 422], Турпаєв А.І. [447], Штремхель Т.Х. [475], Штуков Н. К. [476], Ярошенко В. Ф. [477] та інші. В них обґрунтовано базові принципи роботи шнекових транспортерів у виробничих умовах різних галузей економіки, кінематичні і динамічні характеристики їх функціонування, описано відносний рух матеріальної точки по поверхні спіралі шнека, представлено основні методики розрахунку їх техніко-економічних характеристик.

Конструкції нових поколінь машин потребують вирішення нових задач, пов'язаних з їх розрахунком, проектуванням, науковими дослідженнями та вибором оптимальних енергосилових параметрів, які забезпечать високі техніко-економічні показники і якість. Усі механічні пристрої мають свої переваги та недоліки. До переваг гвинтових конвеєрів відносять:

- простоту конструкції;
- просту обслуговування;
- надійність у роботі;
- герметичність, оскільки вантаж розміщується у закритому жолобі;
- невеликі габаритні розміри;

- можливість здійснення розвантаження в будь-якому місці конвеєра.

Недоліки гвинтових конвеєрів в АПК є наступними:

- травмування і пошкодження насінєвого матеріалу;
- часткове дрібнення крихкого матеріалу;
- підвищені витрати енергії внаслідок тертя вантажу по жолобу та гвинту;
- порівняно невелика продуктивність (до 200 м³/год);
- мала довжина транспортування на один привід (до 40 м).

Проте незважаючи на ці недоліки гвинтові транспортери в секторі аграрного виробництва займають особливе місце, оскільки використовуються як самостійні засоби, так і ті, що часто входять до складу значної кількості сільськогосподарських машин. Багато вчених присвятили свої дослідження особливостям функціонування гвинтових робочих органів у сільськогосподарському виробництві та їх взаємодії з сільськогосподарськими матеріалами, зокрема вітчизняні вчені: Адамчук В.В. [4, 5], Анакін І.А. [21], Аулін В.В. [27-30], Бабарика С.Ф. [33], Барановський В.М. [35], Борискін М.А. [47], Брагінець М.В. [51], Братішко В.В. [52], Бойко А.І. [45], Василенко П.М. [62-64], Вивюрка Н.Є. [109], Вітровий А.О. [74], Гевко Б.М. [106-114], Гевко Р.Б. [143-145], Гортинский В.В. [157], Готовцев Б. Н. [159], Гошко З.О. [160], Грицай Ю.В. [166], Грудовий Р.С. [169, 170], Гурик О.Я [188], Дідух В.Ф. [199-202], Дмитрів Д.В. [203, 204], Жислин Я.М. [218], Журавлев А.З. [219], Завражнов А.І. [221], Заїка П.М. [223-225], Залуцький С.З. [226], Зуєв І.М. [248], Зуєв Ф.Г. [249], Зельнер В.Р. [239], Іванов В.Г. [250], Іванов Ю.В. [252], Капаціла Ю.Б. [255], Корнеєв Г.В. [273], Кошелєв А.Н. [279], Кукта Г.М. [288-291], Куликівський В.Л. [293, 294], Куцин Л.М. [297], Лінник М.К. [300], Ляшук О.Л. [124, 136, 327-329, 403, 488-490, 496-498], Макаров Ю.І. [330], Омельченко О.О. [348], Остапчук Н.В. [349], Паньків М.Р. [353, 354], Погорілий Л.В. [362, 363], Пилипець М.І. [358, 359], Пік А. І. [360], Пугачов А.Н. [390], Радик Д.Л. [391], Рогатинський Р.М. [398-405], Ревенко І.І. [392-394], Сисоліна І.П. [415], Шабельник Б.П. [463, 464], Хайліс Г.А. [453], Черняєв Н.П. [458, 459], та зарубіжні Ческідов В.М. [460, 461] та інші [478-484, 486, 491, 494, 495, 499, 500-504, 507, 510-514]. У їх працях закладено принципи

розрахунку, проектування, функціонування та застосування механізмів з гвинтовими робочими органами для сепарації зернових, коренебульбоплодів, фруктів, овочів, їх калібрування, протруювання насіння, внесення (розкидання) мінеральних та органічних добрив, подрібнення, змішування, запарювання та роздачі кормів ВРХ, на птахофабриках і свинофермах, пресування та вичавлювання соків з сільськогосподарських матеріалів, їх гранулювання шляхом екструзії тощо.

Зокрема визначенню конструктивних параметрів гвинтових транспортерів для перевантаження сільськогосподарських вантажів, в першу чергу зернових, присвячені дослідження Адамчука В.В., Анакіна І.А., Бойка А.І., Василенка П. М., Вітровий А.О., Гевко Б.М., Гевко Р.Б., Грудового Р.С., Журавлева А.З., Залуцького С.З., Заїки П.М., Зуєва Ф.Г., Іванова В.Г., Іванова Ю.В., Корнєєва Г.В., Куликівського В.Л., Ляшука О.Л., Остапчука Н.В., Пилипця М.І., Піка А. І., Радика Д.Л., Рогатинського Р.М., Хайліса Г.А.

Дослідженню взаємодії коренебульбоплодів з шнековими очисниками присвячені роботи Барановського В.М., Булгакова В.М., Вивюрки Н.Є., Гевко Б.М., Гевко Р.Б., Паньків М.Р., Погорілого Л.В., Рогатинського Р.М., Шабельника Б.П. та інших.

Обґрунтуванню ефективності змішування сипких сільськогосподарських матеріалів з використанням гвинтових робочих органів присвятили свої праці Гевко Б.М., Гурик О.Я, Дідух В.Ф., Дмитрів Д.В., Лінник М.К., Макаров Ю.І., Рогатинський Р.М. та інші.

Вивченням процесів приготування кормів для ВРХ, птиці та свиней з використанням шнеків, в тому числі шляхом екструзії, присвячені роботи Борискіна М.А., Брагінця М.В., Братішка В.В., Готовцева Б.Н., Гриця Ю.В., Жислина Я.М., Завражнова А.І., Зуєва І.М., Зельнера В.Р., Капаціли Ю.Б., Кошелева А.Н., Кукти Г.М., Куцина Л.М., Омельченка О.О., Ревенка, Черняєва Н.П. та інших.

Процеси сепарації, протруювання, дозування, розкидання, висіву сільськогосподарських матеріалів з використанням гвинтових робочих органів досліджували Бабарика С.Ф., Гортинский В.В., Гошко З.О., Куцин Л.М., Пилипець

М.І., Сисоліна І.П., Ческідов В.М. та багато інших.

Приготування комбікормів шляхом екструзії при використанні шнекових грануляторів досліджено Братішком В.В. [52]. В роботі проведено науково-технічне обґрунтування створення технічних засобів з гвинтовими робочими органами, які забезпечують ефективний процес екструзії при приготуванні гранульованих комбікормів. Побудовано математичні моделі процесів роботи шнекових грануляторів кормів, які дозволили визначити тиск в каналі гвинта гранулятора, його продуктивність, осьове зусилля на шнек, витрати потужності на реалізацію процесу екструзії. Встановлено, що максимальна продуктивність гранулятора при оптимальній матеріалоемності та вартості виготовлення забезпечується при співвідношенні довжини та початкової ширини каналу шнека 19...21 і 0,20...0,25 початкової ширини каналу та зовнішнього діаметра шнека.

Піком А.І. [360] і Вітровим А.О. [74] досліджено основні способи транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах в замкнутих еластичних кожухах та розроблено принципово нові конструкції гвинтових робочих органів, якими також можливо забезпечити ефективне змішування матеріалів.

Збільшення ресурсу роботи гвинтових робочих органів для зерноочисних машин є досить актуальним питанням, часткове вирішенням якого отримав Куликівський В.Л. [292, 293]. Ним встановлено, що максимальне зношування витка спостерігається на його зовнішній кромці, на що впливає защемлення зернин між шнеком і кожухом. Також встановлено, що для зменшення зношування спіралей шнеків і травмування зерна доцільно в конструкціях гвинтових транспортерів забезпечувати можливість регулювання зазору між кожухом і шнеком. Також зменшенню впливу робочих органів на травмування транспортуючої сировини займався Залуцький С.З. [226], який довів ефективність використання шнеків із зовнішньою еластичною поверхнею.

Грудовим Р.С. [170] на основі комплексу теоретичних і експериментальних досліджень розроблено нові конструкції гвинтових конвеєрів, які забезпечують зменшення енергоємності транспортування зернових матеріалів в межах 4...10 % і

зменшення травмування зерна на 7...12 %. Запропоновано спосіб структуризації конструкцій енергоощадних транспортно-технологічних систем з гвинтовими робочими органами й методику їх удосконалення, на основі дослідження властивостей елементів їх структури відповідно до теорії синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу.

Дослідження Гошко З.О. [160] показали, що при транспортуванні насіннєвого зерна внаслідок інтенсивного зношування робочих поверхонь транспортера, особливо зовнішнього краю спіралі та відхилень її геометрії, не менше 2% насіння механічно пошкоджується, у той час, як згідно з даними Кован В.М. [263], лише 1% пошкодженого насіння є причиною зменшення врожайності на 15...20 кг/га.

Під дією механічних факторів зерно може отримати макро- і мікропошкодження. Класифікації механічних пошкоджень зерна приділили увагу багато дослідників [436, 437]. Найбільш повно це питання висвітлене в роботі Дерев'янка Д.А. [194] і Пугачова А.Н. [390]. Дерев'янком Д.А. [194] встановлено, що: «...при підготовленні насіння зернових культур високої якості, особливо жита, необхідно застосовувати технічні засоби з м'якими режимами роботи робочих елементів, використовуючи різні еластичні матеріали – гуму, капрон, нейлон, пластик, дерево тощо, а при комплектуванні технологічних ліній оброблення зернового вороху та підготовки насіння перевагу необхідно надавати вертикальному та комбінованому розміщенню технічних засобів, що зменшить багаторазові механічні впливи і мікротравмування насіння, та сприятиме підвищенню його якісних показників, особливо схожості».

В праці [390] встановлено, що в комбайнах джерелами механічного пошкодження зерна є шнеки і елеватори, які впливають на утворений після сепарації зерновий потік. Пугачов А.Н. вважає, що основною причиною механічного пошкодження зерна транспортуючими органами є зношування витка чи порушення зазору між гвинтом і коробом. Зношування транспортуючих органів і їх деформація призводить до того, що 2 % і більше зерна при русі по шнекам і елеваторам молотарки механічно пошкоджуються.

Грицаєм Ю.В. [166] на підставі сукупності узагальнених наукових результатів вирішено актуальне завдання розширення функціональних можливостей гвинтових транспортних механізмів шляхом розроблення та обґрунтування параметрів комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів.

Вирішенню наукової задачі покращення якості поверхневого внесення сапропелів розкидаючими пристроями з вертикальними гвинтовими бітерами з подрібнюючими ножами та гасниками коливань з підвищенням продуктивності машин займався Бабарика С.Ф. [9].

Паньків М.Р. [353, 354] і Вивюрка Н.Є. [109] присвятили свої дослідження вирішенню наукової задачі покращення якості очищення коренеплодів цукрових буряків від домішок шляхом розробки і використання конструкцій шнекових еліпсних робочих органів та зі зміщеною віссю обертання.

Дослідженням змішування сільськогосподарських матеріалів займалися Гурик О.Я [188] і Дмитрів Д.В. [203, 204]. Їхні дослідження були спрямовані на підвищення ефективності процесу змішування сипких матеріалів гвинтовими транспортерами-змішувачами, в результаті яких отримано раціональні конструкції цих засобів і обґрунтовано конструкторсько-технологічні параметри гвинтових і лопатевих елементів транспортерів-змішувачів.

Проте не всі питання, пов'язані із ефективним створенням і використанням конструкцій гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, є вирішені на достатньому рівні.

1.2 Аналіз гвинтових механізмів з можливостями мобільної зміни траєкторії перевантаження сільськогосподарських матеріалів

Вузли та механізми із гвинтовими робочими органами широко застосовуються у сільськогосподарському виробництві завдяки високій продуктивності праці, відносній простоті конструкцій, зручності в експлуатації, що дає змогу використовувати їх як у дискретних технологічних схемах, так і у складі

високопродуктивних автоматичних ліній.

Гвинтові транспортери (ГТ) з можливостями зміни траєкторії перевантаження матеріалів – це прості, високопродуктивні механізми з гвинтовими робочими органами, які використовують при транспортуванні зерна, мінеральних добрив, тваринних кормів, переробки відходів тваринництва, що можуть в короткий термін змінювати напрямок перевантаження матеріалів. Простота виготовлення, висока мобільність, надійність в роботі ще більше розширюють область їх використання. Такі механізми використовуються не тільки для переміщення вантажів по горизонтальних, нахилених і вертикальних магістралях, але можуть перевантажувати сипкі матеріали і по складних магістралях з мінімальним радіусом кривини $R_k = 1$ м. Довжина магістралі може досягати 20 м і більше при продуктивності до 20 т/год.

Перші розробки ГТ започатковані у Стародавній Греції вченим Архімедом, а прикладні дослідження ГТ з гнучкими робочими органами відносяться до початку 20-го століття й започатковані вони в Німеччині, про що викладено в роботі Х. Германа [146]. Робочий орган виконувався у вигляді спіралі круглого поперечного перетину, що суттєво обмежувало продуктивність. Іншим фактором, який стримував їх широке використання, було підвищене пошкодження сипких матеріалів, оскільки кут атаки, який утворюється між поверхнею кожуха і кривиною ребра спіралі ϵ , щонайменше, на порядок більшим, ніж у смугових спіралях. А величина кута атаки, як відомо [315], суттєво впливає на затягування матеріалу між поверхнями спіралі та кожуха, де і відбувається подрібнення кускових матеріалів, що не допустимо для транспортування зернових, гранульованих матеріалів тощо.

Пошук оптимальної схеми ГТ для транспортування сипких матеріалів по криволінійних магістралях призвів до створення цілої гама робочих органів, котрі відрізняються як конструктивною різноманітністю, так і функціональним призначенням [403].

Відомі конструкції ГТ за способом завантаження матеріалу можна поділити на одно- та двомагістральні. В одномагістральних ГТ завантаження сипких

матеріалів, як правило, здійснюються бункерним способом. За такої схеми перевантаження привід розташовується в зоні бункера. Однак існують гнучкі ГТ, в яких завантаження здійснюється шляхом захоплення матеріалу відкритою спіраллю, передбачають використання різноманітних насадок, які вводяться в купу сипкого матеріалу. Привід, в цьому випадку, встановлюється в зоні вивантаження продукту. Для підвищення маневрування робочих органів застосовують двомагістральні ГТ, в яких привід та перевантажувальний патрубок виконуються як один технологічний вузол.

На даний час у процесі сільськогосподарського виробництва зустрічається багато відходів. Для їх транспортування використовуються ГТ ТОВ «КОМПАНІЯ ЕКОТОН», які виконані у вигляді шнекових конвеєрів з шнеками без валів (рис. 1.1,а). Конвеєри призначені для транспортування відходів на сільськогосподарських фермах, наприклад, затриманих на каналізаційних механізованих ґратах, і зневодненого шламу вологістю до 85% з рН=6,5÷8,5 у горизонтальній або похилій площині на відстань до 30 м. Спіраль конвеєра виготовляється зі зносостійкої вуглецевої сталі, інші деталі конвеєра виготовлені з корозійностійкої сталі AISI304.

Залежно від необхідної конфігурації пристрій збирається з секцій, які мають форму U-подібного жолоба, в якому розташовується транспортуюча спіраль. Приймально-транспортуючі секції відрізняються наявністю у верхній частині корпусу завантажувальних бункерів для подачі на конвеєр транспортованого матеріалу. Секції корпусу з'єднуються за допомогою болтових з'єднань, і встановлюються на опори, а зверху корпус закривається кришками з кріпленням на болтах і гайках. Дно конвеєра захищено від стирання зносостійкою полімерною вставкою. Транспортуюча спіраль також виконана з окремих секцій, які з'єднані за допомогою зварювання. Вона приводиться до руху мотор-редуктором і залежно від напрямку її руху (до приводу або від приводу) конвеєр відповідно називається тягнучим або штовхаючим.

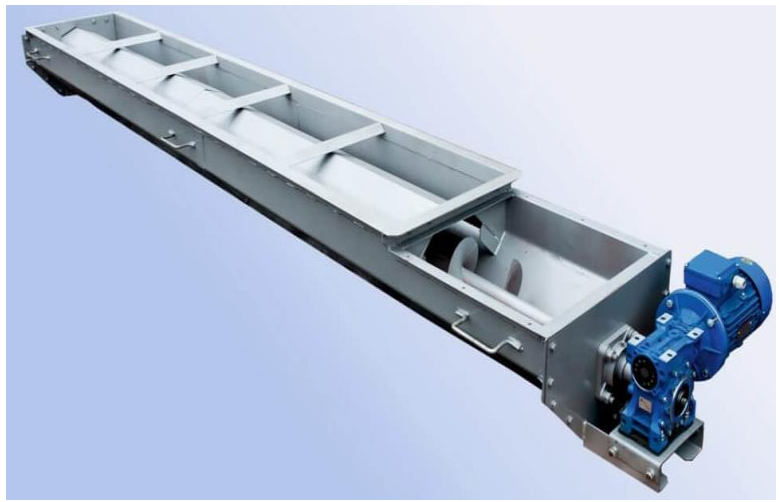
Можливий кут нахилу конвеєра від 0 до 90°.

До недоліків даного конвеєра слід віднести низьку мобільність при зміні напрямку та довжини перевантаження, і значні витрати часу і використання трудових ресурсів на його перекомплектацію за потреби забезпечення цих змін.

Конвеєр розвантажувальний гвинтовий (шнековий) ВРК (рис. 1.1,б) ТОВ «КОМПАНІЯ ЕКОТОН» призначений для оснащення дозаторів поточного типу.



а)



б)

Рисунок 1.1 – Секційні шнекові конвеєри ТОВ «КОМПАНІЯ ЕКОТОН»:
а – беззвальний для транспортування відходів на сільськогосподарських фермах;
б – для дозування сільськогосподарських матеріалів

В його конструкціях використовується стандартне розміщення приводу (з боку завантаження сумішей) і особливе (з боку відвантаження). Гвинтові конвеєри (ГК) виготовляються в певному діапазоні типорозмірів (від 100 до 400 мм) і можуть секційно укомплектовуватись довжиною бігової площі до 24 метрів. Конвеєр розвантажувальний гвинтовий (рис. 1.1,б) призначений для вивантаження зерна та продуктів його переробки з зерносховищ і застосовується в металевих силосах на плоскому бетонному підставі.

Недоліки конструкцій цього ГК є аналогічними, як і у попереднього, і полягають у низькій мобільності зміні напрямку та довжини перевантаження.

Враховуючи інтенсивний розвиток сільськогосподарського виробництва та його зростаючі потреби все більшого поширення набули мобільні перевантажуючі пристрої. На рисунку 1.2 представлено бункер наземний перевантажувальний

БНП-12/Е (електричний) КОВЧЕГ, який виготовляється на підприємстві ТОВ «Завод Кобзаренка». Він використовується для завантаження вагонів, барж та інших засобів при перевантаженні зерна, кукурудзи, соняшнику, рапсу, міндобрив. Пристрій перевантаження складається з трьох горизонтальних шнеків і одного мобільного шнека. Приводиться в рух двома електродвигунами, а при необхідності від ВВП трактора, тому він обладнаний шліцевим та карданним валом для під'єднання до трактора, як і зернозавантажувальних машин МЗР-180 і МЗР-300 фірми «Лилиани МВА» Недоліком даного пристрою є значна матеріаломісткість і складність конструкції,» (рис. 1.3), що призначені для вивантаження зерна з пластикових рукавів. Шнеки представлених навантажувачів (рис. 1.2 і рис. 1.3) виконуються складними і їх розкладання-складання відбувається з допомогою гідро- чи пневмоустаткування, що робить конструкції цих агрегатів-перевантажувачів надто дорогими і конструктивно складними.

Позбавлений цих недоліків гвинтовий перевантажувач з приводом від ВВП трактора компанії John Deere, який представлений на рисунку 1.4. Проте цей пристрій має суттєво обмежені можливості зміни напрямку транспортування.



Рисунок 1.2 – Бункер перевантажувач БНП-12/Е (електричний) ТОВ «Завод Кобзаренка»



Рисунок 1.3 – Гвинтовий перевантажувач з приводом від трактора фірми «Лилиани МВА»



Рисунок 1.4 – Гвинтовий перевантажувач з приводом від трактора John Deere (Canada)

Для розвантаження вагонів на елеваторах, млинах, комбикормових заводах та інших підприємствах зберігання і переробки зернових культур, використовують гвинтові хопери У9-РХ-61 ПАТ «ЕКВІПТЕХ», які представлено на рис. 1.5. Їхні

недоліки є аналогічними з попередньою конструкцією ГК; вони не забезпечують зміни напрямку транспортування.



Рисунок 1.5 – Гвинтові хоппери У9-РХ-61 ПАТ «ЕКВІПТЕХ» (Україна)

У сільськогосподарському виробництві широко використовуються гвинтові начепні пристрої для завантаження розкидачів, сівалок і причепів мінеральними добривами чи насінням, приклади яких представлено на рисунках 1.6 – 1.8.



Рисунок 1.6 – Пристрій завантажувальний Amazone BS



Рисунок 1.7 – Шнеки завантажувачі сівалок ЗС-30М, ЗС-30М-01



Рисунок 1.8 – Бортові розкладні шнеки ГРШ-300/4,5 та ГРШ-350/4,5

Пристрій завантажувальний Amazone BS (рис. 1.6) виконується із завантажувальним шнеком діаметром 200 мм і довжиною 2,4 м. Його перевагами є велика продуктивність (до 2 м³ за 3,5 хв.), а недоліком надто мала відстань перевантаження і неможливість зміни її довжини.

Для завантаження сівалок ГТ можуть бути змонтовані на кузовах вантажних автомобілів. Одним з таких прикладів є завантажувач сівалок ЗС - 30М, ЗС-30М-1 (рис. 1.7), які встановлюються на автомобілі ГАЗ-САЗ-3507, ЗИЛ-ММЗ-554М і

призначені для доставки та завантаження зерна в сівалки. Завантажувач сівалок складається з рами, вивантажувального шнека, заднього борту із шиберною заслінкою, гідросистеми. Вивантажувальний шнек виконується складним і встановлюється під певним кутом нахилу. Привід вивантажувального шнека ГПР-Ф-160 (гідромотор) виробляється від гідросистеми самоскида.

Подібними конструкціями ГТ є гідравлічно розкладні шнеки ГРШ-300/4,5 та ГРШ-350/4,5 зі змінним бортом (рис. 1.8). Тут шнек приварюється до борта, який при потребі встановлюється на тракторні причепа або самоскидні автомобілі.

Недоліками цих начіпних ГТ є значна матеріаломісткість, складність конструкції, малий кут регулювання нахилу шнека і неможливість забезпечення необхідної довжини перевантаження.

На сьогоднішній день у сільському виробництві широке застосування знайшли бункери-перевантажувачі (рис. 1.9 – рис. 1.11), які створені для оптимізації процесу збирання зерна. Вони використовуються для зменшення кількості комбайнів під час збору зерна чи кукурудзи шляхом агрегування з тракторами, які їдуть за комбайнами, щоб відразу збирати урожай. Ця проміжна ланка у зборі зернових дозволяє значно заощадити час і зробити процес в рази ефективнішим, бо забезпечує постійну роботу комбайна, який в такому ланцюзі працює без зупинок і може виконати ту ж роботу набагато швидше. За експертними оцінками встановлено, що 1 бункер здатний замінити 1 комбайн, якщо працює в тандемі з парою комбайнів. Так, якщо раніше для збору зернових потрібно було 6 комбайнів, то тепер лише 4 і 2 перевантажувача, що забезпечує значну економію і оптимізацію цього процесу як за рахунок використання меншої кількості складнішої і дорожчої техніки (зернозбиральних комбайнів), так і за рахунок зниження витрат кваліфікованої праці.

Бункери-накопичувачі ПБН ТОВ «Завод Кобзаренка» (рис. 1.9) виробляють 7 типів тоннажем від 7,2 т (9 м^3) до 38 т (50 м^3) у вигляді причіпних транспортних засобів. Вони оснащені складаними шнеками, розкладання-складання яких забезпечується гідроапаратурою.

Подібними є бункери-перевантажувачі чотирьох моделей німецької фірми HORSCH Titan UW (рис. 1.10) об'ємом 16, 20, 30 і 40 м³, які оснащені складаним шнеком (Ø 600 мм), який розкладається-складається за допомогою гідравліки і має продуктивність 18 т/хв. (забезпечує перевантаження до 34 м³ за 90 с).



Рисунок 1.9 – Бункер-накопичувач ПБН-16 ТОВ «Завод Кобзаренка»



Рисунок 1.10 – Бункер-перевантажувач HORSCH Titan UW

Також популярними стають бункери-накопичувачі перевантажувальні БНП української компанії Egritech (рис. 1.11), яка виробляє їх 5 типів вантажопідйомністю від 14 т (16 м³) до 29 т (40 м³), конструкції яких є подібними до попередніх. Для здійснення процесу перевантаження зернових в конструкціях бункерів-накопичувачів перевантажувальних БНП використовуються два шнеки (рис. 1.11,б) – один живильний, а інший за допомогою гідравлічного приводу складний.

Порівняно з начіпними ГТ (рис. 1.6 – рис. 1.8) кут регулювання нахилу шнека у цих конструкціях (рис. 1.9 – рис. 1.11) є багато більший. Проте до основних недоліків слід віднести значну матеріаломісткість та складність конструкції, яка полягає у необхідності використання додаткового вузла складання-розкладання шнека з гідроапаратурою, а також неможливість забезпечення необхідної довжини перевантаження.



а)



б)

Рисунок 1.11 – Бункер-перевантажувач БНП-30 компанії Egritech:
а – загальний вигляд; б – гвинтові елементи бункера-перевантажувача

Практично у всіх зернозбиральних комбайнах для вивантаження зерна використовують ГТ. Для безперешкодного під'їзду вантажного транспорту попри жатку комбайна для перевантаження зернових з бункера комбайна у кузов автомобіля шнек комбайна виконують значної довжини, що часто при таких крупних габаритних розмірах ускладнює як рух самого комбайна при перевезенні і під час роботи, так і його конструкцію. Тому шнеки зернозбиральних комбайнів виконують відкидними, як показано на рисунку 1.12 та рисунку 1.13 у зернозбиральних комбайнах марок «Claas» та John Deere, а деколи ще й складними (рис. 1.13). Продуктивність таких шнеків у зернозбиральних комбайнах сягає 150 л/с.



Рисунок 1.12 – зернозбиральний комбайн Claas LEXION 460



Рисунок 1.13 – зернозбиральний комбайн John Deere S690

Шнекові навантажувачі повсюдно використовуються у підприємствах АПК та фермерських господарствах і широко виробляються підприємствами вітчизняного АПК (рис. 1.14,а – рис. 1.14,е). До особливостей цих навантажувачів слід віднести низьку енергоємність, високу маневреність та надійність. Вони використовуються для виконання наступних операцій: завантаження-розвантаження зерносховищ; завантаження в транспортний засіб; формування буртів з зерна; перебуртовка зерна на відкритих майданчиках; завантаження-розвантаження мінеральних добрив. Випускаються шнекові навантажувачі для використання як в стаціонарному, так і в пересувному стані (рис. 1.14). Технічні характеристики шнекових навантажувачів можуть бути різноманітними, але більшість їх конструкцій вписуються у наступні межі: діаметр перевантажувального патрубку 140-250 мм; довжина від 2,5 м до 15 м; кут нахилу до 45°; продуктивність від 8 до 80 т/год.; привід електричний одно- чи трьохфазний. Найчастіше укомплектовуються завантажувальними насадками (рис. 1.14,а – 1.14,в), але також виготовляються з бункерами (рис. 1.14,г – 1.14,д) та завантажувальними пристроями (рис. 1.14,е).



а)



б)



в)



г)



д)



е)

Рисунок 1.14 – Шнекові навантажувачі: а – ТОВ «КіровоградЕлеваторМаш»; б – ТОВ «Технік»; в – ТВК "ДЕМЕТРА ПЛЮС"; г – ТОВ «Завод Кобзаренка»; д – ПАТ «ЧеркасиЕлеваторМаш»; е – ТОВ «Гарант-Агро»

Ці ГТ (рис. 1.14,а – рис. 1.14,е) можуть діяти як самостійні одиниці, так і в поєднанні з будь-яким іншим обладнанням. Навантажувачі призначені для завантаження автомашин і залізничних вагонів, для складського та інших виробничих приміщень. Зручність їх використання полягає в тому, що навантажувачі легко переміщувати в різні точки приміщення, щоб максимально швидко здійснити процес відвантаження і перевезення вантажів без використання додаткового обладнання. Найбільш широко застосовується при перевантаженні зернових і завдяки своїй мобільності та легкості в експлуатації транспортери такого типу стають незамінними помічниками у фермерських господарствах. До недоліків потрібно віднести нездатність забезпечення необхідної довжини перевантаження та обмеження по куту нахилу шнека до горизонту.

До мобільних ГТ, які знайшли широке застосування у АПК, також слід віднести гнучкі ГК (рис. 1.15). В основному вони використовуються для роздачі кормів на птахофабриках та для перевантаження різного роду сипучих матеріалів:

зернових, мінеральних добрив, порошкоподібних, мілкозернистих, гранульованих, в тому числі агресивних і високоабразивних. Головним елементом цих ГК є гнучкі спіральні чи пружинні шнеки, виготовлені із пружної сталі діаметром від 50 до 125 мм, або секційні шнеки [119].



Рисунок 1.15 - Гнучкі гвинтові конвеєри:

а – ТОВ «Машинобудівний завод «Вітязь»; б – ТОВ «Завод промислового обладнання «Прогрес»; в – ТОВ «Технік»

Широкий спектр застосування гнучких ГК обумовлений простотою їх конструкцій; можливістю організувати необхідну траєкторію і кут транспортування та її оперативною зміною; герметичністю та відсутністю пилу.

До недоліків гнучких ГК слід віднести обмеження довжини перевантаження (до 6 м) одним робочим органом; низьку продуктивність у порівнянні з жорсткими ГТ, ускладнення підйому матеріалу на вертикальних ділянках та втрату потужності й обмежену висоту підйому при цьому; швидке зношення спіралей і, особливо, гнучких кожухів; складність очищення від залишків транспортованого матеріалу після закінчення його перевантаження.

Коротка характеристика мобільних ГТ різних типів представлена у табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Параметри шнекових машин

Назва машини	Частота обертання шнека (n, об/хв.)	Діаметр шнека (D, мм); крок спіралі (t, мм)	Продуктивність (P)	Кут нахилу (α , град.); висота завантаження (H, м)	Довжи на шнека (L, м)
1	2	3	4	5	6
Зернозбиральні комбайни					
Нива СК-5	422	$D=240$; $t=250$	1920 кг/хв.	$\alpha = 30^\circ$	2,5
Claas Lexion 460	500	$D=190$; $t=170$	150 л/с	$\alpha = 60^\circ$	2,68
Комбайн Fendt 5275 С	500	$D = 300$	105 л/с	$H = 4,45$	2,6
John Deere 9650	500	$D = 320$	135 л/с		2,8
Гвинтові конвеєри					
КВЕ	300	$D = 190 - 460$	2...35 м ³ /Год.	$\alpha = 0...35^\circ$	2,5
КВЖ-500; КВ-500	45...340	$D=500$; $t=500$	75...130 т/год.	$\alpha = 0^\circ$	2,3
Перевантажувачі і завантажувачі					
Перевантажувальний бункер накопичувач ПБН-40	540 / 1000	$D = 520$	6 т/хв. / 12т/хв.	$H = 3,55$	-
Бункер накопичувач БНП-12 КОВЧЕГ	350	$D = 500$	300 т/год.	$H=5,5$	-
Пристрій завантажувальний Amazone BS	400	$D = 200$	35 т/год.	$\alpha = 60^\circ$	2,4
Шнековий навантажувач зерна ЗПП-10	300	$D = 250$	40 т/год.	$H = 2,4...7$	2,4
Завантажувачі сівалок ЗС-30М, ЗС-30М-01	400	$D = 220$	12...25 т/год.	$\alpha = 30^\circ$; $H = 1,8...4$	3,01
Перевантажувальний бункер накопичувач ПБН-20/2	540 / 100	$D = 420$	3...12 т/год.	$H=4,3$	2,15
Бункер-перевантажувач Titan UW	500	$D = 600$	18 т/год.	$H = 4,6$	2,3
Бункер-перевантажувач EgriTech БНП-30	550	$D = 500$	6 т/хв.	$H = 4,3$	2,15

Закінчення таблиці 1.1

Змішувачі					
Змішувач СКО-Ф-6-П	18	$D = 220$	10 т/год	0	2,8
СПП-2500	32	$D = 900$	4000 кг/год	0	2,6
Сепаратори					
Шнековий сепаратор ШПС-300	120	$D = 300$	40 м ³ /год	0	3,2
Повітряно-шнековий сепаратор зерна з гвинтовим пневмоканалом	60	$D = 300$	400 кг/год	0	1,7

1.3 Особливості конструкцій гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві та їх захисних механізмів

У сільському виробництві широко використовуються процеси подрібнення, змішування, сепарування та інші, в яких основним або допоміжним елементом виступає шнек. Коротко проаналізуємо різні типи сільськогосподарських механізмів та апаратів з ГТ, задіяними у виконанні транспортно-технологічних операцій.

У сільськогосподарському виробництві для приготування різного типу кормів використовують апарати з ГК, які виступають як транспортерами відповідної маси, так і виконують додаткові функції з технологічних операцій.

Подрібнювач кормів ИКВ-5А «Волгарь-5» (рис. 1.16) [392] призначений для подрібнювання соковитих і грубих кормів (солома, коренебульбоплоди, баштанні культури, зелена маса, сінаж, сіно), а також риби. Його можна використовувати як в потокових лініях кормоцехів, на фермах великої рогатої худоби, так і окремо. Він складається з горизонтального і похилого конвеєрів, ножового барабана першого ступеня подрібнювання, протирізальної пластини, заточувального пристрою, шнека, подрібнювального апарата другого ступеня і електричного урухомника. В цьому апараті використовується шнек подачі проміжного продукту до апарата

другого ступеня, в якому сировина подрібнюється до заданого розміру часточок.

Подрібнювач ИКМ-Ф-10 (рис. 1.17) [393] призначений для очищення від важких домішок, миття і подрібнення коренебульбоплодів для свиней і великої рогатої худоби. Його можна використовувати у поточних технологічних лініях кормоприготувальних об'єктів тваринницьких ферм, оснащених системою водопостачання та каналізацією, а також як самостійну машину. Робочі органи машини (гвинт мийки з диском-активатором, горизонтально-дискова коренерізка та конвеєр для видалення камінців) урочомлюються окремими електроурухомниками. В цьому подрібнювачу використовується шнек, з допомогою якого відбувається вертикальне перевантаження коренебульбоплодів до камери коренерізки та їх додаткове очищення.

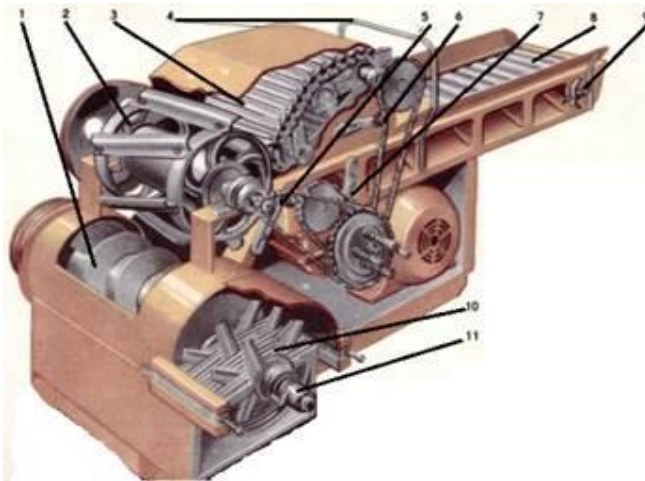


Рисунок 1.16 – Загальна будова подрібнювача ИКВ-5А «Волгарь-5»:

- 1 - шнек; 2 – ножовий барабан;
- 3 і 8 - похилий і горизонтальний конвеєри; 4 - механізм керування;
- 5 – 7, 9 - натяжні пристрої;
- 10 - подрібнювальний апарат;
- 11 - зрізний штифт

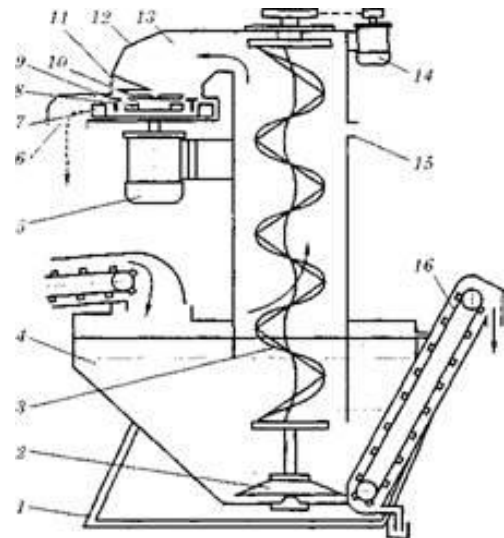


Рисунок 1.17 – Конструктивна схема подрібнювача ИКМ-Ф-10: 1 - рама;

- 2 - диск-активатор; 3 - шнек; 4 - ванна; 5, 14 - електро-урухомники;
- 6 і 7 – вивантажувальні лоток і лопаті; 8 - дека; 9 і 10 - ножі; 11 - протирізальний елемент; 12 - накривка; 13 - камера коренерізки;
- 15 - зрошувач; 16 - конвеєр

У сільському господарстві широко використовують різного роду дробарки зі шнеками, загальний вигляд конструкцій яких представлено на рисунку 1.18.

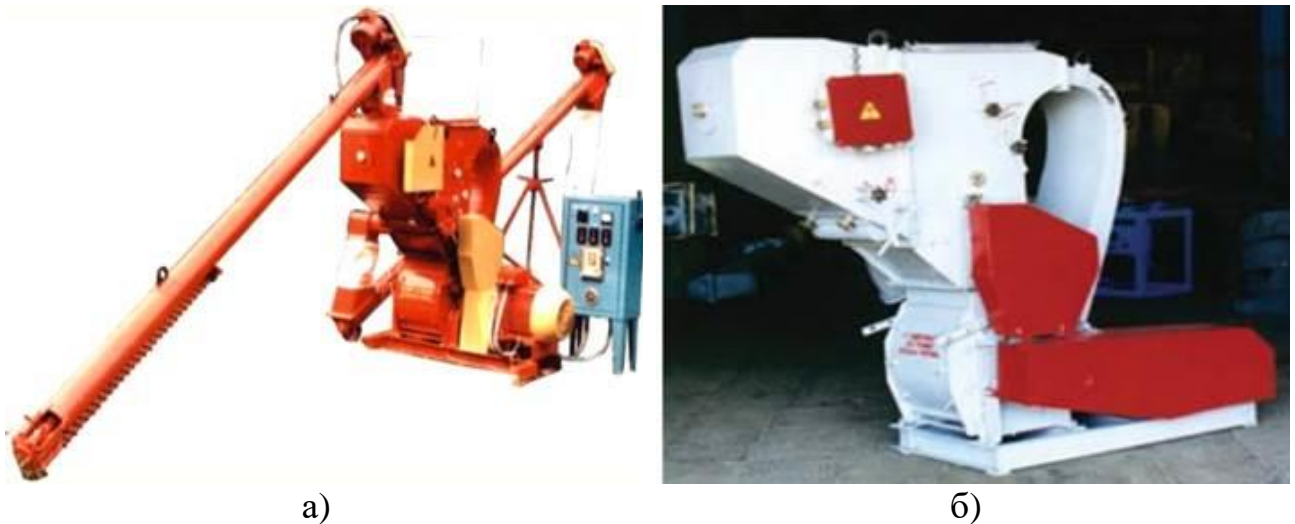


Рисунок 1.18 – Загальний вигляд дробарок: а – ДКМ-5; б – ДЗ-3-0,2

Дробарка ДКМ-5 (рис. 1.18,а) призначена для подрібнення зерна і грубих кормів у технологічних лініях приготування кормів на тваринницьких фермах або зерноскладах. В її конструкції живильник грубих кормів складається з нерухомого внутрішнього і рухомого зовнішнього конічних шнеків. Для забезпечення роботи дробарки зерно подається через забірну частину завантажувального шнека у зерновий бункер, а з нього тонким шаром просипається у щілину між заслінкою та похилою стінкою бункера, очищається магнітним сепаратором від випадкових металевих домішок і потрапляє в камеру подрібнення. Після подрібнення та калібрування матеріал горизонтальним шнеком подається на похилий розвантажувальний шнек, а останній - у бункер-накопичувач або у транспортний засіб. Відповідно в конструкції дробарки ДКМ-5 використовуються декілька перевантажувальних шнеків.

Дробарка ДЗ-3-0,2 (рис. 1.18,б) призначена для переробки всіх видів зерна і складається із завантажувального шнека, бункера, дробильної камери, вивантажувального шнека, шафи керування, електроурухомника. Крізь завантажувальний шнек матеріал потрапляє в бункер, звідки самопливом в дробильну камеру. Подача зерна регулюється заслінкою.

Підприємства АПК для приготування різного роду кормів використовують кормоприготувальні агрегат зі шнековими мийками, подрібнювачами-змішувачами, живильниками тощо (рис. 1.19). На рисунку 1.19,а зображено

комбікормовий агрегат МКУ-1,5, який складається з молоткової дробарки, циклона-дозатора, тензовагового пристрою, змішувача зі змішувальним шнеком, вивантажувального шнекового конвеєра і апаратури керування та захисту.



Рисунок 1.19 – Загальний вигляд комбікормових агрегатів:
а – МКУ-1,5; б – ОВК-2

Кормоприготувальний агрегат ОВК-2 (рис. 1.19,б) призначений для отримання повноцінних комбікормів із сировини рослинного, тваринного та мінерального походження в умовах тваринницьких, фермерських та підсобних господарств. Він включає завантажувальний шнековий конвеєр, бункер-дозатор, дробарки, шнековий вивантажувальний конвеєр дробарки, шафу керування, правий та лівий бункери-змішувачі, вивантажувальний конвеєр бункерів-змішувачів.

Для переробки зерна і грубих кормів у технологічних лініях приготування кормів на тваринницьких фермах або зерноскладах також застосовують дробарки ДКМ-5 [292], в яких використовуються циліндричні і конічні шнеки для подачі зернового матеріалу та його вивантажування, з регулюванням зміни положення похилого шнека залежно від висоти приймання готового корму; кормоприготувальні агрегати АПК-10А [292] з шнековими мийками коренебульбоплодів і подрібнювачами-змішувачами; агрегати для переробки зернофуражу ПЗ-3А [221] з шнековими пропарювачами та гвинтовими живильниками; агрегати ЗПК-4 [262], призначені для миття, запарювання,

розминання та вивантаження картоплі в кормозмішувачі і кормороздавачі на свинарських фермах, в яких застосовується гвинтова мийка і завантажувальний та вивантажувальний шнеки; запарники-змішувачі С-2 [262], призначені для приготування сирих або запарених коренеплодно-концентратних сумішей вологістю 65-80 %, які укомплектовані лопатевими мішалками шнекового типу, завантажувальним та двома розвантажувальними конвеєрами.

При приготуванні різноманітних кормів та інших продуктів у СГВ часто використовується операція змішування. Змішуванням називають процес взаємопроникнення сипучих компонентів в шари один одного, що супроводжується процесами зсуву, падіння та переміщення [262]. Теоретично, будь-яка машина може частково змішувати продукти між собою, однак ступінь однорідності таких сумішей буде невеликою. Саме тому промисловість випускає спеціальні змішувальні машини з гвинтовими робочими органами для АПК, які відрізняються за кількістю і типом робочих органів, циклічністю виконання операцій та об'ємами змішуваних порцій, тощо. При виборі гвинтових змішувачів керуються такими показниками, як коефіцієнт однорідності змішування, час змішування порції, коефіцієнт завантаження гвинтового змішувача; відсутність «мертвих» зон; коефіцієнти пошкодження і травмування матеріалів тощо. У існуючих конструкціях шнеки розташовуються вертикально, горизонтально, похило. Також вони виготовляються стрічковими, з різнонаправленим навиванням, подвійні з різним напрямком навивки зовнішньої і внутрішньої спіралі тощо.

На рисунку 1.20 представлено конструктивні схеми змішувачів з вертикальними шнековими мішалками, в яких циклічно проходить піднаймання та опускання змішувальних компонентів. Такі змішувачі є недорогими, проте недоліком їх використання є тривалий час змішування і невисока однорідність сумішей.

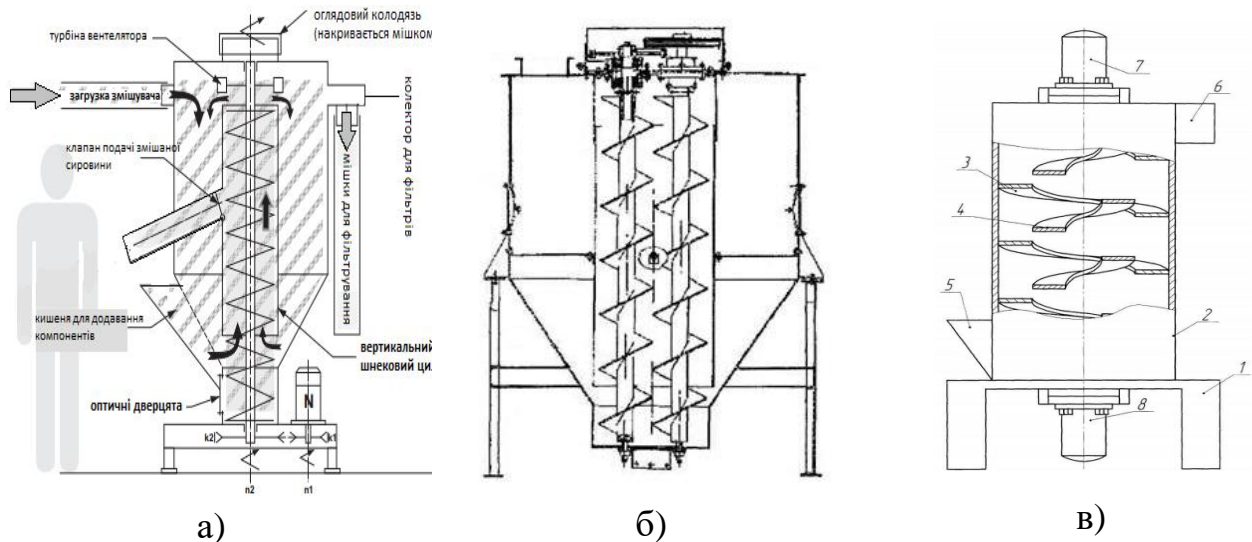


Рисунок 1.20 – Вертикальні шнекові змішувачі кормів:

а – з одним шнеком; б – з двома паралельно розташованими шнеками;
в – з двома різнонаправленими шнеками

Змішувачі з горизонтальним розміщенням стрічкового шнека (рис. 1.21) є найпопулярнішими і найрозповсюдженішими у виробників комбікормів. Вони виготовляються із одно напрямленим шнеком (рис. 1.21,а), та двома різнонаправленими навивками зовнішнього і внутрішнього шнеків (рис. 1.21,б). Останні забезпечують перемішування матеріалу шляхом його переміщення у різні сторони, в результаті чого відбувається взаємопроникнення шарів один в одного. Шнекові стрічкові змішувачі ефективно працюють при завантаженості близько половини об'єму, в іншому випадку однорідність змішування падає.



а)



б)

Рисунок 1.21 – Змішувачі з горизонтальним розміщенням стрічкового шнека:
а – з одним шнеком; б – з двома різнонаправленими шнеками

У підприємствах вітчизняного АПК при приготуванні кормів застосовують різноманітні кормозмішувачі, які використовуються як у комплектах обладнання кормоцехів, так і як самостійні машини (СКО-Ф-6-II, СКО-Ф-6-I, СКО-Ф-3, Agilo V-MIX, V-MIX Plus, V-MIX Plus 3S, КСП-9, СПП-210 ... СПП-2500) та інші. Кормозмішувачі вітчизняних та закордонних виробників, а конструкціях яких ключовим елементом для виконання технологічної операції змішування є шнеки різних типів, представлено на рисунку 1.22.

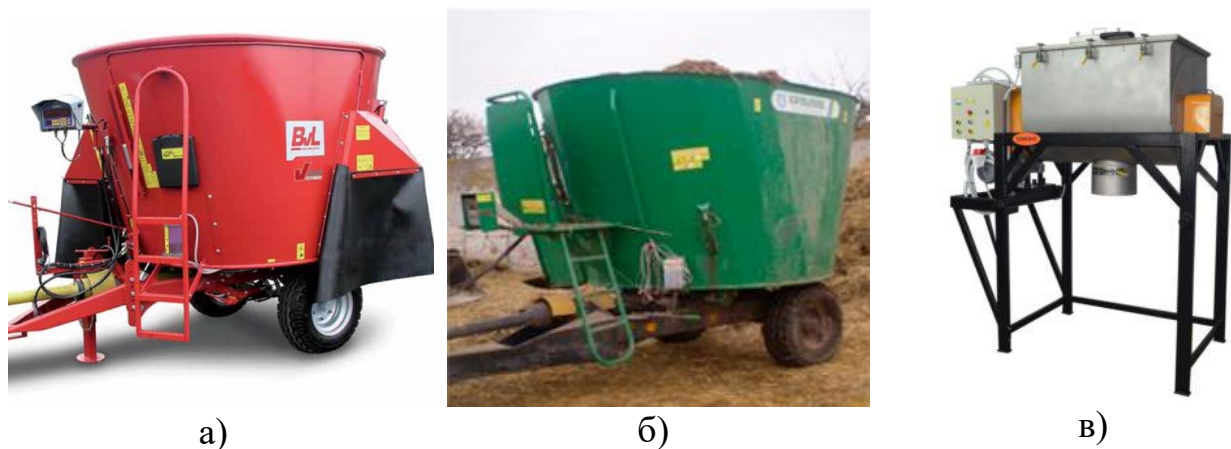


Рисунок 1.22 – Кормозмішувачі шнекові: а – Agilo V-MIX (компанія BvL); б – КСП-9 (ТДВ «Брацлав»); в – СПП-2500 (ТОВ «Технолог»)

Одношнековий кормозмішувач Agilo V-MIX (рис. 1.22.а) найменший серед модельного ряду V-MIX компанії BvL. Поставляється в двох варіантах з ємністю бункера 3.5 і 5 куб. м. Незважаючи на маленькі розміри цей змішувач кормів за своїми характеристиками відповідає повноцінним кормозмішувачам і в той же час дуже маневреним і підходить для будь-якого тваринницького приміщення. Також компанією BvL виготовляються двохшнекові змішувачі кормів V-MIX Plus обсягом від 13 до 30 м³ та трьохшнекові кормозмішувачі V-MIX Plus 3S об'ємом від 25 до 40 м³.

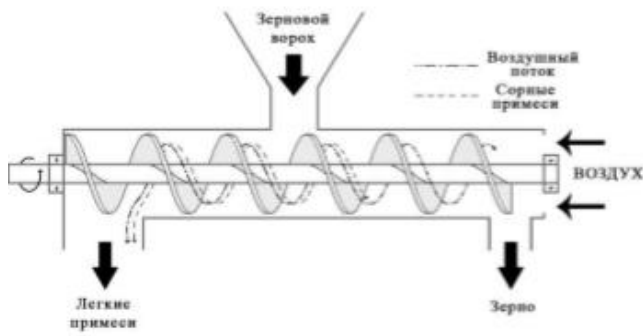
Для вирішення проблеми вагового дозування компонентів кормів під час їх завантаження в бункер машини, подрібнення грубих кормів та змішування всіх компонентів при створенні гомогенної повнорационної кормової суміші, транспортування та роздавання її тваринам ТДВ «Брацлав»

розробив кормозмішувачі роздавання корму КСП-9 (рис. 1.22,б) та КСП-12, в бункерах яких використовуються великогабаритні конусоподібні шнеки з ножами та контр ножами, що забезпечують перемішування компонентів кормосуміші „грибоподібним” способом (знизу-вгору). Використання великогабаритних шнеків конусної форми в конструкції змішувачів, з мінімальним числом обертів дозволило проводити змішування компонентів корму щадним способом, що в свою чергу надало можливість отримувати високоякісні кормосуміші та економити паливе на їх приготування.

Шнекові змішувачі для виробництва преміксів та кормів ТОВ «Технолог» (рис. 1.22.в) мають можливість внесення вологи в процесі змішування на поверхню змішуваних продуктів. Вони виконуються 6 типів з ємністю бака від 210 до 2500 дм³ з максимальним завантаженням від 120/105 до 1400/1250 л/кг. Їх максимальна продуктивність в залежності від ємності бака становить від 600 до 4000 кг/год. при часі змішування від 2 до 15 хв. В конструкціях цих змішувачів використовуються стрічкові чотирьохполосні гелікоїдальні шнеки, які за рахунок різноспрямованих потоків забезпечують рівномірне змішування багатокомпонентних сумішей.

У СГВ для очищення зерна, гною та інших продуктів широко використовуються шнекові сепаратори (рис. 1.23 – рис. 1.26). Вони призначені для сепарації твердих і рідкоподібних фракцій на базі шнекового конвеєра за рахунок гравітаційного і конвеєрного переміщення, та переміщення під тиском повітря.

На рис. 1.23 представлено принципову схему очищення зерна у повітряно-шнековому сепараторі та його загальний вигляд [460]. Суть ідеї (пат. РФ № 2552037) очищення у повітряно-шнековому сепараторі [460] полягає в продуванні переміщуваного шнеком зерна у напрямку, зворотному до напрямку його транспортування. При цьому відбувається часткове очищення зерна і відсепарування вороху та більш легких домішок, які відділяються від зерна і потоком повітря відносяться до вивантажувального отвору вороху (на рис. 1.23,а показаний зліва). Саме ж зерно, що має більшу густину, транспортується шнеком до місця вивантаження з перевантажувального патрубку (на рис. 1.23,а показаний справа).



а)



б)

Рисунок 1.23 – Повітряно-шнековий сепаратор зерна з гвинтовим пневмоканалом [433]: а – принципова схема; б – загальний вигляд



Рисунок 1.24 – Сепаратор-ворохоочисник саморухомай СВС-20 (ПрАТ «Вібросепаратор»)

Сепаратори-ворохоочисники саморухомай СВС-20 (рис. 1.24) (СВС-25) виробництва житомирського заводу ПрАТ «Вібросепаратор» застосовуються для попередньої очистки зернових (колосових, зернобобових, круп'яних та олійних культур), яке поступає з полів після їх збору зернозбиральними комбайнами, від домішок на токах чи складських приміщеннях. Сепаратори СВС-20 застосовуватися у якості навантажувачів, а також для перелопачування зернових. До їх складу входять зерноочисний блок та живильники і транспортери різного типу, в тому числі і шнекові.

Для розділення (сепарації) твердої і рідкої фракцій матеріалів багатих на волокнисті включення, такі як коров'ячий і свинячий гній, пивна дробина та інше, підприємства АПК широко використовують сепаратори шнекового типу,

конструкції яких представлено на рисунках 1.25 – 1.26.

ТОВ «ВП «Метало комплект» (м. Харків) виробляє різноманітну продукцію з шнековими механізмами для сільськогосподарської і переробної галузей, в тому числі і шнекові сепаратори ШПС-300 (рис. 1.25), які забезпечують розділення (сепарацію) коров'ячого та свинячого гною, пивної дробини тощо на тверду і рідку фракції (тверда фракція використовується для природного компостування, а рідка для поливних систем).



Рисунок 1.25 – Шнековий сепаратор ШПС-300 (ТОВ «ВП «Метало комплект»)

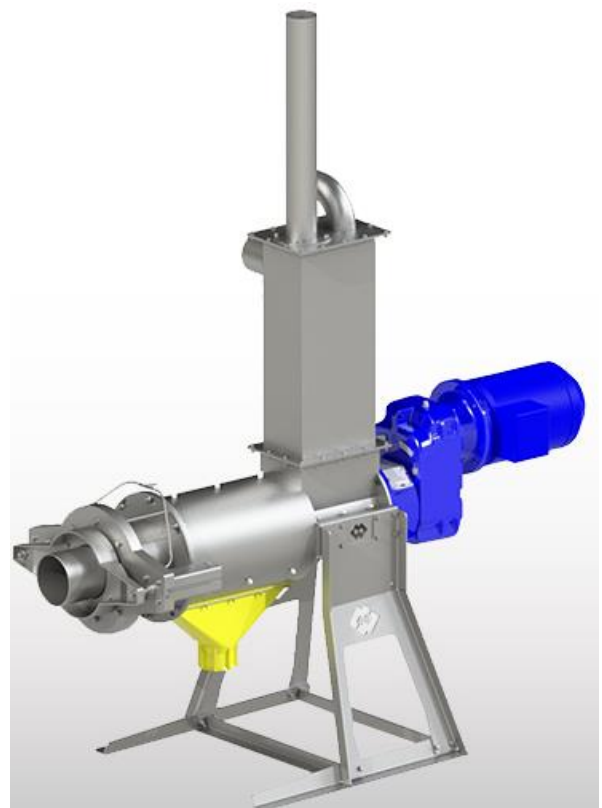


Рисунок 1.26 – Шнековий сепаратор SEPCOM Bedding (Компанія WAMGROUP)

Робота шнекового сепаратора ШПС-300 полягає у створенні необхідного тиску на рідкий гній для відділення усієї вільної рідини з гною, що проходить через проміжки у ситі і виводиться зливною горловиною. Віджятий гній виходить назовні через випускний клапан. Шнекові сепаратори ТОВ «ВП «Метало комплект» випускаються в різних модифікаціях, з різними видами завантажувальної горловини, колосникових сит з розміром отворів від 0,10 мм до 1,00 мм.

За аналогічним принципом діють більшість шнекових сепараторів для сепарації твердих та рідких фракцій матеріалів багатих на волокнисті включення, такі як свинячий і коров'ячий гній, пташиний послід, спиртова барда, пивна дробина, відходи забійних цехів (найчастіше сепаратори даного типу застосовуються для зневоднення гною) (рис. 1.26).

В роботі аграрних підприємств використовуються шнекові преси, екструдери, протруювачі, дозатори тощо.

На рисунку 1.27 представлено екструдер Е-1500 виробництва ПАТ «ЧеркасиЕлеваторМаш», який використовується для виробництва екструдованих гранульованих кормів для промислової риби, сільськогосподарських і домашніх тварин, для отримання текстурованого протеїну, комбікорму з білковими домішками тощо. Найбільшою проблемою існуючих екструдерів є швидке зношення шнека живильника, який працює при підвищених температурах і тисках в агрегатному середовищі.

Протруювач шнековий ПНШ-3-01 "Фермер" (рис. 1.28) виробництва ТДВ «Львівагромашпроект» призначений для протруювання насіння зернових культур водними розчинами або суспензіями протруйників з вивантаженням протруєного насіння в мішки типу "біг-бег" чи іншу тару. Для безперешкодного пересування по господарських територіях протруювач ПНШ-3-01 змонтований на чотирьох колесах і обладнаний агрегатом, який складається з бака з гідравлічним змішувачем, насоса-дозатора робочої рідини, бункера насіння, дозатора насіння, обрешітеного шнека для роботи із схильними до травмування культурами з вивантажувальними горловинами та дозатора робочої рідини. Продуктивність протруювача ПНШ-3-01 становить від 1,5 до т/год. Недоліком даного протруювача є обмежена висота вивантажувального отвору над горизонтом (1,4 м).

У СГВ широко застосовуються процеси дозування. Для їх забезпечення використовують шнекові дозатори, приклад якого зображено на рисунку 1.29 (виробництво ТОВ «Ягодинський механічний завод»). Він використовується для дозування сипких речовин (зернових, порошкоподібних і гранулоподібних).

Основною перевагою цих дозаторів є простота конструкції та обслуговування, особливо з заміни шнека. Шнекові дозатори широко використовуються у лініях для роздачі кормів для великої рогатої худоби і птиці.



Рисунок 1.27 – Шнековий екструдер Е-1500 (ПАТ «ЧеркасиЕлеваторМаш»)



Рисунок 1.28 – Протруювач шнековий ПНШ-3-01 «Фермер» (ТДВ «Львівагромашпроект»)



Рисунок 1.29 – Шнековий дозатор

Одними з основних вузлів різноманітних механізмів є муфти, які забезпечують зв'язок між ланками машин, а також часто виконують роль захисту і забезпечують розрив кінематичного ланцюга між приводом та робочим органом у разі виникнення критичного перевантаження. Загалом муфтами називають пристрої, які з'єднують вали і передають обертовий момент, а запобіжними муфтами – муфти, яким додатково притаманна функція захисту елементів машин від перевантажень [36].

Застосування муфт пов'язане з тим, що більшість машин, у тому числі і їхній привід, компонують із окремих складальних одиниць, що мають вхідні та вихідні вали. Такими складальними одиницями є, наприклад, двигун, редуктор, робочий орган машини тощо. Відповідно безпосередній кінематичний і силовий зв'язок між двигуном і редуктором, редуктором і робочим органом здійснюється за допомогою муфт. Потреба у муфтах виникає і в тих випадках, коли довгі вали за умовами

технології виготовлення і складання або транспортування слід виготовляти з кількох складових частин [36].

Розробці і дослідженню пружних і запобіжних муфт присвячені праці таких вчених, як Барабаш І. Д., Поляков В. С., Ряховский О. А. [36], Луців І.В., Гевко І.Б., Дубиняк Т.С. [112, 322-325], Комар Р.В. [112], та інші. Даним розробкам також присвячено багато патентів [212, 227-238, 295, 345, 388, 389, 435].

В Україні питаннями проектування і дослідження пружних і запобіжних муфт займаються колективи багатьох установ, а серед зарубіжних фірм провідними в розробці та виготовленні ЗМ є: “Walterscheid”, “Vulkan”, “Ukob”, “Strogmag”, “Unicum”, “Paulstra”, “Hochreuter Baum”, “Lenze”, “Cardelis Kupplung” (ФРН); “Morse”, “Hilard Corporation”, “John Dire”, “Une Waindrover”, “Beisler engineering” (США); “Demahe”, “Sigma”, “Slema”, “Pouille” (Франція); “Hardi-Speuser”, “Metastrim”, “Krofts engineering limited” (Велика Британія); “Кубота” (Японія); Краснодарське ОКТЬ, НДІ при МДТУ ім. Н.Е. Баумана, “Уралмашзавод” (Росія) тощо [112].

Авторами [112] розроблено класифікацію (рис. 1.30) муфт різних типів: запобіжних, пружно-запобіжних та пружних. ЗМ поділяються на: високочастотні імпульсного типу, до яких належать кулачкові, кулькові, роликові, з конусоподібними пальцями і комбіновані; низькочастотні імпульсного типу, до яких належать планетарні з різними елементами зачеплення, кулькові низькочастотні і роликові низькочастотні; реверсивні; із осьовим зміщенням валів; фрикційні; самовідключні; із руйнівними елементами. До пружно-запобіжних муфт слід віднести високочастотні та низькочастотні імпульсного типу (перелічені вище) і фрикційні з пружно-копенсуючих елементами.

Вибір запобіжних, пружно-запобіжних та пружних муфт залежить від призначення, умов роботи, їх ціни, витрат на обслуговування та ремонт, габаритів, надійності і безвідмовності експлуатації тощо.



Рисунок 1.30 - Класифікація запобіжних, пружно-запобіжних і пружних муфт

При проектуванні компенсуючих муфт потрібно не тільки забезпечувати високі експлуатаційні якості, тобто показники надійності, довговічності, функціональної відповідності і ремонтпридатності, але й технологічні вимоги для їх найбільш ефективного виготовлення. При цьому вимоги щодо надійності спрямовані на забезпечення виконання муфтою заданих конструктором функцій із збереженням їх протягом тривалого ресурсу роботи і у встановлених межах всіх параметрів. Реалізація цих вимог в конструкції муфти вимагає додаткових затрат

праці, матеріальних та енергетичних ресурсів, затрати на підтримання працездатності пристрою на протязі терміну служби, профілактично-технічне обслуговування і ремонт. Тому відпрацювання конструкції муфти на технологічність повинно, по мірі можливості, сприяти зменшенню всіх вище вказаних витрат і при цьому забезпечувати потрібні функціональні властивості.

1.4 Аналіз результатів досліджень використання гвинтових робочих органів в сільськогосподарській техніці

Значний вклад у дослідження питань взаємодії сипких матеріалів із гвинтовими робочими органами сільськогосподарських машин і механізмів та їх проектування зробили вчені Василенко П.М. [62], Гевко Б.М. [108], Гевко Р.Б. [144], Григор'єв А.М. [161, 163-165], Красніков В.В. [281], Ловейкін В.С. [301-320], Мельничук А.Л. [334], Омельченко А.А. [348], Рогатинський Р.М. [398-405], патентах [84, 85, 86, 87, 90, 91, 93, 94, 100, 103, 150-154, 271, 272, 370-386, 423-432, 448-451, 468-472, 474] та ін.

Формуванням наукових основ розробки та дослідженням процесів змішування сільськогосподарських матеріалів в системах з гвинтовими механізмами займалися Альошкін В.Р. [13, 14], Белянчиков М.М. [41], Боярський Л.Г. [50], Ганієв Р.Ф. [80], Гвоздев В.О. [105], Гевко Б.М. [113], Гортинський В.В. [157], Григор'єв А.М. [161], Гришков Є.Є. [167, 168], Груздев І.Е. [171], Гурик О.Я. [188], Демський А.Б. [191-193], Демідов П.Г. [190], Дідух В.Ф. [202], Дмитрів Д.В. [203, 204], Жермен П. [217], Завражнов А.І. [13], Зенков Р.Л. [241], Кошельов А.Н. [279], Кукта Г.М. [288-291], Левенець В.Б. [121], Лінник М.К. [300], Ловейкін В. С. [316, 319], Макаров Ю.І. [330], Поєдинок В.Ю. [364], Ревенко Ю. І. [395], Рогатинський Р.М. [399, 400], Рябов Р.М. [409], Сацюк В.В. [410], Седов Л.И. [411], Співаковський А.О. [421], Таршис М.Ю. [438], Чвартацький Р.І. [457], Черняєв Н.П. [459], Шацкий В.В. [465], Шевченко І.А. [466], Шенкель Г. [467], та у патентах [70, 71, 72, 73, 82, 98, 99, 104, 155, 245-247] та ін.

Однією з актуальних теоретичних проблем в описі процесів готування сипких кормів залишається сумішоутворення компонентів, яке Макаров Ю.І.

вважає як механічний процес, у результаті якого компоненти, що перебувають спочатку роздільно, після рівномірного розподілу кожного з них у об'ємі матеріалу, що змішується, утворюють однорідну суміш [330].

Коноваловим В.В. [269] запропоновані формули для розрахунку параметрів шнекових змішувачів, які дозволяють розраховувати мінімальну та максимальну продуктивність стрічкового шнека:

- мінімальна продуктивність шнека [169], кг/с:

$$Q_{\min} = 0.25 \cdot 3.14 \cdot (D^2 - d^2) \cdot \omega \cdot r_c \cdot \rho \cdot k_1 \cdot \beta_{ш} \cdot \phi \cdot \sin(\alpha_c) \cdot (\cos(\alpha_c) - f \cdot \sin(\alpha_c)), \quad (1.1)$$

де ρ – середня густина вороху в суміші, кг/м³; f – коефіцієнт тертя суміші по шнеку; k_1 – коефіцієнт заповнення шнеку; $\beta_{ш}$ – кут нахилу шнека по горизонталі, град; ϕ – коефіцієнт нахилу шнека;

- максимальна продуктивність шнека, кг/с:

$$Q_{\min} = 0.25 \cdot \left(\frac{3.14}{2} \right) \cdot (D^2 - d^2) \cdot \omega \cdot r_c \cdot \rho \cdot k_1 \cdot \beta_{ш} \cdot \phi. \quad (1.2)$$

Вивченню процесів транспортування зерна шнековими транспортерами присвячено роботу Грудового Р.С. [169], який пропонує довжину робочої частини шнека визначати залежністю:

$$L = D \cdot k_{T1} \left(i + \frac{k_{T2} - k_{T1}}{k_{T1}(i-1)} \sum_{i=1}^i (i-1) \right). \quad (1.3)$$

Діаметр робочого органу він пропонує визначати за формулою:

$$D = D_b \cdot s_1, \quad (1.4)$$

де D_b – діаметр змішувача, м; s_1 – співвідношення діаметрів ємкості і шнека (для зернових кормів 100..500 мм, напіврідких сумішей 150..250 мм, розсипних вологих сумішей 150..600 мм).

Григор'євим А.М. рекомендується визначати діаметр гвинта із залежності

[160]:

$$D = \sqrt{Q/(Tc\varphi\rho)}, \quad (1.5)$$

де T – крок гвинта; φ - коефіцієнт заповнення конвєєра; ρ - насипна густина сипкого вантажу; c – коефіцієнт впливу на продуктивність кута нахилу гвинта.

Іванченко Ф.К. у роботі [254] осьову швидкість переміщення вантажу, що транспортується шнеком, пропонує визначати за формулою:

$$v = p \cdot n_g / 60, \quad (1.6)$$

де p – крок гвинта, мм; n_g - частота обертання гвинта, об/хв.

У дисертаційному дослідженні Рогатинського Р.М. [399] визначено питомі енерговитрати при перевантаженні вантажів ГК:

$$w = \frac{N}{QL} = g \sin \alpha + \frac{\mu_2 r_0 \omega_0^2}{\sin \beta} \left[1 + \frac{\mu_1 \sin 2\beta_0}{\sin^2 \alpha + \mu_1 \cos 2\alpha} \right] + \xi(P), \quad (1.7)$$

де N – потужність розрахункова; Q – розхід ваговий; L – довжина траси для транспортування; μ_1 і μ_2 – коефіцієнти тертя; ω_0 - кутова швидкість; r_0 – густина вантажу насипна; β – кут нахилу траси гвинтової; $\xi(P)$ - функція, що враховує витрати на перемішування вантажу.

Гевко Б.М. запропонував визначати об'ємний розхід вантажу за залежністю [106]:

$$Q = \psi \varphi_0 (1 + \sqrt{1 - \varphi_0}) \pi D_{ж}^3 \omega \frac{0.5 \pi D_{ж} P (1 + \sqrt{1 - \varphi_0}) - \mu_1 P^2}{16 [T^2 + 0.2 \pi^2 D_{ж} (1 - \sqrt{1 - \varphi_0})]}, \quad (1.8)$$

де ψ - коефіцієнт швидкості потоку, який враховує ступінь перекриття прохідного січення жолоба гнучкою спіраллю; φ_0 - коефіцієнт завантаження на вході; $D_{ж}$ – прохідний діаметр кожуха; P – крок спіралі; ω – частота обертання робочого органу; μ_1 – коефіцієнт тертя матеріалу по гвинтовій поверхні спіралі.

Активно вивченням процесу транспортування і змішуванням вантажів займався Преображенський П.А. [369]. Особливої уваги він приділяв вивченню змішування гнучким шнеком.

У роботі [298] крок спіралі визначали за умови, що коефіцієнт нерівномірності витягування в процесі профілювання спіралі з кільця залишається незмінним:

$$\psi = \frac{L_2}{L_1} = \frac{\sqrt{\pi^2 D_c^2 + P_c^2}}{\sqrt{\pi^2 d_c^2 + P_c^2}} = \frac{R}{r} = 1 + \frac{B}{r}, \quad (1.9)$$

де L_1 та L_2 – відповідно довжина внутрішнього та зовнішнього кроку спіралі; B – ширина спіралі.

Вагомий внесок у вивчення процесу змішування зробив російський вчений Ісаєв Ю.М., який є автором більш ніж 160 наукових статей і монографій. Головні його наукові досягнення – це розробка технологій і технічних засобів щодо застосування спіраль-но-гвинтових робочих органів, адаптованих до умов сільськогосподарського виробництва. Ісаєв Ю.М. запропонував декілька методів розрахунку гвинтових конвеєрів і спіраль-но-гвинтових транспортерів, та чимало теорій розрахунку різних змішувачів [253].

Важливим оціночним критерієм процесу змішування є оцінка однорідності суміші. Макаровим Ю.І. [330], Мельниковим С.В. [333] і Черняєвим Н.П. [458, 459] викладені методи визначення ступеня однорідності суміші. Ними запропоновано ряд теорій та формул для розрахунків змішувачів. Якість змішування за Макаровим Ю.І. [308] оцінюється за вмістом ключового компонента при умовному поділі усієї суміші на два компоненти, а головним критерієм оцінювання якості змішування суміші є коефіцієнт неоднорідності [330], %:

$$V_c = \frac{100}{\bar{c}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (c_i - \bar{c})^2}, \quad (1.10)$$

де \bar{c} - середнє арифметичне значення концентрації головного компонента в усіх n пробах суміші, %; c_i - концентрація головного компонента в i -й пробі суміші, %.

Черняєв Н.П. [458] ефективність технологічного процесу змішування запропонував оцінювати наступним чином: «відмінно» - $V_c < 3,0\%$; «добре» - $3,0\% < V_c < 7,0\%$; «задовільно» - $7,0\% < V_c < 15,0\%$; «незадовільно» - $15,0\% < V_c$.

Методи оцінки однорідності комбікормової продукції також викладено у роботі Колпакова Ю.М. і Паніна І.Г. [352]. Вони базуються на статистичному аналізі варіювання індикаторної речовини в пробах суміші. Останнім часом запропоновано нові способи оцінки якості суміші. Так, Адігамовим К.А. [6], Вороніним В.В. [77, 78], Петренком С.С. [78], Сізякіним Р.А. [78] запропоновано спосіб визначення коефіцієнта неоднорідності суміші сипких матеріалів, які важко розділяються та розрізняються за кольором.

Багатьма дослідженнями встановлено, що в мікрооб'ємах маси, яка перемішується може бути нескінченна різноманітність взаємного розташування часток компонентів [48].

Згідно Альошкіну В.Р. і Роцину Г.М. [14], розподіл часток контрольного компонента у суміші підпорядковується нормальній закономірності розподілу. При малій дозі введення контрольного компонента (менше 10%) розміщення його частинок у загальній масі підпорядковується пуассонівському розподілу [13, 333].

При описі процесів змішування сипких матеріалів в останні десятиліття все більше застосування знаходить чисельне моделювання [355, 356, 438]. Особливо зручним чисельне моделювання представляється при описі процесів гравітаційно-пересипного змішування. Дослідження такого типу змішування займалися Волков М.В. [75], Першин В.Ф. [356], Селіванов Ю.Т. [412], Prigozhin L. [504], Kalman H. [504], та інші.

Дослідженнями в області сепарації займалися Авдєєв Н.Е. [1-3], Безручкін І.П. [38], Борискін М.А. [157], Бушуєв М.М. [59], Воронов І.Г. [79], Гортинський В.В. [157], Демский А.Б. [191], Дрогалін В. [206], Зимін Є.М. [244], Котов Б.І. [275-278], Косілов М.І. [274], Кузнєцов В.В. [284-286], Нелюбов А.І. [344], Пікуза І.Ф. [357], Тиц З.Л. [445], Цеціновський В.М. [455] та інші.

Бажання збільшити питому продуктивність за рахунок живого перерізу привело до створення решіт без поперечних перемичок з паралельно розташованими і натягнутими струнами діаметром 0,85...1,0 мм, зусилля натягування кожної струни 196-245 Н. До недоліків струнного решета відносяться великі зусилля натягування струн і великі габаритні розміри рами, в якій вони закріплюються [149]. Значний інтерес представляє собою гофроване решето [214]. За рахунок використання гофрів значно покращується процес орієнтації зерен. Дослідження, проведені Єрмольєвим Ю.І. [214] показали, що гофровані решета завдяки раціональній геометрії перетинок, дозволяють збільшити продуктивність при очищенні пшениці в 2-3 рази порівняно з продуктивністю існуючих пробивних решіт. За думкою авторів [1, 2, 25], перспективною є ідея використання самопотокових решітчастих сепараторів на підприємствах післязбирального обробітку зерна.

В даний час відомі сепаратори, в яких процес розділення сипких матеріалів на фракції здійснюється без підведення енергії від зовнішніх джерел [240, 261, 266, 270, 387]. За типом решітчастих поверхонь умовно їх можна поділити на дві групи: з перфорованими і колошниковими розподільними поверхнями. При проведенні процесу розділення перфорованими решітковими поверхнями з особливою гостротою встає проблема очищення отворів [25, 220, 225, 417].

Один із шляхів вирішення задачі пов'язаний з використанням для сепарації інерційних силових полів, які дозволяють інтенсифікувати просіюваність зерна за рахунок використання відцентрових сил [46, 67, 156, 264, 275, 277, 321, 503]. Відомі сепаратори, у яких ротори перерахованих типів обертаються відносно вертикальної [1, 2, 147, 156, 193, 347, 420, 437] або горизонтальної осі [46, 147, 157, 253, 287], а також сепаратори з конічними, циліндричними і дисковими роторами, які обертаються відносно похилої осі [34, 46, 69, 251, 264]. За кордоном вони використовуються як для попереднього очищення в скальператорах (фірма Саймон-Картер, США), так і для кінцевих операцій розділення зерна за розмірами на підсівних і сортувальних решетах фірм: Хейд в Австрії, Шуле в Німеччині, Моро

і Сокам у Франції, Пенней і Партер в Англії, Хоуз і Сьюперіор у США та ін. [61, 213, 445, 480, 494].

Вивченню процесів сепарації сипких матеріалів на решітчастих сепараторах під дією інерційних сил присвячено багато робіт як в області сільськогосподарської техніки, так і в інших галузях, пов'язаних з виробництвом та переробкою сипких матеріалів в гірничодобувній, харчовій, комбікормовій та ін. [3, 37, 68, 76, 156, 158] та ін.

Аналіз останніх досліджень і публікацій свідчить, що в загальній проблемі підвищення ефективності сепарації зернових матеріалів значна увага приділяється дослідженням процесів у вібровідцентрових сепараторах [3, 49, 223, 278]. Процеси вібраційного переміщення матеріалу по ротаційних поверхнях досліджені Авдєєвим А.І, Бочкарьовим Є.С., Гончаровим Н.Е., Заїкою П.М., Малютою С.І. узагальнені в монографії Тіщенко Л.М. [446].

Дослідження окремих, процесів вібровідцентрової сепарації зернових сумішей подані в роботах [53, 331].

Питаннями сепарації зерна займається відомий вчений Котов Б. І. [275, 277]. Він зазначає, що повітряна сепарація (очищення та розділення зернової маси) є одним із найбільш поширених способів післязбиральної обробки зернових сумішей різних культур. При цьому існує стійкий зв'язок між критичною швидкістю і їх біологічними властивостями [343, 413]. Поява нових конструкцій пневмосепараторів [9, 265, 433] з нижньою зоною розділення і вивантаження окремих фракцій дозволяє використовувати спосіб розділення за траєкторіями [55, 157] і у пневмогравітаційних каналах зерноочисних машин. Ктов Б. І. вважає [275], що сила опору переміщенню частки у віброзрідженому шарі має складну залежність від стану зернового матеріалу, що характеризується пористістю ε коефіцієнтом внутрішнього тертя f , "густиною" шару зерна ρ , вібраційним ущільнення зернової "постілі", що характеризується коефіцієнтом k_y і може бути наближено визначена:

$$R_c = \frac{3\pi}{5} r_r^3 f_1 \rho (1 - \varepsilon) q (1 + 0.12 f_1) k_y. \quad (1.11)$$

Огляд існуючих технологій і технічних засобів для сепарації зернового матеріалу повітряним потоком та аналіз результатів їх досліджень [55, 157, 413, 433] дозволив виявити наступне. Вертикальні пневмосепаратори, які використовуються на зернопереробних підприємствах, як правило, сепарують матеріал як двофракційну суміш [157, 265, 413] за різницею опору повітряному середовищу різних фракцій зернового матеріалу. Для поділу зернову суміш на декілька фракцій у повітряному потоці використовують похилі пневмоканали [198] і принципи пневмоінерційної сепарації шляхом вкидання зернової маси у всмоктуючий чи нагнітаючий повітряний потік. Встановлено, що найбільш впливовими на технологічну ефективність сепарації [55, 413, 433] факторами є: аеродинамічні властивості матеріалу і питома навантаження на пневмоканал; характеристики повітряного потоку і геометрія каналу; умови вводу зернової суміші у повітряний потік. Але як показує досвід експлуатації [157], визначальними характеристиками пневмосепаруючої системи є швидкість і кут подачі зернового матеріалу у канал (потік повітря) і параметри розподільчого елемента.

Дерев'яно Д. А. [194] пропонує визначення коефіцієнту використання об'єму шнека за площею поперечного перерізу, що є сегментом S (рис. 1.31):

$$C_0 = \frac{S_1}{S_2} = \frac{R^2 \left(\frac{\pi \alpha_1}{180} - \sin \alpha_1 \right)}{\pi R^2} = \frac{\alpha_1}{360} - \frac{\sin \alpha_1}{2\pi}. \quad (1.12)$$

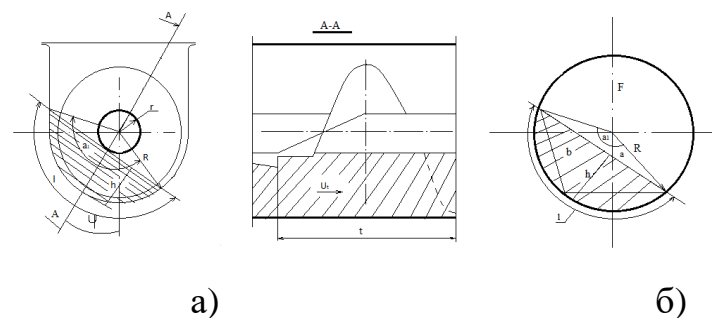


Рисунок 1.31 – Взаємодія зернівок з робочими елементами шнека:
а – поперечний переріз; б – розподіл сил

Кількість насіння, що розміщується на одному кроці витків шнека, визначати з залежності [194]:

$$M_{\text{нкш}} = p \cdot t_{\text{рн}} = p \cdot \frac{n_{\text{к}}}{V_n}, \quad (1.13)$$

де p - продуктивність, кг/с; $t_{\text{рн}}$ - час руху насіння, с; $n_{\text{к}}$ - крок гвинта, см; V_n - швидкість руху насіння між витками м/с.

Швидкість руху насіння між витками шнека можна визначати по формулі:

$$V_n = \frac{t_{\text{рн}} \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot \cos(\alpha + \varphi)}{60 \cdot \cos \varphi}, \quad (1.14)$$

де α - кут підняття на гвинтовій кромці, град; φ - кут обвалення насіння з гвинта при русі, град.; n - частота обертання шнека, хв.⁻¹.

Суттєве значення при проектуванні гвинтових грануляторів має з'ясування впливу параметрів робочого процесу на показники потужності, що дозволяє встановити раціональні характеристики його приводу. Братішком В.В. [52] тиск на гвинт гранулятора запропоновано визначати залежністю:

$$p = p_0 e^{A_p l}, \quad (1.15)$$

де p_0 - тиск на початку гвинтового каналу, Па; l - поточна довжина гвинта, м; A_p - коефіцієнт, що описує характер зміни тиску у каналі гвинта гранулятора за його довжиною.

Питаннями змішування та транспортування кормів шнековими механізмами займався Ловейкін В. С. У праці [319] побудовано математичну модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу, а у праці [316] розроблено багатомасову модель кормозмішувача гвинтового типу. Для дослідження динамічних навантажень кормозмішувача гвинтового типу і отримання більш точних результатів досліджень, він пропонує розглядати багатомасову модель.

Залежність моментів опору від кутової швидкості багатомасової моделі динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу зі змінним опором пропонується визначати за формулою:

$$M_{on} = M_{max} - 2 \left(\frac{M_{max} - M_H}{\omega_H^2} \right) \omega - \left(\frac{M_{max} - M_H}{\omega_H^2} \right) \cdot \omega^2, \quad (1.16)$$

де - M_H , M_{max} – номінальне та максимальне значення моменту сил опору ($\text{Н} \times \text{м}$); ω_H – номінальна швидкість обертання гвинтового вала (рад/с).

Ческідовим М.І. у [460] праці рух частинки у гвинтовому пневматичному сепараторі описується диференціальними рівняннями:

$$\begin{cases} \frac{dV_\tau}{dt} = k \cdot V_r^2 \cdot \cos \alpha_R + g \cdot \cos \alpha_G \\ \frac{d\alpha}{dt} = - \frac{k \cdot V_r^2 \cdot \sin \alpha_R + g \cdot \sin \alpha_G}{V_\tau} \end{cases}, \quad (1.17)$$

де k – розмірний коефіцієнт опору; V_r – відносна швидкість, м/с ; V_τ -сумарна швидкість, м/с ; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ; α_R і α_G – кути векторів швидкостей V_τ і V_r .

Гвинтові елементи широко використовуються у СГВ для очищення стічних вод свинокомплексів від жиру та мастил. Так Ляпощенком О.О. [326] запропоновано визначення довжини одного періоду гофрованої пластини гвинтового профілю за формулою:

$$L = l/2\pi \int_0^{2\pi} \sqrt{1 + 4\pi^2 (a/l)^2 \cos^2 \bar{x} d\bar{x}}, \quad (1.18)$$

де a , l – амплітуда і період синусоїди; $\bar{x} = 2\pi \cdot x / l$ – безрозмірна координата.

Гвинтові сепаратори широко використовуються у сільському господарстві для сепарації відходів. Капустіним В.П. [256] вказано, що при рівномірному розподіленні ущільнюючих тисків загальний тиск сепарації в гвинтовому сепараторі відходів можна отримати з рівняння:

$$P_z = P \left[1 + U \pi^{-1} \left(\sum_{i=1,3,5}^{\infty} i^{-1} \sin \pi z / 2he^{N_i} \right) \right], \quad (1.19)$$

де P – зовнішній тиск, МПа, U – степінь ущільнення, z – глибина шару, мм; h – висота шару, мм.

В роботі Дубчак Н.А. [207], яка займалась питаннями сепарації вороху при транспортуванні коренеплодів шнековими транспортерами, одержано диференціальне рівняння сумарної швидкості V_{ck} та коефіцієнта технологічної взаємодії K_T співудару коренеплоду з витком шнека, яке характеризує зміну K_T залежно від основних параметрів очисної системи:

$$V_{ck} = \frac{1}{2} \sqrt{D^2 (\cos^2 \varphi + K_{Vn}^2 tg^2 \beta) \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + D_e \frac{d\varphi_e}{dt} \left(D_e \frac{d\varphi}{dt} - 2D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} \right)}, \quad (1.20)$$

$$K_T = \frac{2[V_{\max}]}{\sqrt{D^2 (\cos^2 \varphi + K_{Vn}^2 tg^2 \beta) \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + D_e \frac{d\varphi_e}{dt} \left(D_e \frac{d\varphi}{dt} - 2D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} \right)}} \geq 1, \quad (1.21)$$

де D, D_e – діаметр шнека та ведучої зірочки елеватора відповідно, м; φ – кут між вектором $\overline{V_k}$ і віссю OX , рад; K_{Vn} – коефіцієнт, який враховує зниження V_n порівняно з V_{nT} ; β – кут підйому гвинтової лінії, град.

У результаті проведеного аналізу досліджень використання гвинтових робочих органів в сільськогосподарській техніці можна зробити висновок, що існує цілий ряд невирішених теоретичних і прикладних питань, пов'язаних з проблемами розробки ефективних гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного

перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, які потребують вирішення.

1.5 Особливості проектування гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів

Особливості використання ГК у якості транспортних засобів та засобів технологічного перетворення матеріалів зумовлюють певну специфіку, пов'язану з їх проектуванням. В сучасних умовах з допомогою ГК у сільськогосподарському виробництві здійснюють повздовжнє транспортування зі зміною траєкторії перевантаження матеріалів, змішування, дозування, калібрування, нагнітання, пресування і подрібнення [127, 173, 174, 176, 178, 183, 187]. Тому проектуючи той чи інший засіб з гвинтовим робочим органом слід враховувати специфіку його призначення і здатність забезпечувати необхідні технологічні та економічні параметри при виконанні заданих процесів.

Аналізуючи особливості проектування ГК та технологічних механізмів з гвинтовими робочими органами можна констатувати, що вагомий вклад в їх розвиток (визначення конструктивних, функціональних, кінематичних, динамічних, економічних, експлуатаційних параметрів і їх оптимізації) здійснили Адігамов К.А. [6-8], Анакін І.А. [21], Александров М. П. [10-12], Алимов О.Д. [15], Алферов К.В. [17], Алтинбеков Ф.Е. [16], Бабарика С.Ф. [32, 33], Барановський В.М. [35], Богацький В.М. [43], Бойко А.І. [45], Братішко В.В. [52], Бурлака В.М. [56], Вайсон А.А. [60], Василенко П. М. [62-64], Вітровий А.О. [74], Гевко Б.М. [106-114], Гевко Р.Б. [143-145], Гевко І.Б. [115-142], Герман Х. [146], Григор'єв А.М [161-165], Грицай Ю.В. [166], Грудовий Р.С. [169, 170], Груздев І.Є. [171, 172], Гурик О.Я [188], Гячев Л.В. [189], Дмитрів Д.В. [203, 204], Дячун А.Є. [210, 211], Желтов В.П. [216], Журавлев А.З. [219], Заїка П.М. [223-225], Залуцький С.З. [226], Зенков Р.Л. [232-235], Зуєв Ф.Г. [249], Іванов В.Г. [250], Іванов Ю.В. [252], Іванченко Ф.К. [254], Капаціла Ю.Б. [255], Кіщенко А.І. [259], Красніков В.В. [281-83], Куликівський В.Л. [293, 294], Куцин Л.М. [297], Лещук Р.Я. [298, 299],

Ловеїкін В.С. [301-320], Ляшук О.Л. [327, 328], Михайлов С.Н. [337, 338], Морин І.В. [341], Плавинський В.І. [361], Пилипець М.І. [358, 359], Пік А. І. [360], Пономарьов В.І. [367], Преображенський П.А. [368], Пугачов А.Н. [390], Радик Д.Л. [391], Рогатинський Р.М. [398-405], Рогатинська О.Р. [397], Рудь А.О. [408], Співаковський А.О. [421, 422], Турпаєв А.І. [447], Ческідов В.М. [460], Шабельник Б.П. [463, 464], Штремхель Т.Х. [475], Штуков Н. К. [476], Ярошенко В. Ф. [477] та інші.

При проектуванні гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів визначаються з типом привода, особливостями жолоба та гвинтового робочого органа, зі специфікою механізму завантаження, пересипу і розвантаження, та опорно-руховим механізмом, в залежності від функціонального призначення ГТ. Головним елементом ГК з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів безумовно є шнек. Відповідно розробляючи чи підбираючи гвинтовий робочий орган розробники мають бачення у можливих варіантах усіх інших конструктивних ознак даного механізму. Специфіка гвинтового робочого органу полягає у його конструктивних особливостях та профілі спіралі: вузькополосна, широкополосна, гофрована, конусна, пружинна, стрічкова, лопатева, з розрізами, отворами чи вирізами, зі змінним чи постійним кроком, з подрібнюючими ножами, з валом, безвальна, частково безвальна, суцільна, секційна тощо. Далі проводиться вибір конструкції жолобів, приводів та усіх інших елементів.

При проектуванні ГК та шнеків керуються ДСТУ 2672-94, ДСТУ 2763-94, ДСТУ 3278-95, ДСТУ 3973-2000, ДСТУ 3974-2000, ДСТУ ГОСТ 2.601:2006, ДСТУ ГОСТ 2.001:2006, які встановлюють загальні технічні вимоги до гвинтових механізмів, визначають правила виконання науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, систему розроблення та поставлення продукції на виробництво, єдину систему конструкторської документації [123]. Так враховуючи необхідність у завантажувально-розвантажувальних і монтажних роботах при виконанні двома працівниками, а також у зміні напрямку завантажувальної чи

розвантажувальної магістралі одним оператором при виконанні транспортно-технологічного процесу з ГК, маса 6-ти метрової магістралі (виходячи з нормативно-правових актів з охорони праці - п. 12.1.8 НПАОП 52.0-1.01-96 та п. 10.6.4 НПАОП 63.12-1.03-96) не повинна перевищувати 70 кг для шнеків діаметром 75 мм, 90 кг для шнеків діаметром 100 мм, і 100 кг для шнеків діаметром 125 мм [123]. Окрім того існує багато різних вимог до технологічності конструкцій ГК; зокрема основні показники конструктивної складності й технологічності виготовлення шнеків представлено в [123].

При проектуванні ГК, які використовуються у сільськогосподарському виробництві, можуть накладатися специфічні вимоги виходячи із умов мінімізації пошкодження насінєвого матеріалу, недопустимості дроблення вантажу, рівномірності подачі, рівномірності змішування в багатокомпонентних сумішах тощо. Відтак конструктивні параметри та функціонально-експлуатаційні характеристики ГК з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів в значній мірі залежатимуть від особливостей цих процесів та властивостей продуктів переробки. При цьому важливими факторами, які мають вплив на проектування ГК у сільськогосподарській галузі, є [123]: специфіка функціонального призначення; універсальність використання; вимоги до технологічного перетворення чи транспортування сільськогосподарських продуктів; фізико-механічні властивості сільськогосподарських перетворюваних продуктів; специфіка технологічних процесів і матеріалів, які використовуються при виготовленні ГК; кількість складових елементів частка їх уніфікованих одиниць у загальній кількості в конструкції ГК; вимоги по техніці безпеки при експлуатації; вимоги до мобільності зміни напрямку перевантаження; вимоги до обслуговування, експлуатаційної готовності, габаритів, ваги, терміну служби, надійності тощо.

Початковим етапом проектування гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів є синтез їх конструкцій, який передбачає генерування значної кількості

варіантів ідей та відбір кращих. Далі проводиться оцінка та ескізне і технічне проектування відібраного найраціональнішого варіанту рішення.

Розробці методів синтезу та пошуку новітніх технічних рішень займались Альтшуллер Г.С. [18-20], Андрейчиков А.В. [22, 23], Бєлий І.В. [39], Бірюков Б.В. [42], Буш Т.Я. [57, 58], Васильків В.В. [65, 66], Гевко І.Б. [116], Григор'єв Г.Р. [162], Джонса Д.К. [196], Душинський В.В. [208, 209], Кіндрацький Б.І. [260], Кузнецов Ю.М. [285, 286], Курейчик В.В. [296], Мойсеєва Н.К. [340], Пальчевський Б.О. [351], Половінкін А.І. [365, 366], Роках А.Г. [406], Романова Н.В. [407], Сидоренко В.М. [414], Скобцов Ю.А. [416], Столяров А.М. [434], Твісс Б. [439], Чус А.В. [462], Фінан Д. [484], Холланд Д. [491], Вонг Ф. [512] та інші.

При створенні нових виробів дослідники використовують дві основні групи методів пошуку нових ідей: «класичні» методи пошуку нових рішень, які поділяються на евристичні (викладені в працях Буша Т.Я. [57, 58], Бірюкова Б.В. [42], Джонса Д.К. [196], Кузнецова Ю.М. [285, 286]) та машинні методи автоматизованого пошуку (викладені в дослідженнях Андрейчикова А.В. [22, 23], Альтшуллера Г.С. [18-20]); та «неокласичні», до яких відносять інтелектуальні методи пошуку нових ідей (викладені в працях Холланда Д. [491], Вонга Ф. [512], Фінана І. [484], Курейчика В.В. [296], Скобцова Ю.А. [416], Григорєва А.В. [162]).

До найпростіших і широко вживаних евристичних методів генерування ідей технології проектування машин і механізмів можна віднести методи прямого і зворотного мозкового штурму (забезпечують розділення процесів генерування ідей та їх критичний аналіз з відбором кращих), ключових запитань (направляють пошукувачів на необхідне рішення при допомозі спеціально складених питань, з допомогою яких проходить зростання інформованості по проблемі), вільних асоціацій (пов'язані з пошуком ідей при використанні певного слова чи поняття, що використовується за базу для асоціації), аналогії (передбачають пошук рішення із заміною даного об'єкту на аналогічний об'єкт, який вже розроблявся раніше), морфологічного аналізу (передбачає створення багатомірних матриць з альтернативами, що використовуються для створення, критичного аналізу та вибору ефективніших ідей). До цих методів відносять і методи диференціально-

морфологічного синтезу, організуючих понять, «матриць відкриттів» та десяткових матриць пошуку ідей, які засновані на комбінаторному підході [285].

Недоліком евристичних методів вважають не цілеспрямованість та хаотичність процесу пошуку нових ідей, позаяк вони використовуються за недостатньої кількості інформації. При достатньому обсягу інформації і кращої її формалізації використовують методи машинного пошуку ідей, які передбачають впорядкування інформації і алгоритмування пошуку рішень з допомогою відповідного програмного забезпечення. Ці методи з допомогою програмного забезпечення складають основу САПР в конструюванні нових виробів і використовуються при створенні нових конструкцій ГК.

Для створення ефективних конструкцій гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів найбільш широко використовують методи структурного та параметричного синтезу, яким присвячені роботи Альтшуллера Г.С. [18-20], Мюллера І. [342], Кіндрацького Б.І. [260], Кузнєцова Ю.М. [285, 286], Половінкіна А.І. [365, 366], Гевко І.Б. [116, 123] та інших. При цьому слід зазначити, що найбільш використовуваними на сьогоднішній день формалізованими методами генерування ідей, пов'язаних із створенням механічних систем, є методи морфологічного аналізу та генерування структурних моделей механічного об'єкта при використанні типових математичних моделей [260].

Результати аналізу особливостей проектування гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів дають можливість констатувати, що існує значне коло невивчених питань при виконанні моделювання ГК, а їх існуючі конструкції вимагають вдосконалення. Таким чином, існує реальна потреба у розвитку механіко-технологічних засад розробки багатofункціональних гвинтових систем, що володіють можливостями технологічного перетворення та мобільної зміни траєкторії перевантаження сільськогосподарських матеріалів.

1.6 Висновки і завдання дослідження

На підставі аналізу стану проблеми можна зробити наступні висновки:

1. Існує цілий ряд невирішених теоретичних і прикладних питань, пов'язаних з досліджуваною проблемою розробки конструкцій ефективних гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, розв'язання яких дасть можливість створити які потребують вирішення. Відтак існує реальна потреба у розвитку механіко-технологічних засад розробки багатофункціональних секційних шнеків з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження сільськогосподарських матеріалів, розв'язання яких є створення та розвиток механо-технологічних засад розробки багатофункціональних секційних шнеків з можливостями технологічного перетворення.

2. Для створення ефективних конструкцій гвинтових конвеєрів необхідно використати методи морфологічного аналізу та провести структурно-схемний синтез їх конструкцій. Зокрема згенерувати прогресивні моделі гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження сільськогосподарських матеріалів, телескопічних гвинтових конвеєрів, змішувачів з гвинтовими робочими органами, конструкцій гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами та елементів їх захисту.

3. Необхідно дослідити динамічні процеси, які відбуваються в роботі телескопічних гвинтових транспортерів-сепараторів сільськогосподарських сипких матеріалів, побудувати їх математичні моделі та провести аналіз динаміки системи «телескопічний шнек – сипке середовище» зі встановленням впливу руху суцільного потоку сипкого середовища на поздовжні та згинальні коливання шнека телескопічного конвеєра нерезонансного та резонансного типів, які зумовлені зовнішніми періодичними силами та крутильними коливаннями. Встановити взаємозв'язок та вплив основних параметрів зазначених коливань на конструктивно-технологічні та експлуатаційні характеристики сталої та повільно змінної довжини телескопічного гвинта.

4. Провести дослідження процесу транспортування зернової суміші шнековим транспортером із одночасною сепарацією з побудовою математичної моделі даного процесу. Розробити методику дослідження процесу транспортування зернової суміші з одночасною сепарацією для встановлення впливу різних значень параметрів даної системи на цей процес. З використанням математичного опису процесу дослідити вплив резонансних коливань на реалізацію процесу транспортування зернової суміші із сепарацією.

5. Виконати теоретичне дослідження процесів транспортування та змішування сипких сільськогосподарських матеріалів гвинтовим завантажувачем-змішувачем з побудовою математичної моделі згинальних коливань шнека крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача-змішувача та дослідженням резонансних коливань в крутонахиленій вітці гвинтового завантажувача-змішувача. Провести побудову математичної моделі для дослідження процесу змішування сільськогосподарських сипких матеріалів гвинтовим завантажувачем з пересипом і встановити вплив конструктивно-технологічних та експлуатаційних характеристик на цей процес.

6. Розробити програму та методику проведення експериментальних досліджень з проектуванням, виготовленням і використанням стендового обладнання, оснащеного сучасними засобами керування процесами та фіксації і обробки даних досліджень. Згідно розробленої програми провести експериментальні дослідження процесів транспортування, сепарації та змішування сільськогосподарських вантажів мобільними гвинтовими транспортерами.

7. Розробити інженерні методики проектування гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, елементів їх захисту від перевантажень. Провести обґрунтування прогресивних способів навівання спіралей шнеків та забезпечити їх реалізацію. Виконати техніко-економічну оцінку гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільському господарстві та виробити практичні рекомендації для виробництва.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДОЛОГІЯ СИНТЕЗУ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ ДЛЯ ВИКОНАННЯ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ

2.1 Основні принципи методології синтезу гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів

Як було визначено в [398], на даний час виділяють 18 основних функціональних операцій, які реалізуються гвинтовими транспортно-технологічними механізмами, а також 7 основних функціональних операцій, що здійснюються гвинтовим конвеєром з розширеними технологічними можливостями, до яких відносять: повздовжнє транспортування, змішування, дозування, калібрування, нагнітання, пресування і подрібнення. З метою створення прогресивних конструкцій гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів проведено генерування ідей щодо вдосконалення та створення нових конструкцій з використанням методів синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [127].

У результаті проведеного аналізу впливу різних факторів на процеси технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів гвинтовими конвеєрами за використання структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу було визначено відповідну кількість складових елементів конструкцій конвеєрів та зв'язків між ними, які визначають їх певні конструктивні ознаки. На основі виконаного аналізу складено морфологічну матрицю у вигляді таблиці 2.1, з морфологічними ознаками елементів генерованих конструкцій гвинтових конвеєрів та зв'язків між ними [403]. До складу кожної морфологічної ознаки внесено альтернативи без критичного аналізу. При цьому були обрані наступні основні морфологічні ознаки: привід, шнек, який складається з жолоба та гвинтового робочого органа, механізм

завантаження, механізм пересипу, механізм розвантаження та опорно-руховий механізм. Пружні, запобіжні та пружно-запобіжні муфти у якості ознак до морфологічної матриці не вносили, оскільки вони автоматично входять в склад приводів, ознаки 1.1 – 1.4, а вібраційні муфти - ознаки привода 1.5.

Класичну морфологічну модель конструктивних ознак та елементів гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів представлено у вигляді морфологічної матриці (табл. 2.1), що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці [398]:

$$N = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_j = \prod_{j=1}^n K_j, \quad (2.1)$$

де n – характеристика; K_j – число альтернатив характеристики.

$$N_{TK} = \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2.2.13.1 \\ 1.3.2.23.2 \\ 1.4.2.33.3 \\ 1.5 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 5.16.1 \\ 5.26.2 \\ 5.36.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \\ 8.3 \\ 8.4 \\ 8.5 \\ 8.6 \\ 8.7 \\ 8.8 \\ 8.9 \\ 8.10 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 10.1 \\ 10.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 11.112.2 \\ 11.212.3 \\ 11.312.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 12.1 \\ 12.5 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 13.1 \\ 13.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 14.115.1 \\ 14.215.2 \\ 14.315.316.1 \\ 14.415.416.2 \\ 14.515.5 \\ 14.615.6 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 17.1 \\ 17.2 \\ 17.3 \\ 17.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 18.1 \\ 18.2 \\ 18.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 19.1 \\ 19.2 \\ 19.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 20.1 \\ 20.2 \end{array} \right| = 1,5 \cdot 10^{10}.$$

Таблиця 2.1 — Морфологічна таблиця конструктивних ознак та елементів гвинтових конвеєрів

1. Тип	Привід		Гвинтовий робочий орган										Механізм завантаження			18. Механізм розвантаження	19. Тип	20. Вид	
	2. Вид руху	3. Кількість	4. Форма внутрішньої поверхні		Конструкція жолоба		7. Кількість	8. Профіль спіралі	Конструкція гвинта		11. Кількість елементів	12. Додаткові елементи	13. Можливість зміни траєкторії переміщення	14. Підпора	15. Бункер				16. Насадка
			5. Ознака 1	6. Ознака 2	9. Ознака 1	10. Ознака 2													
1.1. Електропривід	2.1. Безперервний	3.1. Один	4.1. Площа в подвиді	5.1. Цилиндрична	6.1. Суцільна	7.1. Один	8.1. Вузла подосна	9.1. Безвалний	10.1. Суцільний	11.1. Один	12.1. Без елементів	13.1. Без можливості	14.1.3 паралельним	15.1. Is	16.1.3	17.1. Немає	18.1. Один розвантажувальний	19.1. Колісний	20.1. Регульований по висоті
1.2. Пневмопривід	2.2. Циклічний	3.2. Два	4.2. Підвиді до чистою	5.2. Фасонна	6.2. Секційна	7.2. Два	8.2. Широка ополосна	9.2.3 валом	10.2. Секційний	11.2. Два	12.2.3 зачипи	13.2.3 можливість зміни розміру	14.2.3 розташування до ГРО	15.2.3	16.2.3	17.2.3. Гравітаційний	18.2. Два розвантажувальних	19.2. Колісно-опорний	20.2. Не регульований по висоті
1.3. Двигун внутрішнього згорання	2.3.3 прискорення	3.3. Кілька	4.3. Площа в подвиді до чистою	5.3. Цилиндрична	6.3. Секційна	7.3. Кілька	8.3. Гофрована	9.3. Частковий	10.3. Секційний	11.3. Кілька	12.3.3 зачипи	13.3.3 можливість зміни кута нахилу	14.3.3 розташування до ГРО	15.3. Is	16.3.3	17.3.3	18.3.3. Двухвалний	19.3. Опорний	20.3. Не регульований по висоті
1.4. Гідропривід	2.4.1. Гідропривід	3.4.1. Один	4.4.1. Площа в подвиді до чистою	5.4.1. Цилиндрична	6.4.1. Суцільна	7.4.1. Один	8.4.1. Накли на	9.4.1. Безвалний	10.4.1. Суцільний	11.4.1. Один	12.4.1. Без елементів	13.4.1. Без можливості зміни кута нахилу	14.4.1.3 паралельним	15.4.1. Is	16.4.1.3	17.4.1.3. Гравітаційний	18.4.1.3. Двухвалний	19.4.1. Колісний	20.4.1. Регульований по висоті
1.5. Вторгпривід	2.5.1. Вторгпривід	3.5.1. Один	4.5.1. Площа в подвиді до чистою	5.5.1. Цилиндрична	6.5.1. Суцільна	7.5.1. Один	8.5.1. Накли на	9.5.1. Безвалний	10.5.1. Суцільний	11.5.1. Один	12.5.1. Без елементів	13.5.1. Без можливості зміни кута нахилу	14.5.1.3 паралельним	15.5.1. Is	16.5.1.3	17.5.1.3. Гравітаційний	18.5.1.3. Двухвалний	19.5.1. Колісний	20.5.1. Регульований по висоті

Кількість альтернатив конструкцій гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, які отримані при використанні класичного морфологічного методу синтезу, є дуже велика. Відповідно відбір раціональних конструкцій таких конвеєрів експертною оцінкою шляхом перебору альтернативних варіантів є надто складним, тривалим і дорогим рішенням. Тому з метою підвищення ефективності генерованих альтернатив та скорочення їх кількості було використано метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу, який передбачає розбивку окремих груп на підгрупи [127]. Загальна кількість генерованих варіантів конструкцій гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів при використанні методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу становитиме:

$$\begin{aligned}
 N_{TK} = & \begin{array}{|c|} \hline 1.1 \\ \hline 1.2 \\ \hline 1.3 \\ \hline 1.4 \\ \hline 1.5 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 2.1 \\ \hline 2.2 \\ \hline 2.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 3.1 \\ \hline 3.2 \\ \hline 3.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 4.1 \\ \hline 4.2 \\ \hline 4.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 5.1 \\ \hline 5.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 6.1 \\ \hline 6.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 7.1 \\ \hline 7.2 \\ \hline 7.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 8.1 \\ \hline 8.2 \\ \hline 8.3 \\ \hline 8.4 \\ \hline 8.5 \\ \hline 8.6 \\ \hline 8.7 \\ \hline 8.8 \\ \hline 8.9 \\ \hline 8.10 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 9.1 \\ \hline 9.2 \\ \hline 9.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 10.1 \\ \hline 10.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 11.1 \\ \hline 11.2 \\ \hline 11.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 12.1 \\ \hline 12.2 \\ \hline 12.3 \\ \hline 12.4 \\ \hline 12.5 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 13.1 \\ \hline 13.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 14.1 \\ \hline 14.2 \\ \hline 14.3 \\ \hline 14.4 \\ \hline 14.5 \\ \hline 14.6 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 15.1 \\ \hline 15.2 \\ \hline 15.3 \\ \hline 15.4 \\ \hline 15.5 \\ \hline 15.6 \\ \hline \end{array} + \\
 & + \begin{array}{|c|} \hline 16.1 \\ \hline 16.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 17.1 \\ \hline 17.2 \\ \hline 17.3 \\ \hline 17.4 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 18.1 \\ \hline 18.2 \\ \hline 18.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 19.1 \\ \hline 19.2 \\ \hline 19.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 20.1 \\ \hline 20.2 \\ \hline \end{array} = 72.
 \end{aligned}$$

Модель механічної системи «гвинтовий конвеєр» з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, згідно запропонованого групування, представлено на рисунку 2.1.

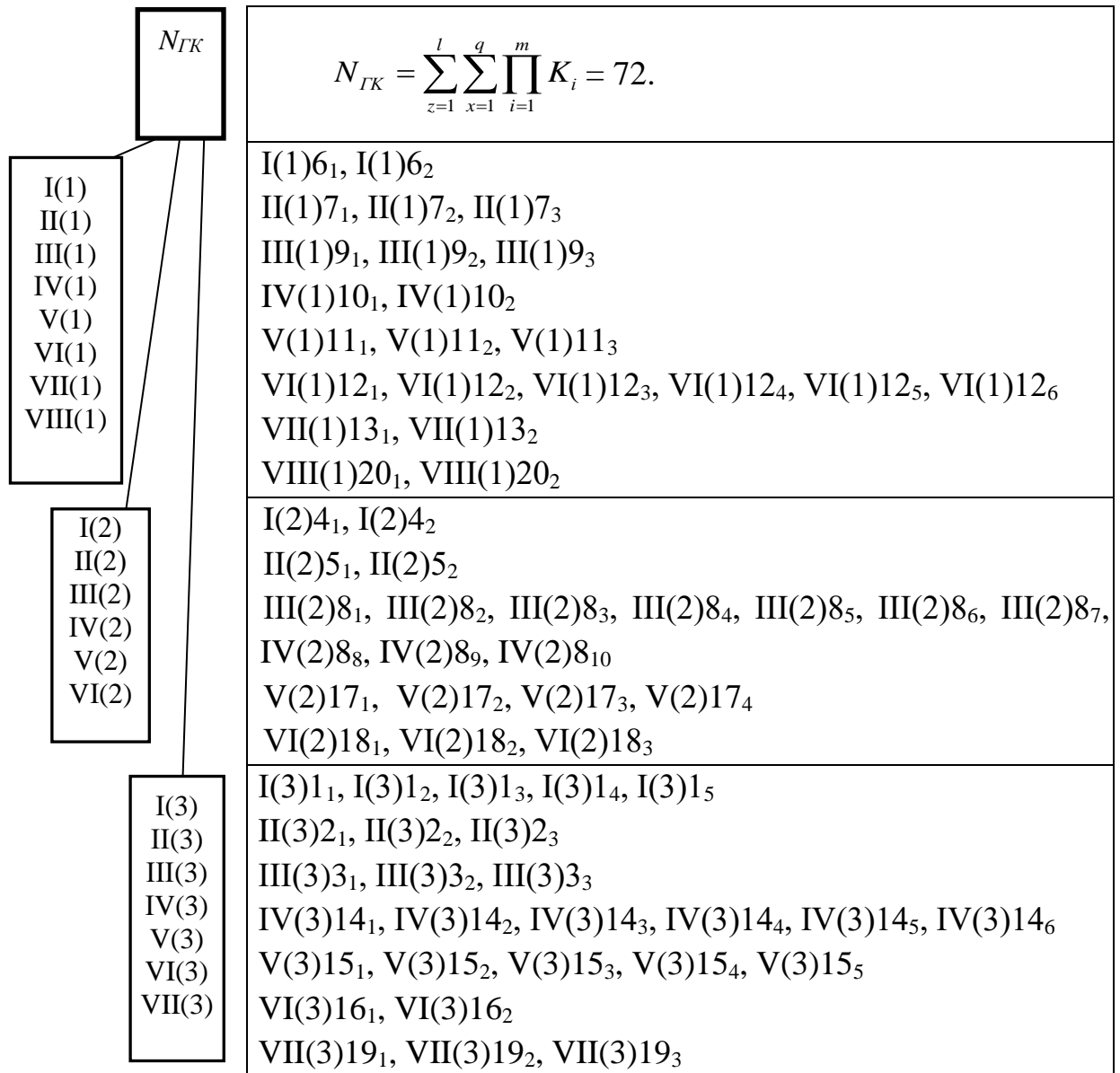


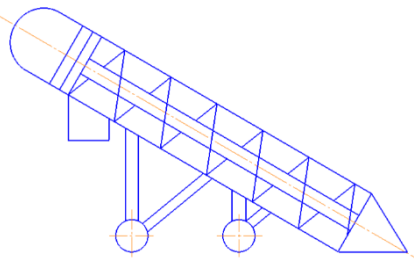
Рисунок 2.1 - Модель механічної системи «гвинтовий конвеєр» з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів: (1) - (3) – відповідні ієрархічні рівні; I - VIII – підгрупи ієрархічного рівня

Використання методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу дозволило у $2,1 \cdot 10^8$ разів зменшити кількість згенерованих альтернатив, у порівнянні з класичним методом синтезу, що дозволяє швидко здійснити перебір варіантів і відібрати найбільш раціональні конструкції гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів.

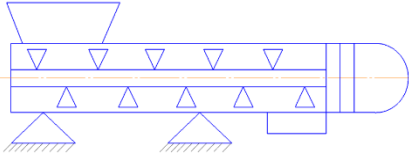
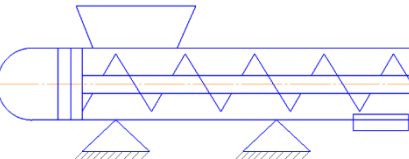
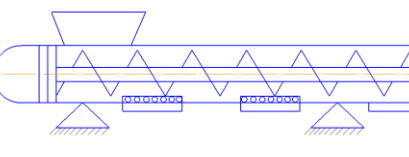
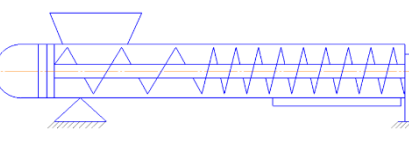
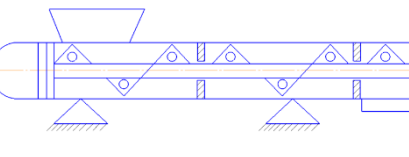
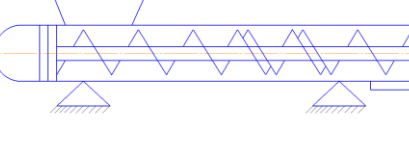
Проте, як було визначено в [403], існують 7 основних функціональних операцій, які виконуються гвинтовим конвеєрам з розширеними технологічними можливостями: повздожнє транспортування, змішування, калібрування, дозування, нагнітання, пресування і подрібнення. Через те, що функціональні операції нагнітання та пресування, а також вичавлювання, здійснюються з допомогою аналогічних гвинтових конвеєрних засобів, а тому їх доцільно об'єднати, як і до операції калібрування додати операцію сепарування. Також для гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантажувальних матеріалів слід додати ще 3 основні функціональні ознаки за призначенням: можливість зміни довжини траси перевантаження матеріалу, можливість зміни кута нахилу шнека при перевантаженні матеріалу та можливість одночасного забору з різних місць чи його перевантаження одночасного у різні місця.

Таким чином, при генерування конструкцій гвинтових конвеєрів з конкретним функціональним призначенням чи їх поєднанням проведено розділення конструктивних ознак елементів з морфологічної таблиці 2.1 у відповідності до кожного призначення (табл. 2.2).

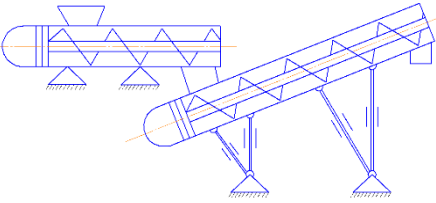
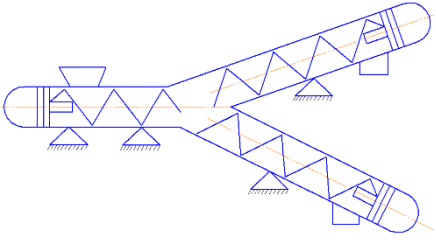
Таблиця 2.2 - Відповідність конструктивних ознак та елементів основним функціональним операціям чи призначенням проєктованих конструкцій гвинтових конвеєрів

№	Функціональні операції чи призначення	Приклади схем з конструктивними елементами	Кодовані конструктивні ознаки та елементи з табл. 2.1	Основні оптимізаційні параметри*
1	2	3	4	5
1	Повздожнє переміщення		1.1-1.4; 2.1; 3.1; 4.1; 5.1; 5.2; 6.1; 6.2; 7.1; 8.1; 8.2; 8.5; 8.9; 9.1-9.3; 10.1; 10.2; 11.1; 12.1; 13.1; 14.1-14.6; 15.1-15.6; 16.1; 16.2; 17.1-17.4; 18.1; 19.1-19.3; 20.1; 20.2	Q → max; C → min

Продовження таблиці 2.2

2	Змішування		1.1; 1.5; 2.1-2.3; 3.1; 3.2; 4.1; 4.2; 5.1; 5.2; 6.1; 6.2; 7.1; 7.2; 8.3; 8.6-8.8; 9.1-9.3; 10.1; 10.2; 11.1-11.3; 12.1-12.3; 13.1; 14.1-14.6; 15.1-15.6; 16.1; 16.2; 17.1-17.4; 18.1; 19.2; 19.3; 20.1; 20.2	$Q \rightarrow \max;$ $K_o \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
3	Дозування		1.1; 1.2; 1.4; 2.2; 3.1; 4.1; 5.1; 5.2; 6.1; 7.1; 8.1; 8.2; 9.2; 10.1; 11.1; 12.1; 13.1; 15.1; 15.2; 15.6; 17.1; 18.1; 19.3; 20.1	$dQ/dt \rightarrow \max;$ $Q \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
4	Калібрування, сепарування		1.1; 1.5; 2.1-2.3; 3.1; 3.2; 4.3; 5.1; 5.2; 6.1; 6.2; 7.1-7.3; 8.1; 8.2; 9.2; 10.1; 11.1; 12.1-12.3; 13.1; 14.1-14.6; 15.1-15.6; 16.1; 16.2; 17.1; 18.2; 18.3; 19.1-19.3; 20.1; 20.2	$P(d_i \leq d_1 \leq d_{i+1}) \rightarrow \max;$ $Q \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
5	Нагнітання, пресування, вичавлювання		1.1; 1.2; 1.4; 1.5; 2.1-2.3; 3.1; 3.2; 4.1-4.3; 5.1; 5.2; 6.1; 6.2; 7.1; 8.2-8.4; 8.8-8.10; 9.2; 9.3; 10.1; 10.2; 11.1-11.3; 12.1; 12.4; 12.5; 13.1; 14.1-14.6; 15.1-15.4; 15.6; 16.1; 16.2; 17.1; 18.1-18.3; 19.1-19.3; 20.1; 20.2	$P \rightarrow \max;$ $Q \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
6	Подрібнення		1.1-1.5; 2.1-2.3; 3.1; 3.2; 4.1-4.3; 5.1; 5.2; 6.1; 6.2; 7.1; 8.2; 8.4; 8.10; 9.2; 10.1; 10.2; 11.1; 12.1; 12.4; 12.5; 13.1; 15.1; 15.2; 15.6; 17.1; 18.1-18.3; 19.1-19.3; 20.1; 20.2	$Q \rightarrow \max;$ $K_d \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
7	Зміна довжини траси		1.1-1.4; 2.1; 3.1; 4.1; 4.2; 5.1; 5.2; 6.2; 7.2; 7.3; 8.1; 8.2; 9.2; 10.2; 11.2; 11.3; 12.1; 13.2; 14.1-14.6; 15.1-15.6; 16.1; 16.2; 17.1; 18.1; 19.1-19.3; 20.1; 20.2	$L \rightarrow \max;$ $Q \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$

Закінчення таблиці 2.2

8	Зміна кута нахилу перевантаження		1.1-1.4; 2.1; 3.1; 3.2; 4.1-4.3; 5.1; 5.2; 6.1; 6.2; 7.1-7.3; 8.1- 8.10; 9.2; 9.3; 10.1; 10.2; 11.1-11.3; 12.1-12.5; 13.1; 14.1-14.6; 15.1-15.6; 16.1; 16.2; 17.1-17.4; 18.1; 19.1-19.3; 20.2	$\alpha \rightarrow \max;$ $Q \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$
9	Багатотрасове переміщення		1.1-1.4; 2.1; 3.1-3.3; 4.1; 5.1; 5.2; 6.1; 6.2; 7.2; 7.3; 8.1; 8.2; 8.5; 8.9; 9.1-9.3; 10.1; 10.2; 11.2; 11.3; 12.1; 13.1; 14.1-14.6; 15.1-15.6; 16.1; 16.2; 17.2-17.4; 18.1-18.3; 19.1-19.3; 20.1; 20.2	$n \rightarrow \text{оптимум};$ $Q \rightarrow \max;$ $C \rightarrow \min$

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

Враховуючи кодовані конструктивні ознаки та елементи, які притаманні гвинтовим конвеєрам з окремими типами функціональних операцій чи призначення, використовуючи методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу, можливо згенерувати певну кількість їх варіантів за окремими типами:

- кількість варіантів гвинтових конвеєрів, з допомогою яких здійснюється лише повздовжнє переміщення:

$$N_{ГК1} = \begin{vmatrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \end{vmatrix} + |2.1| + |3.1| + |4.1| + \begin{vmatrix} 5.1 \\ 5.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 6.1 \\ 6.2 \end{vmatrix} + |7.1| + \begin{vmatrix} 8.1 \\ 8.2 \\ 8.5 \\ 8.9 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 9.1 \\ 9.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 10.1 \\ 10.2 \end{vmatrix} + |11.1| + |12.1| + |13.1| + \begin{vmatrix} 14.1 \\ 14.2 \\ 14.3 \\ 14.4 \\ 14.5 \\ 14.6 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.3 \\ 15.4 \\ 15.5 \\ 15.6 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 16.1 \\ 16.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 17.1 \\ 17.2 \\ 17.3 \\ 17.4 \end{vmatrix} + |18.1| + \begin{vmatrix} 19.1 \\ 19.2 \\ 19.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 20.1 \\ 20.2 \end{vmatrix} = 48;$$

- кількість варіантів гвинтових конвеєрів, з допомогою яких здійснюється лише змішування:

$$\begin{aligned}
 N_{ГК2} = & \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.5 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 4.1 \\ 4.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 8.3 \\ 8.6 \\ 8.7 \\ 8.8 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 10.1 \\ 10.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 11.1 \\ 11.2 \\ 11.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 12.1 \\ 12.2 \\ 12.3 \end{array} \right| + |13.1| + \left| \begin{array}{c} 14.1 \\ 14.2 \\ 14.3 \\ 14.4 \\ 14.5 \\ 14.6 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.3 \\ 15.4 \\ 15.5 \\ 15.6 \end{array} \right| + \\
 & + \left| \begin{array}{c} 16.1 \\ 16.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 17.1 \\ 17.2 \\ 17.3 \\ 17.4 \end{array} \right| + |18.1| + \left| \begin{array}{c} 19.1 \\ 19.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 20.1 \\ 20.2 \end{array} \right| = 54;
 \end{aligned}$$

- кількість варіантів гвинтових конвеєрів, з допомогою яких здійснюється лише дозування:

$$\begin{aligned}
 N_{ГК3} = & \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.4 \end{array} \right| + |2.2| + |3.1| + |4.1| + \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \end{array} \right| + |6.1| + |7.1| + \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \end{array} \right| + |9.2| + |10.1| + |11.1| + |12.1| + |13.1| + \left| \begin{array}{c} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.6 \end{array} \right| + \\
 & + |17.1| + |18.1| + |19.3| + |20.1| = 24;
 \end{aligned}$$

- кількість варіантів гвинтових конвеєрів, з допомогою яких здійснюється калібрування чи сепарування, становитиме:

$$\begin{aligned}
 N_{ГК4} = & \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.5 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \end{array} \right| + |4.3| + \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \end{array} \right| + |9.2| + |10.1| + |11.1| + \left| \begin{array}{c} 12.1 \\ 12.2 \\ 12.3 \end{array} \right| + |13.1| + \left| \begin{array}{c} 14.1 \\ 14.2 \\ 14.3 \\ 14.4 \\ 14.5 \\ 14.6 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.3 \\ 15.4 \\ 15.5 \\ 15.6 \end{array} \right| + \\
 & + \left| \begin{array}{c} 16.1 \\ 16.2 \end{array} \right| + |17.1| + \left| \begin{array}{c} 18.2 \\ 18.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 19.1 \\ 19.2 \\ 19.3 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 20.1 \\ 20.2 \end{array} \right| = 46;
 \end{aligned}$$

- кількість варіантів гвинтових конвеєрів, з допомогою яких здійснюється нагнітання, пресування чи вичавлювання:

$$N_{ГК5} = \begin{vmatrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.4 \\ 1.5 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 3.1 \\ 3.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 5.1 \\ 5.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 6.1 \\ 6.2 \end{vmatrix} + |7.1| + \begin{vmatrix} 8.2 \\ 8.3 \\ 8.4 \\ 8.8 \\ 8.9 \\ 8.10 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 9.2 \\ 9.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 10.1 \\ 10.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 11.1 \\ 11.2 \\ 11.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 12.1 \\ 12.4 \\ 12.5 \end{vmatrix} + |13.1| + \begin{vmatrix} 14.1 \\ 14.2 \\ 14.3 \\ 14.4 \\ 14.5 \\ 14.6 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.3 \\ 15.4 \\ 15.6 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 16.1 \\ 16.2 \end{vmatrix} + |17.1| + \begin{vmatrix} 18.1 \\ 18.2 \\ 18.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 19.1 \\ 19.2 \\ 19.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 20.1 \\ 20.2 \end{vmatrix} = 54;$$

- кількість варіантів гвинтових конвеєрів, з допомогою яких здійснюється подрібнення:

$$N_{ГК6} = \begin{vmatrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \\ 1.5 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 3.1 \\ 3.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 5.1 \\ 5.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 6.1 \\ 6.2 \end{vmatrix} + |7.1| + \begin{vmatrix} 8.2 \\ 8.4 \\ 8.10 \end{vmatrix} + |9.2| + \begin{vmatrix} 10.1 \\ 10.2 \end{vmatrix} + |11.1| + \begin{vmatrix} 12.1 \\ 12.4 \\ 12.5 \end{vmatrix} + |13.1| + \begin{vmatrix} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.6 \end{vmatrix} + |17.1| + \begin{vmatrix} 18.1 \\ 18.2 \\ 18.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 19.1 \\ 19.2 \\ 19.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 20.1 \\ 20.2 \end{vmatrix} = 39;$$

- кількість варіантів гвинтових конвеєрів, які можуть забезпечити зміну довжини траси перевантаження, становитиме:

$$N_{ГК7} = \begin{vmatrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \end{vmatrix} + |2.1| + |3.1| + \begin{vmatrix} 4.1 \\ 4.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 5.1 \\ 5.2 \end{vmatrix} + |6.2| + \begin{vmatrix} 7.2 \\ 7.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 8.1 \\ 8.2 \end{vmatrix} + |9.2| + |10.2| + \begin{vmatrix} 11.2 \\ 11.3 \end{vmatrix} + |12.1| + |13.2| + \begin{vmatrix} 14.1 \\ 14.2 \\ 14.3 \\ 14.4 \\ 14.5 \\ 14.6 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.3 \\ 15.4 \\ 15.5 \\ 15.6 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 16.1 \\ 16.2 \end{vmatrix} + |17.1| + |18.1| + \begin{vmatrix} 19.1 \\ 19.2 \\ 19.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 20.1 \\ 20.2 \end{vmatrix} = 42;$$

- кількість варіантів гвинтових конвеєрів, які можуть забезпечити зміну кута нахилу перевантаження вантажів:

$$N_{ГК8} = \begin{vmatrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 2.1 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 3.1 \\ 3.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 5.1 \\ 5.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 6.1 \\ 6.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 8.1 \\ 8.2 \\ 8.3 \\ 8.4 \\ 8.5 \\ 8.6 \\ 8.7 \\ 8.8 \\ 8.9 \\ 8.10 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 9.2 \\ 9.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 10.1 \\ 10.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 11.1 \\ 11.2 \\ 11.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 12.1 \\ 12.2 \\ 12.3 \\ 12.4 \\ 12.5 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 13.1 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 14.1 \\ 14.2 \\ 14.3 \\ 14.4 \\ 14.5 \\ 14.6 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.3 \\ 15.4 \\ 15.5 \\ 15.6 \end{vmatrix} +$$

$$+ \begin{vmatrix} 16.1 \\ 16.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 17.1 \\ 17.2 \\ 17.3 \\ 17.4 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 18.1 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 19.1 \\ 19.2 \\ 19.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 20.2 \end{vmatrix} = 63;$$

- кількість варіантів гвинтових конвеєрів, які можуть забезпечити одночасний забір з різних місць чи одночасну подачу у різні місця вантажів:

$$N_{ГК9} = \begin{vmatrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 2.1 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 4.1 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 5.1 \\ 5.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 6.1 \\ 6.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 7.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 8.1 \\ 8.2 \\ 8.5 \\ 8.9 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 10.1 \\ 10.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 11.2 \\ 11.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 12.1 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 13.1 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 14.1 \\ 14.2 \\ 14.3 \\ 14.4 \\ 14.5 \\ 14.6 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.3 \\ 15.4 \\ 15.5 \\ 15.6 \end{vmatrix} +$$

$$+ \begin{vmatrix} 16.1 \\ 16.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 17.1 \\ 17.2 \\ 17.3 \\ 17.4 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 18.1 \\ 18.2 \\ 18.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 19.1 \\ 19.2 \\ 19.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 20.1 \\ 20.2 \end{vmatrix} = 54.$$

Розрахунки кількості варіантів гвинтових конвеєрів з окремими типами функціональних операцій чи призначенням свідчать, що вони відрізняються між собою. Так, найбільше генерованих варіантів отримали конструкцій гвинтових конвеєрів, які можуть забезпечити зміну кута нахилу перевантаження вантажів – 63, а найменше – конструкцій гвинтових конвеєрів, з допомогою яких здійснюється

лише дозування – 24. Тобто відхилення по кількості генерованих варіантів за призначенням відрізняється у 2,625 рази. Визначено також, що окремі технологічні операції чи функціональні ознаки за призначенням в цих конструкціях конвеєрів мають можливість об'єднання. Це дозволить отримати багатофункціональні конструкції конвеєрів, наприклад: повздожне переміщення, змішування і дозування чи зміна довжини траси і сепарування тощо. Такі конструкції є значно більш універсальними у порівнянні з традиційними і можуть в подальшому отримати широке застосування на практиці.

Використовуючи даний синтез було розроблено [286] і досліджено значну кількість працездатних конструкцій гвинтових конвеєрів з окремими типами функціональних операцій чи призначенням, які у порівнянні з традиційними гвинтовими транспортерами є багатофункціональними і ефективними [115]. Також розроблено класифікацію гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, яку представлено на рисунку 2.2.

Класифікація гвинтових конвєрєв з можливостями технологічного перетворення і мобільної змін траєкторії перевантажень матеріалів

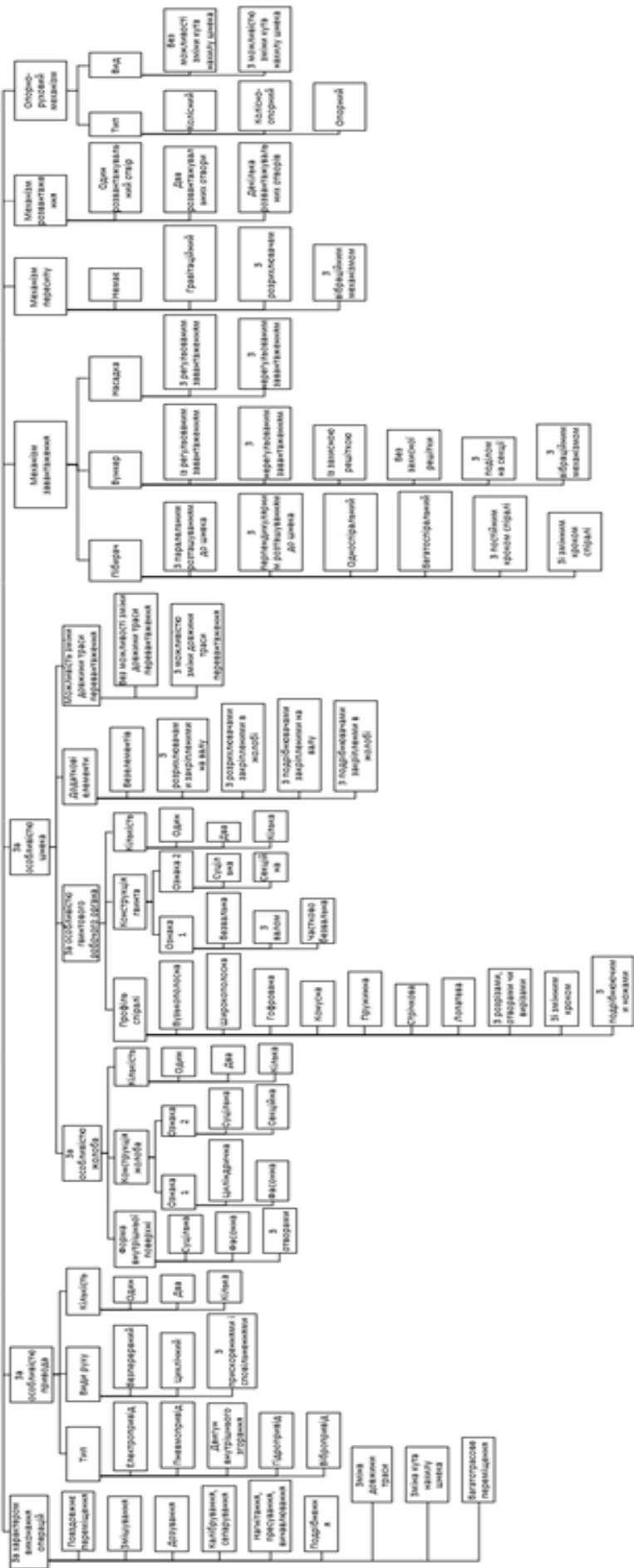


Рисунок 2.2 – Класифікація гвинтових конвєрєв з можливостями технологічного перетворення і мобільної змін траєкторії перевантажень матеріалів за конструктивними ознаками

2.2 Генерування конструкцій секційних шнеків

Однією з передумов високої ефективності машинобудівних підприємств сільськогосподарської техніки є вдосконалення існуючої та впровадження нової конкурентоздатної продукції, яка в повній мірі може задовольняти потреби споживачів. Розроблення секційних шнеків, або як по іншому називають телескопічних гвинтових конвеєрів сприяє якісному задоволенню потреб сільськогосподарських виробників і дає можливість покращити ефективність перевантаження сільськогосподарських матеріалів при забезпеченні мобільної зміни необхідної довжини транспортування як самостійних засобів, так і у складі різних типів сільськогосподарської техніки [19, 119, 136, 138, 139, 140, 141, 175, 177, 179, 181, 182, 184, 490, 492].

Наприклад, для безперешкодного під'їзду вантажного транспорту для перевантаження зернових з бункера комбайна у кузов автомобіля шнек комбайна виконують значної довжини, що часто при таких крупних габаритних розмірах ускладнює як рух самого комбайна при перевезенні і під час роботи, так і його конструкцію. Використання принципу телескопу в шнеках може мати широке розповсюдження в різноманітних конструкціях сільськогосподарської техніки. Разом з тим, найбільшою проблемою в телескопічних шнеках є збереження однакового зазору між кожухом та спіраллю в різних секціях телескопа, що забезпечує ефективність транспортування вантажів.

З цією метою розроблено ряд конструктивних рішень (рис. 2.3). На рисунку 2.3,а відображені конструкції телескопічного шнека, права секція кожуха якого оснащена (по внутрішній поверхні) еластичним матеріалом, який при її зсуванні з лівої секції відпружинюється і забезпечує однаковий зазор між кожухом та спіраллю. В конструкціях, зображених на рисунках 2.3,б – 2.3,г, права секція кожуха має повздовжній розріз і скручується у вигляді листа, що дозволяє їй вільно пересуватись по лівій секції. В інших конструкціях (рис. 2.3,д – 2.3,е) спіралі виконано складними, верхні частини яких оснащено еластичним матеріалом для вирівнювання зазору і беззазорного перевантаження сільськогосподарських вантажів.

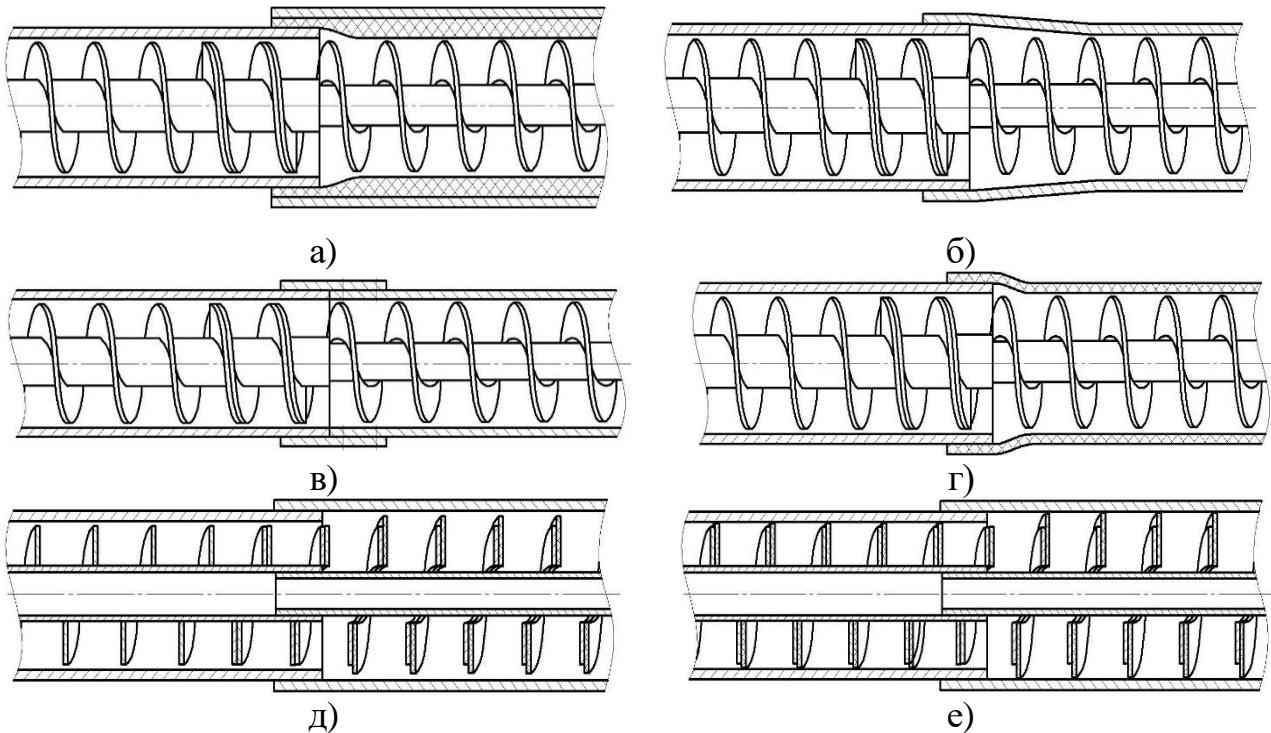


Рисунок 2.3 - Схеми конструктивних рішень виконання телескопічних шнеків:
 а – конструкції телескопічного шнека, права секція кожуха якого оснащена (по внутрішній поверхні) еластичним матеріалом; б, в, г – конструкції телескопічного шнека, права секція кожуха має повздовжній розріз і скручується у вигляді листа;
 д, е – конструкції телескопічного шнека, спіралі якого виконано складними, верхні частини яких оснащено еластичним матеріалом

У результаті проведеного аналізу виявлено вплив різних факторів на процес забору сипких матеріалів з насипів чи бункерів для подальшого перевантаження шляхом структурно-схематичного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу. Було визначено обмежену кількість їх складових елементів та зв'язків між ними, які представляють конструктивні ознаки, на основні чого складено морфологічну матрицю у вигляді таблиці 2.3. Морфологічну модель конструктивних ознак та елементів процесів в телескопічних гвинтових завантажувачів (табл. 2.3) можна представити у вигляді морфологічної матриці, що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці [140, 403].

Таблиця 2.3 – Морфологічна таблиця конструктивних ознак та елементів гвинтових конвеєрів

1. Тип	Привід		Гвинтовий робочий орган				Завантажувальний механізм		Механізм подачі до матеріалу						
	2. Вид руху	3. Кількість	Жолоб		Гвинтовий робочий орган		11. Процес	12. Тип	Опорно-руховий механізм		15. Елементи регулювання подачі	16. Механізм подачі			
			4. Профіль жолоба	5. Конструкція жолоба	6. Матеріали	7. Профіль спіралі			8. Ознака 1	9. Ознака 2			10. Матеріали	13. Податочні елементи	14. Механізм подачі
1.1. Електропривід 1.2. Пневмопривід 1.3. Двигун 1.4. Гідропривід 1.5. Вібропривід	2.1. Безперервний 2.2. Циліндричний 2.3. З'єднаний 2.4. З'єднаний з приводом 2.5. Криволінійний	3.1. Один 3.2. Два	4.1. Циліндричний 4.2. Фасонний	5.1. Суцільна 5.2. Секційна	6.1. Сталь 6.2. Гума 6.3. Оргскло 6.4. Пластик	7.1. Вузькополюсний 7.2. Широкополюсний 7.3. Гофрована 7.4. Нахилена 7.5. Пружинна	8.1. Без-валом 8.2. 3-валом 8.3. Секційний	9. Ознака 1 9. Ознака 2	10.1. Сталь 10.2. Пластик 10.3. Гума	11.1. Гравітаційний 11.2. Прямий 11.3. Роздільний	12.1. Бункер 12.2. Насадка 12.3. Завантажувальні лопати 12.4. Підбирач	13.1. Колісно-рухомий 13.2. Колісно-опорний 13.3. Опорно-нерухомий	14.1. За рахунок відруження 14.2. 3-вкорисанням механічних засобів 14.3. 3-вкорисанням ручної подачі	15.1. Храповий механізм 15.2. Механічні засоби 15.3. Безмеханізму	16.1. За рахунок вібрації 16.2. За рахунок відруження 16.3. 3-вкорисанням механічних засобів 16.4. 3-використанням ручної подачі

Модель механічної системи «Конструктивні ознаки та елементи констукцій телескопічних гвинтових конвеєрів» згідно запропонованого групування представлено на рисунку 2.4.

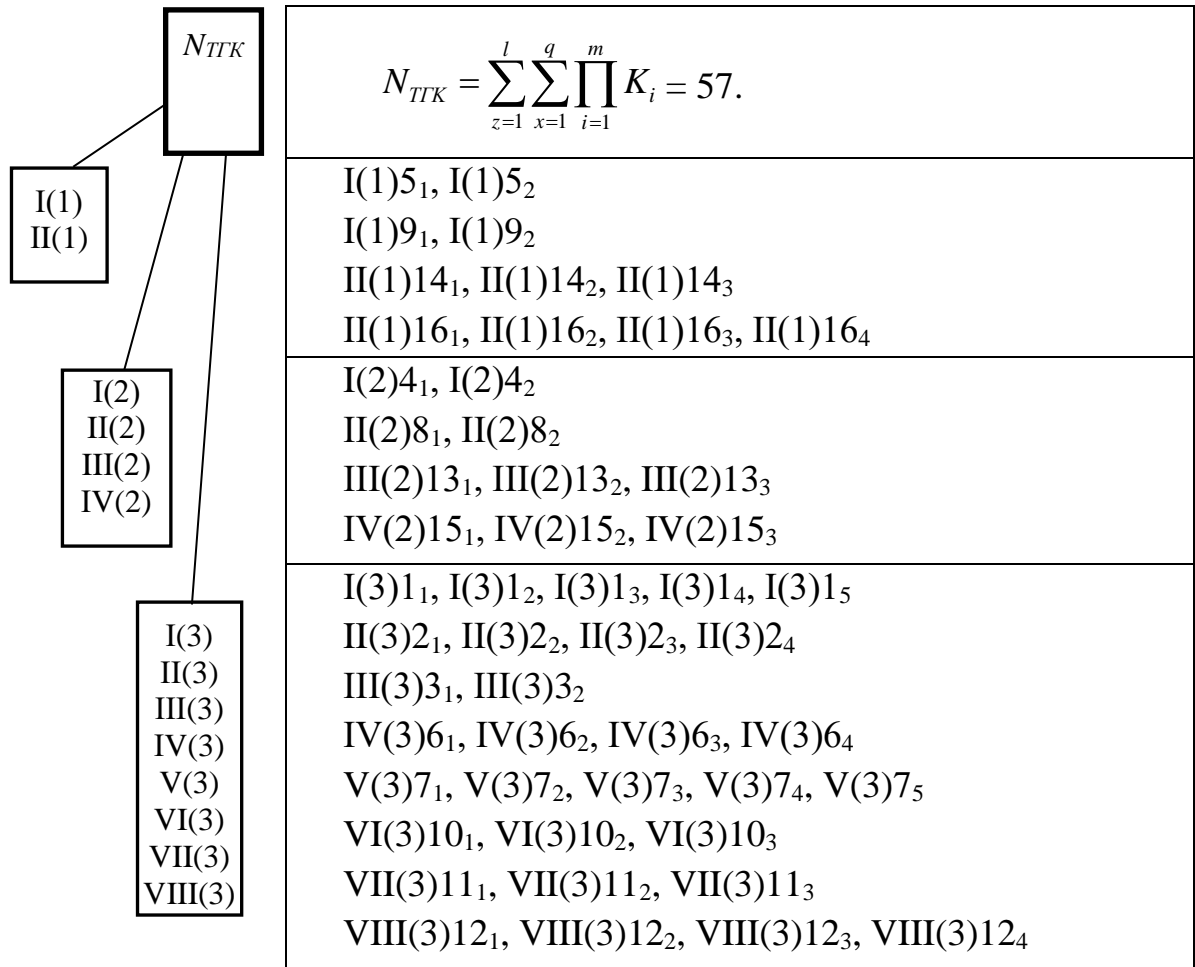


Рисунок 2.4 – Модель механічної системи «Конструктивні ознаки та елементи констукцій телескопічних гвинтових конвеєрів»:
(1) - (3) – ієрархічні рівні та I - VIII їх підгрупи

Кількість альтернатив констукцій ТГК, які отримані при використанні класичного морфологічного методу синтезу, становить [140]:

$$N_{ТТК} = \left| \begin{array}{c} 1.1 \ 2.1 \\ 1.2 \ 2.2 \ 3.1 \\ 1.3 \ 2.3 \ 3.2 \\ 1.4 \ 2.4 \\ 1.5 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 4.1 \ 5.1 \ 6.2 \\ 4.2 \ 5.2 \ 6.3 \\ 6.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \ 8.1 \ 9.1 \ 10.1 \\ 7.3 \ 8.2 \ 9.2 \ 10.2 \\ 7.4 \ 8.3 \ 10.3 \\ 7.5 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 11.1 \ 12.1 \\ 11.2 \ 12.2 \\ 11.3 \ 12.3 \\ 12.4 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 13.1 \ 14.1 \\ 13.2 \ 14.2 \\ 13.3 \ 14.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 15.1 \ 16.1 \\ 15.2 \ 16.2 \\ 15.3 \ 16.3 \\ 16.4 \end{array} \right| = 49766400.$$

Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ТГК, які входять в морфологічну матрицю, є надто значна, а тому відібрати експертним шляхом раціональні конструкції шляхом перебору варіантів рішень експертним методом практично не можливо. Тому для скорочення варіантів рішень використано метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу конструктивних рішень [140]. Загальна кількість генерованих варіантів ТГК при використанні запропонованого методу синтезу становитиме:

$$N_{ТГК} = \begin{vmatrix} 5.19.1 \\ 5.29.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 14.1 & 16.1 \\ 14.2 & 16.2 \\ 14.3 & 16.3 \\ 16.4 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 4.1 \\ 4.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 8.1 \\ 8.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 13.1 \\ 13.2 \\ 13.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 15.1 \\ 15.2 \\ 15.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \\ 1.4 \\ 1.5 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 2.1 \\ 2.2 \\ 2.3 \\ 2.4 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 3.1 \\ 3.2 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \\ 6.4 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \\ 7.4 \\ 7.5 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 10.1 \\ 10.2 \\ 10.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 11.1 \\ 11.2 \\ 11.3 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 12.1 \\ 12.2 \\ 12.3 \\ 12.4 \end{vmatrix} = 57.$$

Визначено, що це у 873 тис. разів менше, ніж при використанні класичного методу синтезу, що дозволяє швидко здійснити перебір варіантів і відібрати найбільш раціональні конструкції ТКГ.

Використовуючи метод синтезу було розроблено прогресивні конструкції телескопічних гвинтових конвеєрів. Зокрема, на рис. 2.5,а зображено ТГК, який по мірі забору сипкого матеріалу за рахунок відпружинення здійснює переміщення в сторону насипаного матеріалу. На рис. 2.5,б представлено ТГК, в конструкції колісно-рухомого механізму якого використано механічна передача із змієвидною пружиною та храповим механізмом, які дозволяють за рахунок розкручування забезпечувати додаткову подачу ТКГ до матеріалу, по мірі його забору із насипу. На рис. 2.5,в зображено ТГК, розкручування секцій якого в сторону насипаного матеріалу здійснюється за рахунок вібрації та взаємодії храпового колеса з зубчастою рейкою, що виконана на нижньому кожусі транспортера. На рис. 2.5,г представлено ТГК, у якому телескопічне видовження до матеріалу проходить під дією відпружинення пружини стиснення, по мірі забору зерна з насипу. На рис. 2.5,д представлено конструкцію конвеєра з механічним приводом опорно-колісного механізму, в якому видовження гвинта здійснюється заздалегідь на потрібну довжину. На рис. 2.5,е представлено конструкцію транспортера в якому

за рахунок використання в конструкції жолоба пружного матеріалу забезпечується необхідний зазор між шнеком і кожухом для ефективного транспортування сільськогосподарських вантажів.

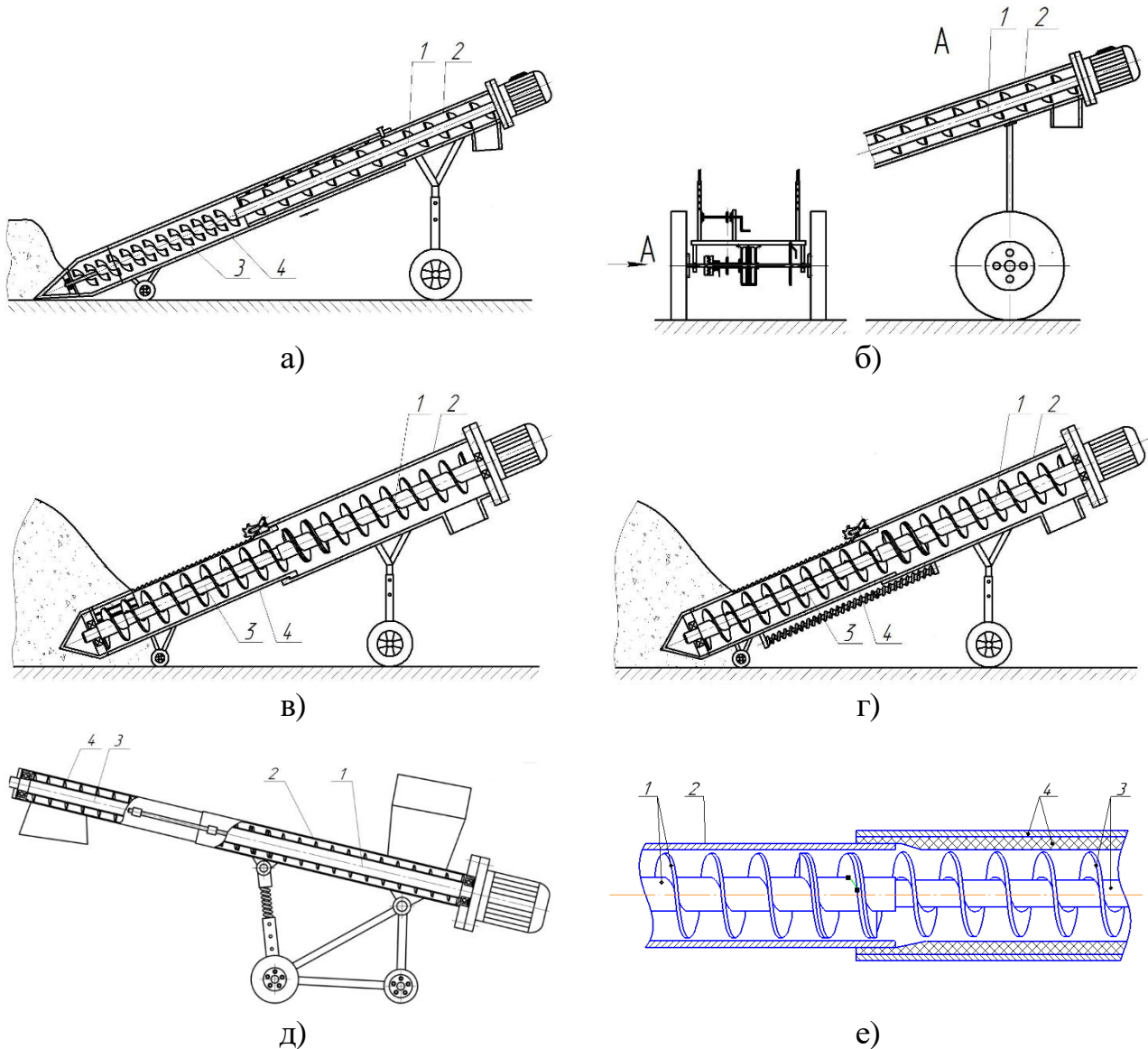


Рисунок 2.5 – Синтезовані конструкції телескопічних гвинтових конвеєрів на які отримано патенти України: 1 - нерухомий в осьовому напрямку шнек; 2 - нерухомий в осьовому напрямку кожух; 3 - рухомий в осьовому напрямку шнек; 4 - нерухомий в осьовому напрямку кожух;
 а – д. п. України №103866; б – д. п. України №103181; в – д. п. України №108634;
 г – д. п. України №109877; д – д. п. України №12958; е – д. п. України №138006

На основі проведених досліджень розроблено класифікацію телескопічних гвинтових конвеєрів за конструктивними ознаками, яку представлено на рисунку 2.6.

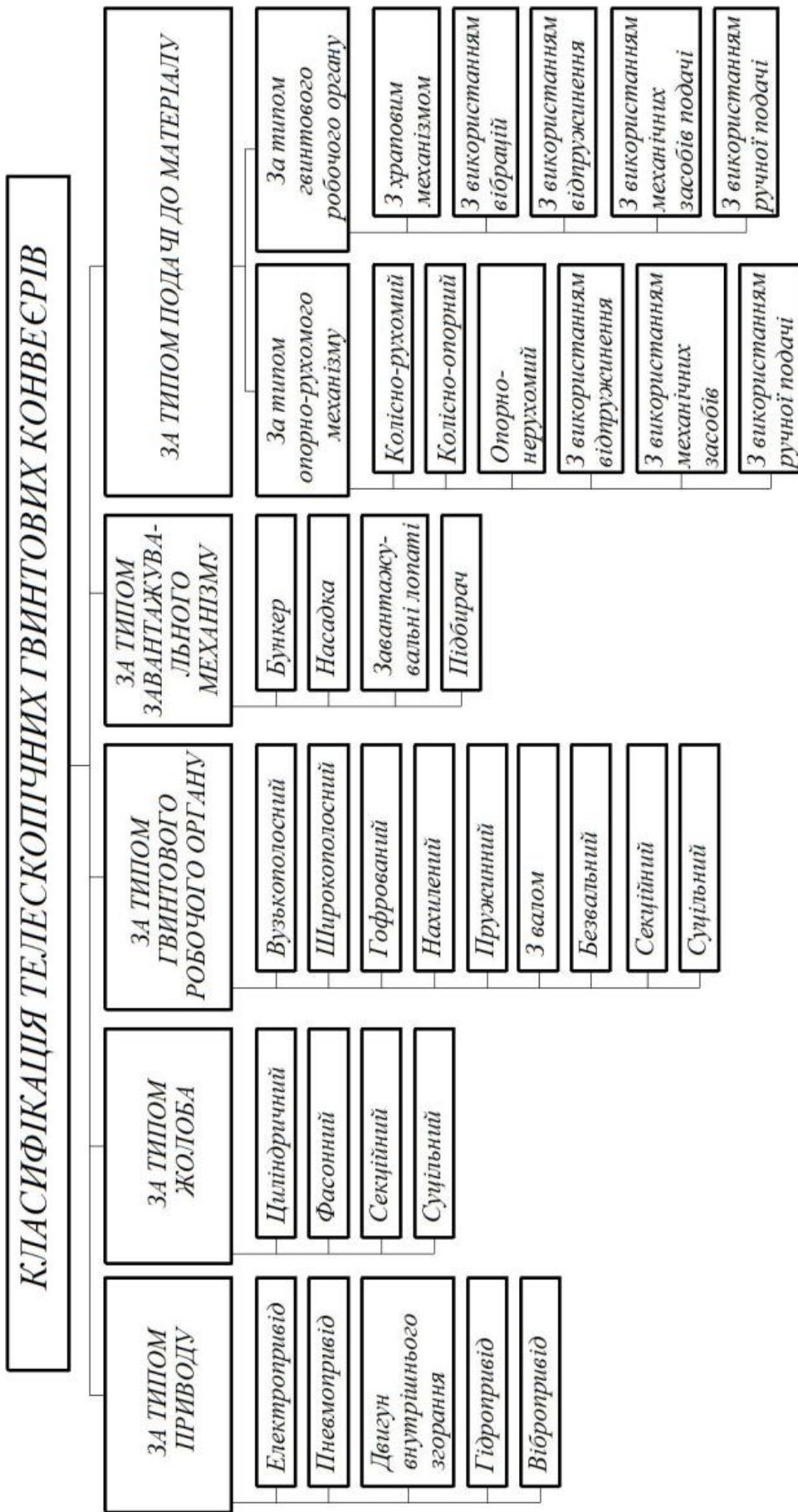


Рисунок 2.6 - Класифікація телескопічних гвинтових конвеєрів за конструктивними ознаками

За результатами синтезу спроектовано робочу установку секційного гвинтового конвеєра (рис. 2.7), яка виконано у вигляді рами 11, на якій закріплено з можливістю колового повертання рухомий стіл 12 і з можливістю переміщення у вертикальному напрямку опору регулювання висоти подачі матеріалу 10. На рухомому столі 12 жорстко встановлено електропривід транспортера 15 та нерухому в осьовому напрямку частину кожуха 3, в якій встановлено з можливістю колового повертання нерухому в осьовому напрямку секція гвинта 1 із шнеком 2.

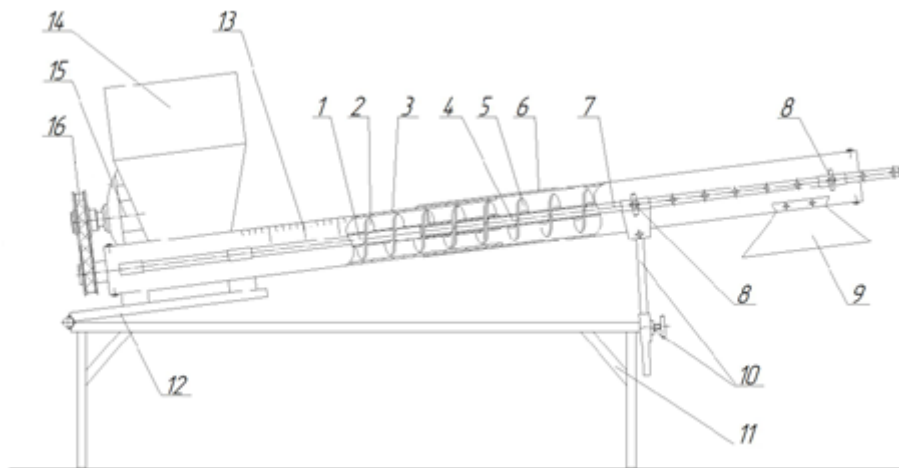


Рисунок 2.7 - Робоча установка секційного гвинтового конвеєра спроектовано за результатами синтезу: 1 - нерухома в осьовому напрямку секція гвинта; 2- шнек нерухомої в осьовому напрямку секції гвинта; 3 - нерухома в осьовому напрямку частина кожуха; 4 - рухома в осьовому напрямку секція гвинта; 5 - шнек рухомої в осьовому напрямку секції гвинта; 6 - рухома в осьовому напрямку частина кожуха; 7 - направляючі; 8 - фіксатори направляючих; 9 - вивантажувальний патрубков; 10 - опора регулювання висоти подачі матеріалу; 11 - рама; 12 - рухомий стіл; 13 - шкала перекривання шнеків; 14 - бункер; 15 - електропривід транспортера; 16 - пасова передача

В одній частині кожуха 3 у підшипниковій опорі розташовується секція гвинта 1 з шківом пасової передачі 16, а інша частина кожуха входить в зачеплення з рухомою в осьовому напрямку частиною кожуха 6. Аналогічно входять в зачеплення нерухома 1 і рухома в осьовому напрямку 4 секції гвинта та шнеки нерухомої 2 та рухомої в осьовому напрямку 5 секцій гвинта. Причому зовнішній діаметр шнеків є рівним, а внутрішній діаметр шнека рухомої в осьовому напрямку секції гвинта 5 є більшим, як у шнека 2, для можливого повертання по секції 1. Шнек 2 жорстко безззорно по всій його довжині закріплено до секції 1 (труби), а

шнек 5 жорстко закріплено до секції 4 лише у крайній правій частині, що знаходиться в підшипниковій опорі у правому кінці кожуха 6. Секція 4 виконана у вигляді труби, яка має зовнішній діаметр дещо меншим за внутрішній діаметр труби секції 1, і своїм лівим кінцем входить в зачеплення з можливістю осьового і колового зміщення в трубу секції 1. Відповідно шнек 5 своєю лівою частиною може ковзати по трубі секції 1 вгвинчуючись чи розгвинчуючись зі шнеком 2, тим самим збільшуючи чи зменшуючи трасу перевантаження вантажів телескопічного гвинтового транспортера. По боках нерухомої 3 та рухомої 6 частин кожуха в жорстко закріплених до них опорах розташовані направляючі 7, що регулюють довжину телескопічного гвинтового транспортера з допомогою фіксаторів 8. У лівій частині кожуха 3 знаходиться бункер для завантаження сипкого матеріалу, а у правій частині кожуха 6 закріплено вивантажувальний патрубок 9. Електродвигун 15 через пасову передачу з'єднано з валом секції 1. На нерухомій 3 частині кожуха виконано шкалу перекривання шнеків 13, з допомогою якої можна визначати ефективність процесу перевантаження матеріалу при відповідному розсуванні транспортера. Кожух 6 розташовано на опорі регулювання висоти подачі матеріалу 10 з можливістю осьового переміщення.

2.3 Синтез конструкцій змішувачів з гвинтовими робочими органами

Однією з умов високої конкурентоздатності технічних засобів є їх постійне конструктивне вдосконалення, яке сприяє підвищенню продуктивності та ефективності виконуваних процесів. Гвинтові механізми є поширеними механічними засобами, які використовуються в сільськогосподарському виробництві та інших галузях економіки. З їх допомогою яких здійснюється транспортування, змішування, збирання, сортування, витискання, подрібнення та інші операції. При виконанні технологічних операцій гвинтовими механізмами, зокрема змішування, не завжди досягається необхідна продуктивність і якість результатів процесів. Щоб забезпечити високу продуктивність та якість виконання змішування сипких матеріалів гвинтовими механізмами необхідно генерувати і

поглиблено досліджувати нові ефективні конструкції гвинтових змішувачів [127, 180].

Окрім транспортування з допомогою гвинтових транспортерів найчастіше здійснюють змішування сипких вантажів. Цей процес є одним із основних функціональних операцій, які здійснюються гвинтовим конвеєром з розширеними технологічними можливостями [398]. Для створення ефективних конструкцій гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями проведено генерування альтернативних конструктивних рішень з використанням метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [140]. При цьому у результаті проведеного аналізу впливу різних факторів на процеси транспортування і змішування матеріалів гвинтовими конвеєрами визначено відповідну кількість складових елементів конструкцій конвеєрів та зв'язків між ними, які визначають їх певні конструктивні ознаки, на основі чого було складено загальну морфологічну таблицю конструктивних ознак та елементів гвинтових змішувачів (табл. 2.4), з якої виділено дві індивідуальні моделі механічних систем (рис. 2.8 – рис. 2.9). Зокрема перша модель стосується генерування альтернативних конструкцій гвинтових конвеєрів (рис. 2.8), в яких операція змішування є супутньою при операції транспортування матеріалів. Друга модель (рис. 2.9) забезпечує появу нових конструктивних рішень гвинтових змішувачів, в яких процес змішування є визначальним і просторове переміщення вантажів від місця їх завантаження до місця вивантаження немає практичного значення.

При проведенні структурно-схемного синтезу конструкцій гвинтових змішувачів із застосуванням морфологічного аналізу обрано наступні основні морфологічні ознаки: привід, шнек, який складається з жолоба та гвинтового робочого органу, бункер, механізм пересипу, механізм розвантаження та опорно-руховий механізм.

Використання класичної морфологічної моделі при проведенні структурно-схемного синтезу гвинтових змішувачів [285] призводить до генерування невиправдано великої кількості альтернативних рішень, що робить відбір раціональних конструкцій змішувачів експертною оцінкою з їх загального обсягу

надто складним, тривалим і затратним. З метою підвищення ефективності проведення синтезу та скорочення кількості генерованих альтернативних конструктивних рішень використано метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу, який передбачає розбивку окремих груп на підгрупи [398].

Загальна кількість генерованих конструктивних варіантів гвинтових конвеєрів з операцією змішування при використанні методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу становитиме:

$$N_{ГКЗ} = \begin{array}{|c|} \hline 1.1 \\ \hline 1.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 2.1 \\ \hline 2.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 4.1 \\ \hline 4.2 \\ \hline 4.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 6.1 \\ \hline 6.2 \\ \hline 6.3 \\ \hline 6.4 \\ \hline 6.5 \\ \hline 6.6 \\ \hline 6.7 \\ \hline 6.8 \\ \hline 6.9 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 7.1 \\ \hline 7.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 9.1 \\ \hline 9.2 \\ \hline 9.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 10.1 \\ \hline 10.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 11.1 \\ \hline 11.2 \\ \hline 11.3 \\ \hline 11.4 \\ \hline 11.5 \\ \hline 11.6 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 12.1 \\ \hline 12.2 \\ \hline 12.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 13.1 \\ \hline 13.2 \\ \hline 13.3 \\ \hline 13.4 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 14.1 \\ \hline 14.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 16.1 \\ \hline 16.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 17.1 \\ \hline 17.2 \\ \hline \end{array} = 42. .$$

Таблиця 2.4 – Загальна морфологічна таблиця конструктивних ознак та елементів гвинтових змішувачів

1. Тип	Привід			Шнек					Бункер				15. Механізм пересипу	16. Механізм розвантаження	17. Опорно-руховий механізм		
	2. Вид руху	3. Кількість	4. Конструкція жолоба	Жолоб		6. Профіль штрап	7. Конструкція гвинта	8. Кількість	9. Додаткові елементи	10. Можливість зміни довжини траси змішування	11. Профіль	12. Кількість				13. Розташування по шнека	14. Механізм просипання
				5. Кількість	Гвинтовий робочий орган												
1.1. Електропривід	2.1.3 постійною швидкістю	3.1. Один	4.1. Одного діаметра	5.1. Один	6.1. Стрічкова	7.1. Суцільна з одним кроком	8.1. Один	9.1. Без елементів	10.1. Без	11.1. Суцільний	12.1. Один	13.1. Співвісне	14.1.3 Регульованим	15.1. Немає	16.1. Розвантажувальний	17.1. Без	
1.2. Відомий привід	2.2.3 змінною швидкістю	3.2. Два	4.2. Різного діаметра	5.2. Два	6.2. Лопатевий	7.2. Секційна з різним кроком	8.2. Два	9.2.3 розпушувачами закріпленими на валу	10.2.3 Можливість зміни	11.2.3 секціями паралельно розташованими до шнека	12.2. Два	13.2. Кулярне	14.2.3 жінкам	15.2. Гравітаційний	16.2. Розвантажувальний	17.2.3	
					6.3. Гофрована	7.3. різні	8.3. Два	9.3.3 розпушувачами закріпленими в жолобі		11.3.3 секціями перпендикулярно розташованими до шнека	12.3. Декілька	13.3. Бічне і перпендикулярне кулярне	14.3. жінкам	15.3. Примушований			можливістю зміни кута нахилу частин механізму
					6.4.3 розрізами, отворами чи вирізами	7.4.3 різні	8.4.3			11.4.3 секціями перпендикулярно розташованими до шнека	12.4.3	13.4. Співвісне і нахилене					
					6.5.3 змінним кроком	7.5.3				11.5.3 вільно обертовою конічною втулкою зі спиральними виступами	12.5.3						
					6.6. Вузькополосна	7.6.3				11.6.3 вільно обертовою конічною втулкою зі спиральними виступами	12.6.3						
					6.7. Широкополосна	7.7.3					12.7.3						
					6.8. Конусна	7.8.3					12.8.3						
					6.9. Пружинна	7.9.3					12.9.3						

Модель механічної системи «Гвинтовий конвеєр з операцією змішування» представлено на рисунку 2.9, а механічної системи «Гвинтовий змішувач» на рисунку 2.9.

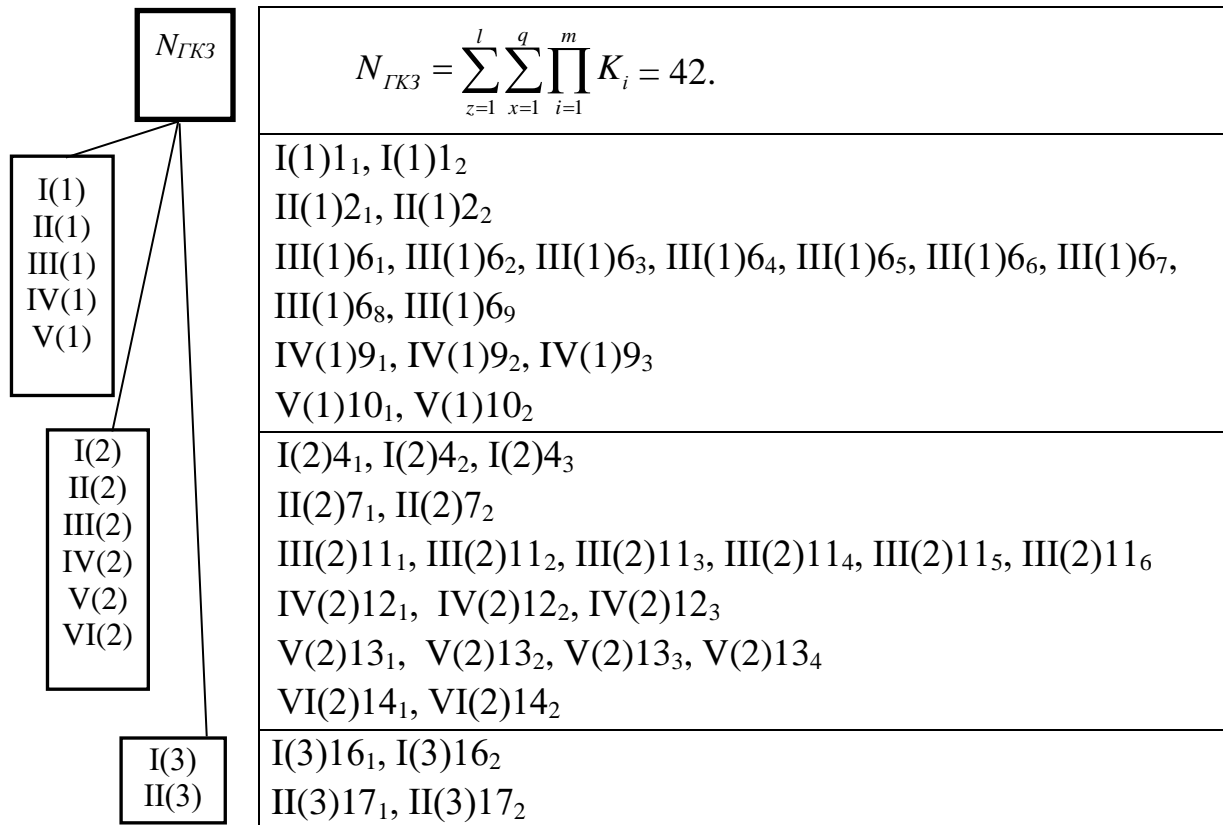


Рисунок 2.8 – Модель механічної системи «Гвинтовий конвеєр з операцією змішування»: (1) - (3) – відповідні ієрархічні рівні; I - VI – підгрупи ієрархічного рівня

Загальна кількість генерованих конструктивних варіантів гвинтових змішувачів при використанні методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу становитиме:

$$N_{ГЗ} = \begin{array}{c} |1.1| \\ |1.2| \end{array} + \begin{array}{c} |2.1| \\ |2.2| \end{array} + \begin{array}{c} |3.1| \\ |3.2| \end{array} + \begin{array}{c} |4.1| \\ |4.2| \\ |4.3| \end{array} + \begin{array}{c} |5.1| \\ |5.2| \end{array} + \begin{array}{c} |6.1| \\ |6.2| \\ |6.3| \\ |6.4| \\ |6.5| \\ |6.6| \\ |6.7| \\ |6.8| \\ |6.9| \end{array} + \begin{array}{c} |7.1| \\ |7.2| \end{array} + \begin{array}{c} |8.1| \\ |8.2| \end{array} + \begin{array}{c} |9.1| \\ |9.2| \\ |9.3| \end{array} + \begin{array}{c} |11.1| \\ |11.2| \\ |11.3| \\ |11.4| \\ |11.5| \\ |11.6| \end{array} + \begin{array}{c} |12.1| \\ |12.2| \\ |12.3| \end{array} + \begin{array}{c} |13.1| \\ |13.2| \\ |13.3| \\ |13.4| \end{array} + \begin{array}{c} |14.1| \\ |14.2| \end{array} + \begin{array}{c} |15.1| \\ |15.2| \\ |15.3| \end{array} + \begin{array}{c} |16.1| \\ |16.2| \end{array} + \begin{array}{c} |17.1| \\ |17.2| \end{array} = 49.$$

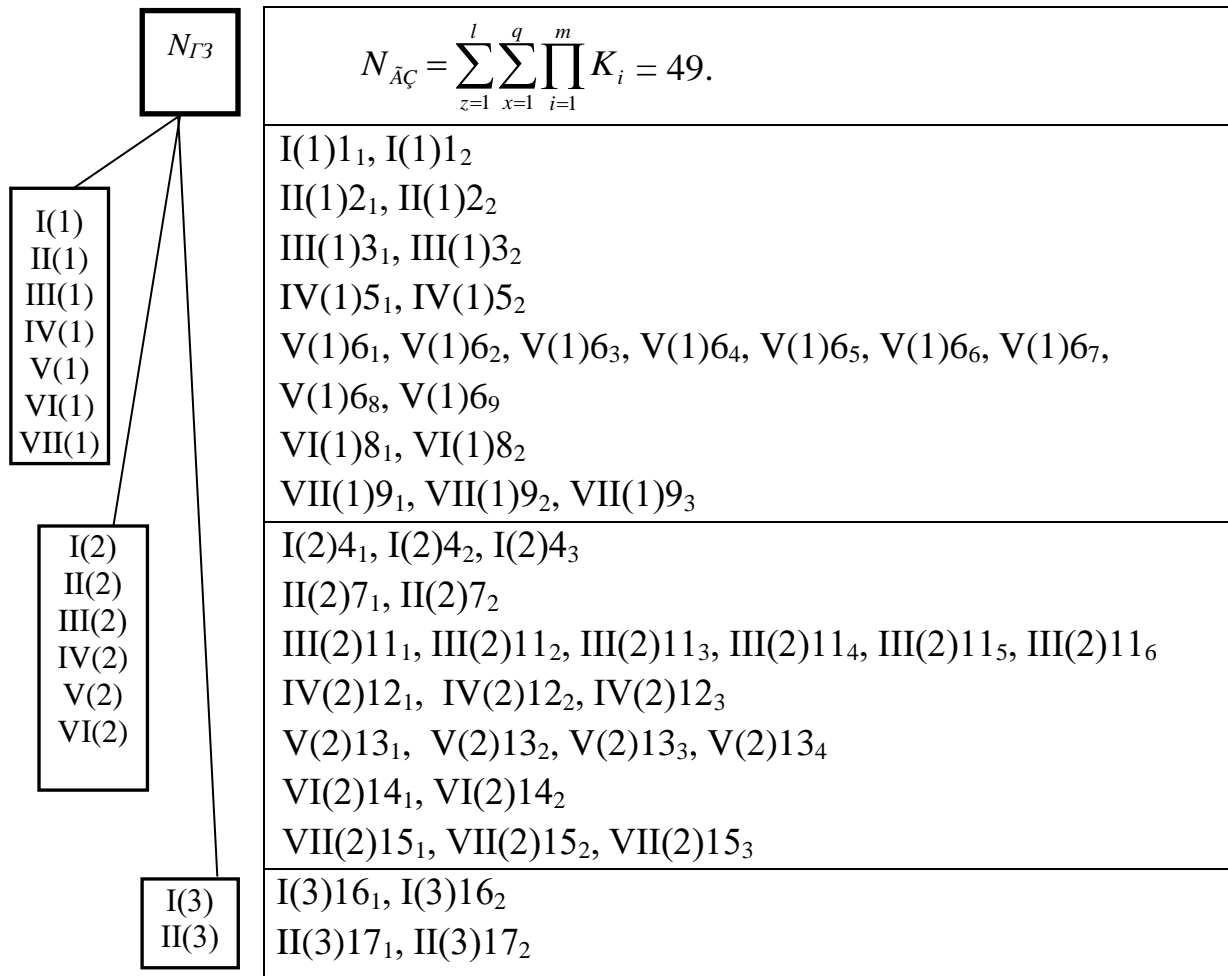


Рисунок 2.9 – Модель механічної системи «Гвинтовий змішувач»:
 (1) - (3) – відповідні ієрархічні рівні; I - VIII – підгрупи ієрархічного рівня

Проведені розрахунки свідчать, що загальна кількість конструктивних альтернатив варіантів гвинтових конвеєрів з операцією змішування та гвинтових змішувачів при поступовому переборі конструктивних ознак та елементів за ієрархічним принципом є незначною, що дозволяє експертним методом визначитись з окремими альтернативами. Відібрані експертним шляхом ефективні конструктивні рішення згенерованих гвинтових конвеєрів з операцією змішування представлені на рис. 2.10, а альтернативи гвинтових змішувачів - на рис. 2.11.

Використовуючи метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу розроблено значну кількість працездатних конструкцій гвинтових конвеєрів з операцією змішування та гвинтових змішувачів. Так на рисунку 2.10,а представлено конструкцію гвинтового конвеєра з операцією змішування з вільно обертовою конічною втулкою зі спіральними виступами

розташованою в бункері, яка при засипанні на неї різних видів сипкого матеріалу починає вертїтися (під дією сили земного тяжіння та відцентрової сили, що створює матеріал, який сповзає у бункер по гвинтових лопатях), що забезпечує його рівномірне потрапляння у різні місця забірної частини конвеєра-змішувача. На рисунку 2.10,б зображено конструктивну схему гвинтового конвеєра-змішувача з шнеком різного кроку, а на рисунку 2.10,в і рисунку 2.10,г відповідно конструкції з шнеком з отворами і розпушувачами, закріпленими в жолобі, та зі спіраллю, виконаною у вигляді лопатей. На рисунку 2.11,а та рисунку 2.11,б представлено конструктивні схеми гвинтових змішувачів циклічного типу, в яких матеріал рухається при змішуванні по колу, а на рисунку 2.11,в – рисунку 2.11,д гвинтових змішувачів, в яких перемішування матеріалу проходить за принципом центрифугування.

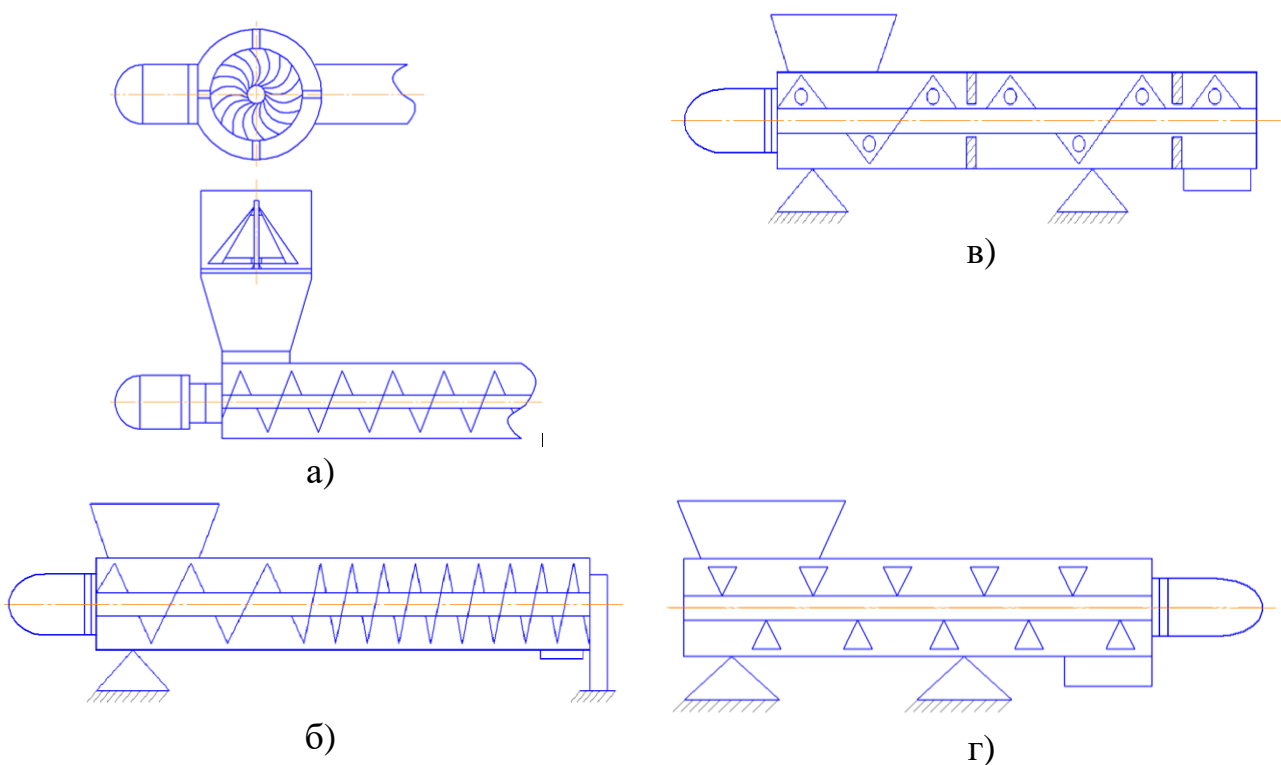


Рисунок 2.10 – Конструктивні рішення гвинтових конвеєрів з операцією змішування: а – конструкція гвинтового конвеєра з операцією змішування з вільно обертовою конічною втулкою зі спіральними виступами; б – конструктивна схема гвинтового конвеєра-змішувача з шнеком різного кроку; в, г – конструкції з шнеком з отворами і розпушувачами, закріпленими в жолобі, та зі спіраллю, виконаною у вигляді лопатей

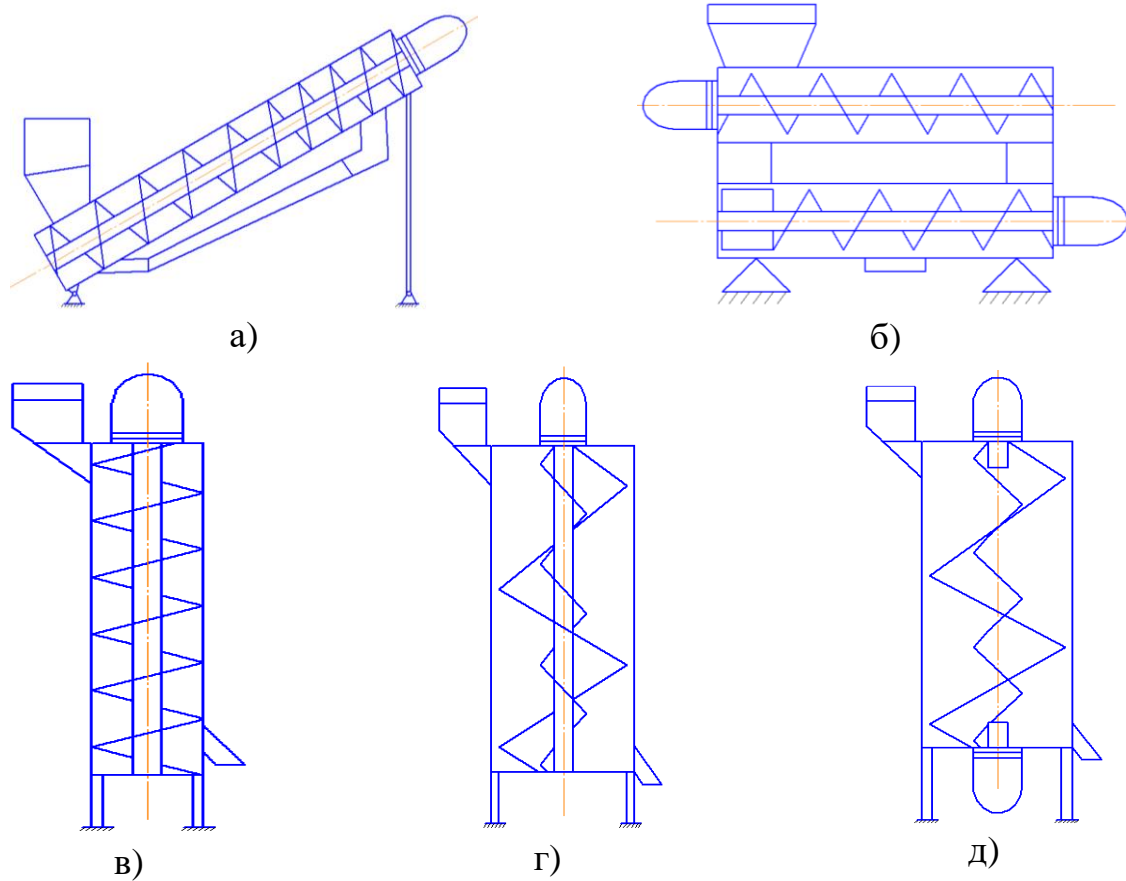


Рисунок 2.11 – Конструктивні рішення гвинтових змішувачів: а, б – конструктивні схеми гвинтових змішувачів циклічного типу, в яких матеріал рухається при змішуванні по колу; в, г, д – гвинтові змішувачі, в яких перемішування матеріалу проходить за принципом центрифугування

Загалом можна зробити висновок, що, як правило, гвинтові змішувачі, на відміну від гвинтових конвеєрів з операцією змішування, функціонують за циклічним принципом перевантаження при змішуванні матеріалів, що забезпечує значно кращу якість змішування сільськогосподарських вантажів за рахунок здійснення матеріалом необхідної тривалості процесу змішування.

За результатами синтезу спроектовано робочу установку змішування та перевантаження сільськогосподарських матеріалів з горизонтальної на мобільну вітку (рис. 2.12), яку виконано у вигляді рами 1, горизонтального жолоба 2 з гвинтовим робочим органом 3 і мобільного жолоба 4 з гвинтовим робочим органом 5. Горизонтальний жолоб 2 жорстко закріплено на підставці 6 на рамі 1. Внизу мобільного жолоба 4, який має можливість з допомогою штанги 20 та рухомої

опори 13 змінювати кут нахилу, виконано перпендикулярно до його осі пересипний поворотний патрубок 7, який забезпечує провертання мобільного жолоба 4.

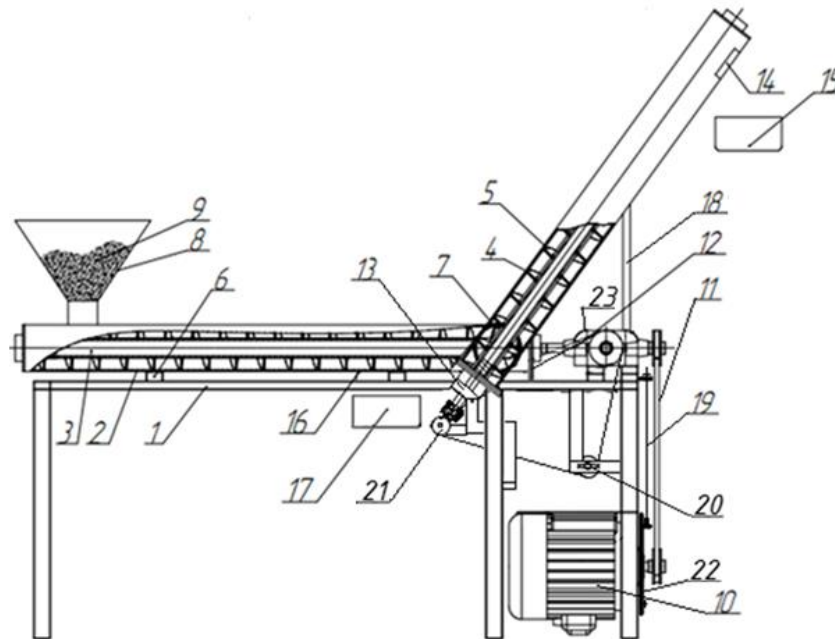


Рисунок 2.12 – Конструктивна схема станда для дослідження змішуванні і та перевантаження сільськогосподарських матеріалів з горизонтальної на мобільну вітку: 1 - рама; 2 - горизонтальний жолоб; 3 - гвинтовий робочий орган; 4 - мобільний жолоб; 5 - гвинтовий робочий орган; 6 - підставка; 7- поворотний патрубок; 8 - бункер; 9 - сипкий матеріал; 10 - привід; 11, 12 - пасові передачі; 13 - рухома опора; 14 - вивантажувальне вікно; 15- ємність; 16 - вихідне вікно; 17 - ємність; 18 - штанга; 19 – натяжний пристрій; 20 - натяжний ролик; 22- плита; 23 - редуктор

На вході горизонтального жолоба 2 встановлено бункер 8 в який засипається сипкий матеріал 9. Стенд оснащений приводом 10, з якого через Т-подібний косозубий редуктор 23 з передаточним відношенням 1:1 здійснюється подача обертового руху на центральний вал 3 і мобільний гвинтовий робочий орган 5 через кутовий конічний косозубий редуктор 21 з передаточним відношенням 1:3 та пасові передачі 11 і 12. Щоб забезпечити натяг пасу 11 встановлено гвинтовий натяжний пристрій 19, а для натягу пасу 12 передбачено натяжний ролик 20. Для забезпечення безперебійного транспортування і унеможливлення забивання патрубків в установці з допомогою кутового редуктора 21 забезпечено у три рази вищу швидкість обертання гвинтового робочого органу 5. У верхній частині мобільного жолоба 4 виконано вивантажувальне вікно 14, з якого транспортований

матеріал зсипається у ємність 15. У нижній частині горизонтального жолоба 2 поблизу місця перевантаження до мобільного жолоба 4 виконано вихідне вікно 16 з шибром для заміру продуктивності горизонтальної секції. Під вихідним вікном встановлено ємність 17 для збору сипкого матеріалу, який переміщає горизонтальна секція. Кроки циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу рівномірно збільшено в напрямку виходу матеріалу з нього. Електродвигун 10 стенду закріплений на плиті 22.

2.4 Генерування конструкцій гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами та дослідження деформації їх секцій

Гнучкі гвинтові конвеєри (ГГК) у сільськогосподарському виробництві використовуються для перевантаження зернових матеріалів, мінеральних добрив, роздачі сипких кормів на птахофабриках, для пресування, подрібнення, вичавлювання і змішування різноманітних сільськогосподарських матеріалів і кормів. Для пошуку прогресивних конструкцій ГГК використано метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [116], що забезпечило отримання раціональних конструктивних рішень при економії зусиль та часу.

У результаті проведеного аналізу впливу різних факторів на процес транспортування ГГК шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу [123] визначено обмежену кількість їх складових елементів та зв'язків між ними, які представляють конструктивні ознаки, на основі чого складено морфологічну матрицю (табл. 2.5). До їх складу внесено альтернативи кожної ознаки без критичного аналізу. Обрані наступні основні морфологічні ознаки: привід, гвинтовий робочий орган, механізм завантаження, розташування гвинтового конвеєра, механізм розвантаження. Склад морфологічної таблиці може розширюватися за рахунок нових конструктивних альтернатив кожної ознаки та за рахунок додаткових ознак. Проте даний варіант моделі отримано внаслідок виділення конструктивних функціонально важливих елементів з метою її спрощення, що дозволяє мінімізувати кількість варіантів [123].

Таблиця 2.5 – Морфологічна таблиця конструктивних ознак та елементів гнучких гвинтових конвеєрів

Привід		Гнучкий гвинтовий орган				Завантажувальний механізм			
		4. Профіль спіралі	5. Тип	6. Кількість спіралей	7. Комбінація спіралей	8. Конструкція жолоба	9. Процес	10. Тип	
1.1. Елек- тропривід	2. Вид руху	3.1. Один 3.2. Два	4.1. Вузкополосна 4.2. Широкополосна 4.3. Гофрована 4.4. Лопатева 4.5. З вирізами чи отворами 4.6. Пружинна	5.1. Квадратний 5.2. З гнучким валом 5.3. Суцільний 5.4. З кульовим з'єднанням 5.5. З двошарнірним з'єднанням 5.6. Шарнірний 5.7. З фрикційним з'єднанням 5.8. З запобіжним з'єднанням 5.9. З пальцевим з'єднанням 5.10. Беззвільний з внутрішнім з'єднанням	6.1. Одна 6.2. Два	7.1. Одношпорова 7.2. Комбінована	8.1. Суцільна 8.2. Секційна	9.1. Гравітаційний 9.2. Примусовий 9.3. Розпрідільний 9.4. З калібруванням 9.5. З подрібненням 9.6. З додатковими технологічними операціями 9.7. Багатошарковий	10.1. Бункер 10.2. Насадка 10.3. Завантажувальний пристрій
1.2. Двигун внутрішнього згорання									

Морфологічну модель ГГК (табл. 2.5) можна представити у вигляді морфологічної матриці, що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у стовпцях морфологічної таблиці. В даному випадку можна скористатись комбінацією методу синтезу ієрархічних груп [116] за допомогою морфологічного аналізу. Сам метод базується на морфологічному аналізі та передбачає поділ механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів з віднесенням до кожного з окремих конструктивних елементів системи.

У розглянутому випадку особливості комбінації даного методу полягатимуть у розчленуванні першого ієрархічного рівня моделі механічної системи «Гнучкий гвинтовий конвеєр» (рис. 2.13) на дві підгрупи: до першої підгрупи входять конструктивні елементи, що відображатимуть особливі морфологічні ознаки конструкції гвинта (5) (рис. 1.7) та (7); до другої кількості спіралей у ГРО (6).

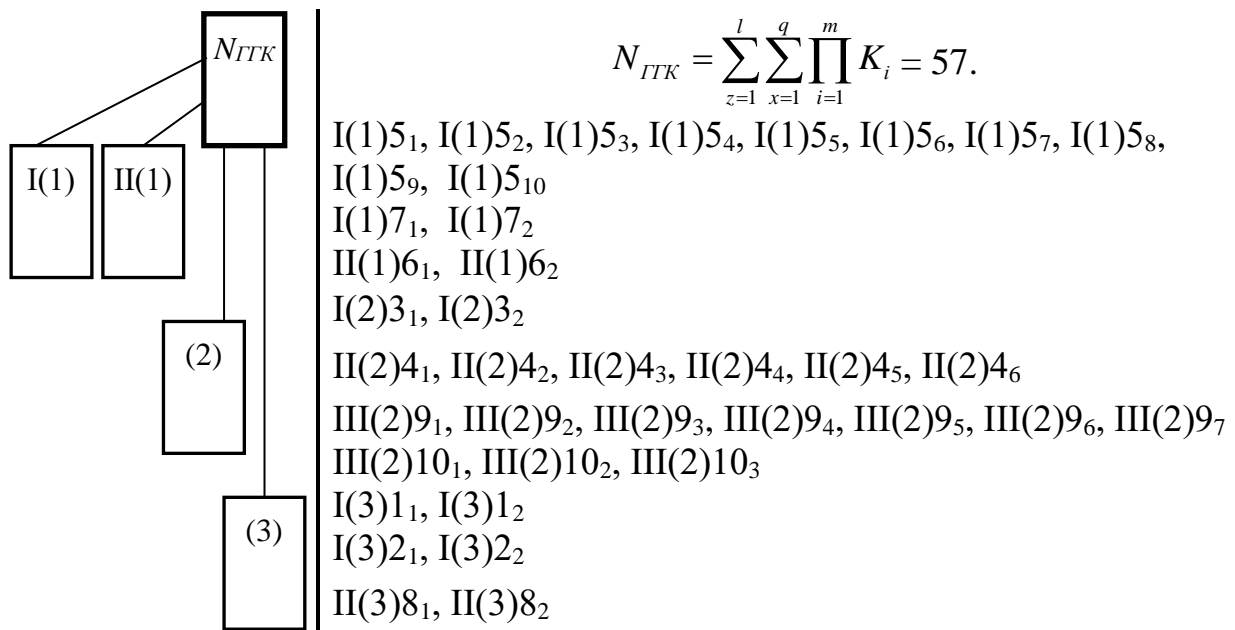


Рисунок 2.13 – Модель механічної системи «Гнучкий гвинтовий конвеєр»: (1) - (3) – відповідні ієрархічні рівні; I - II – підгрупи ієрархічного рівня

Другий ієрархічний рівень першої підгрупивизначає кількість приводів (3), що в свою чергу визначає кількість робочих органів у ГГК. Друга підгрупа цього рівня визначає профіль спіралі (4), а третя підгрупа - конструктивні елементи завантажувального механізму (9) і (10). До третього ієрархічного рівня першої

підгрупи відноситься вид привода (1) і вид його руху (2), а до другої підгрупи - конструкцію жолоба (8).

При використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп з розбивкою їх на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу кількість конструктивних варіантів становитиме [123]:

$$N_{ГРО} = \left| \begin{array}{c} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \\ 5.5 \ 7.1 \\ 5.6 \ 7.2 \\ 5.7 \\ 5.8 \\ 5.9 \\ 5.10 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 3.1 \\ 3.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \\ 4.4 \\ 4.5 \\ 4.6 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \ 10.1 \\ 9.4 \ 10.2 \\ 9.5 \ 10.3 \\ 9.6 \\ 9.7 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 1.1 \ 2.1 \\ 1.2 \ 2.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \end{array} \right| = 57.$$

Виявлено, що при синтезі ієрархічних груп з розбивкою їх на підгрупи за допомогою морфологічного аналізу кількість альтернативних конструктивних варіантів ГГК становитиме 57. Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ГРО, що входять в морфологічну матрицю, є дуже великою і важко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень. Крім того, одних і тих же секцій гвинта може бути декілька, що ще більше ускладнить прийняття рішення. Тому вибір варіанту конструкції ГРО залежатиме, у першу чергу, від характеру виконання транспортно-технологічного процесу і навантаження на гвинт. Якщо конструювання ГРО здійснювати виходячи з певних умов роботи (заданої продуктивності, розмірів та нехтування якістю виконання процесу), то принцип вибору зведеться до пошуку конструктивних альтернатив з вимогами забезпечення оптимальної міцності та собівартості ГРО. Якщо функціональні потреби від ГГК інші, наприклад забезпечування змішування,

подрібнення чи витискання, то тоді принцип вибору залежатиме від конструктивних особливостей спіралі ГРО.

Аналіз основних положень, пов'язаних з ГГК, свідчить про відсутність однозначного погляду різних авторів на сутність явищ, що спостерігаються під час роботи таких засобів механізації. Особливу увагу звернуто на ті літературні джерела, які висвітлюють питання вибору параметрів робочих органів і процесів транспортування сипких вантажів, в тому числі зернових та їх пошкодження і травмування [115, 123]. Враховуючи те, що принцип вибору ГГК, в основному зводиться до пошуку альтернативних конструкцій, що забезпечує оптимальну міцність та собівартість ГРО [116], слід провести дослідження деформації секцій гнучких шнеків.

Для транспортування сипких матеріалів по криволінійних траєкторіях запропоновано конструкцію секції гнучкого гвинтового конвеєра, розрахункову схему якої зображено на рисунку 2.14 [497].

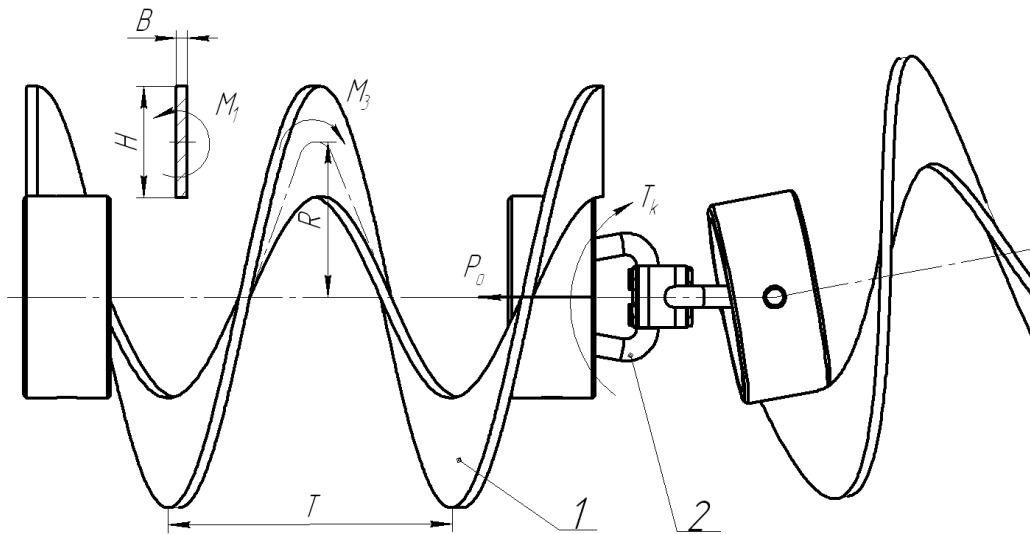


Рисунок 2.14 - Розрахункова схема секції гнучкого гвинтового конвеєра:
1 – гвинтовий елемент; 2 - з'єднувальна-передавальна ланка

Секції ГГК відносяться до нежорстких деталей, тому для забезпечення їх ефективної роботи є необхідним розрахунок на жорсткість під час переміщення різних матеріалів при відповідних зовнішніх навантаженнях: крутному моменті та осевій силі. Особливо важливим є зміна зовнішнього радіуса та кроку витків

шнека гвинтового конвеєра під час транспортування вантажу, оскільки ці параметри впливають на ефективність даного процесу.

Рівняння середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра в параметричній формі має вигляд вигляд [54]:

$$\begin{aligned}x &= R \cos t, \\y &= R \sin t, \\z &= \frac{T}{2\pi} t,\end{aligned}\tag{2.2}$$

де R – радіус середньої лінії гвинтового елемента, мм; T – крок витків гвинтового елемента, мм.

Виконаємо заміну параметра t в рівнянні (2.2) довжиною дуги середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра:

$$l = \int_0^t \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2} dt,\tag{2.3}$$

$$l = t \sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}},\tag{2.4}$$

$$t = \frac{l}{\sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}}.\tag{2.5}$$

Підставляючи рівняння (2.5) у систему рівнянь (2.2), маємо:

$$\begin{aligned}x &= R \cos \frac{l}{\sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}}, \\y &= R \sin \frac{l}{\sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}}, \\z &= \frac{T}{2\pi} \frac{l}{\sqrt{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}}.\end{aligned}\tag{2.6}$$

При цьому, кривизна дуги середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра дорівнює:

$$K = \sqrt{\left(\frac{d^2x}{dl^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2y}{dl^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2z}{dl^2}\right)^2}. \quad (2.7)$$

Підставляючи рівняння (2.6) у рівняння (2.7), після деяких перетворень та скорочень, одержуємо:

$$K = \frac{R}{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}. \quad (2.8)$$

Знаходимо кручення дуги середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра:

$$\Omega = \left(\frac{R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}{R}\right)^2 \frac{\begin{vmatrix} -R \sin t & R \cos t & \frac{T}{2\pi} \\ -R \cos t & -R \sin t & 0 \\ R \sin t & -R \cos t & 0 \end{vmatrix}}{\left[(-R \sin t)^2 + (R \cos t)^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right]}. \quad (2.9)$$

Після перетворень та скорочень рівняння (2.9), одержуємо:

$$\Omega = \frac{T}{2\pi R^2 + \frac{T^2}{2\pi}}. \quad (2.10)$$

Дуга середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра визначається основними параметрами R і T , які пов'язані з початковими параметрами R_0 і T_0 наступними співвідношеннями:

$$R = R_0 + \Delta R, \quad (2.11)$$

$$T = T_0 + \Delta T, \quad (2.12)$$

де ΔR - величина зміни радіуса середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження, мм; ΔT - величина зміни кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження, мм.

Величини ΔR та ΔT є функціями зовнішнього навантаження на секцію конвеєра та початкових розмірів середньої лінії гвинтового елемента, а також залежать від пружних властивостей матеріалу гвинтового елемента.

Встановлюємо співвідношення між ΔR , ΔT і зміною кривизни ΔK та кручення $\Delta \Omega$ середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра. Диференціюючи співвідношення (2.8) та (2.10), отримаємо рівняння для зміни кривизни та кручення середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра:

$$\Delta K = \frac{\left(-R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)\Delta R - R\frac{T}{2\pi^2}\Delta T}{\left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)^2}, \quad (2.13)$$

$$\Delta \Omega = \frac{-4T\pi R\Delta R + \left(2\pi R^2 - \frac{T^2}{4\pi^2}\right)\Delta T}{\left(2\pi R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)^2}. \quad (2.14)$$

Із рівняння (2.13) знаходимо:

$$\Delta R = \frac{\Delta K \left(R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}\right)^2 + R\Delta T \frac{T}{2\pi^2}}{-R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2}}. \quad (2.15)$$

Із рівняння (2.14) також знаходимо ΔR :

$$\Delta R = \frac{\Delta\Omega \left(2\pi R^2 + \frac{T^2}{4\pi^2} \right)^2 - \left(2\pi R^2 - \frac{T^2}{4\pi^2} \right) \Delta T}{-4T\pi R}. \quad (2.16)$$

Прирівнюючи рівняння (2.15) та (2.16), після деяких перетворень одержуємо:

$$\Delta T = \frac{\Delta\Omega (256\pi^8 R^6 - 64\pi^6 R^4 T^2 + 64\pi^5 R^4 T^2 + 4T^4 R^2 \pi^2 - T^6) + \dots}{4\pi^2 (32\pi^5 R^4 + 24\pi^3 R^2 T^2 - 4R^2 \pi^2 T^2 + T^4)} \dots \quad (2.17)$$

$$\dots \frac{+\Delta K (-256\pi^7 TR^5 - 128\pi^5 T^3 R^3 - 16\pi^3 T^5 R)}{\dots}$$

Зміна кручення та кривизни середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра відбувається за рахунок виникнення осьової сили P_0 та крутного моменту T_k на торцях гвинтового елемента під час транспортування вантажу.

Згідно роботі [40] для зміни кривизни та кручення у випадку лінійної деформації можна записати такі співвідношення:

$$\Delta\Omega = \frac{M_1}{GJ_p}, \quad (2.18)$$

$$\Delta K = \frac{M_3}{EJ_x}, \quad (2.19)$$

де M_1 – крутний момент, прикладений до витка у площині, перпендикулярній до осьової лінії витка, Н·мм; M_3 – згинний момент, що згинає виток у площині, де вимірюється кривизна K , Н·мм; $J_p = HB^3\xi$ – момент інерції перерізу кручення, мм⁴;

$J_x = \frac{HB^3}{12}$ – момент інерції перерізу згину, мм⁴; E і G – відповідно, модулі пружності матеріалу гвинтового елемента розтягу та зсуву, Н/мм²; H – висота поперечного перерізу стрічки гвинтового елемента, мм; B – ширина поперечного перерізу стрічки гвинтового елемента, мм; ξ – коефіцієнт, що залежить від співвідношення H до B .

Крутний момент, прикладений до витка у площині, перпендикулярній до осьової лінії витка визначають за формулою [346]:

$$M_1 = T_k \sin \alpha + P_0 R \cos \alpha, \quad (2.20)$$

де α – кут підйому середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра, град.

Кут підйому середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра визначають за відомою формулою:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{T}{2\pi R} \right). \quad (2.21)$$

Згинний момент, що згинає виток у площині, де вимірюється кривизна K знаходимо за формулою [346]:

$$M_3 = T_k \cos \alpha - P_0 R \sin \alpha. \quad (2.22)$$

Підставляючи рівняння (2.18), (2.19), (2.20), (2.22) у рівняння (2.17), одержуємо величину зміни кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра під час навантаження:

$$\Delta T = \frac{\frac{T_k \sin \alpha + P_0 R \cos \alpha}{GHB^3 \xi} (256\pi^8 R^6 - 64\pi^6 R^4 T^2 + 64\pi^5 R^4 T^2 + 4T^4 R^2 \pi^2 - T^6) + \dots}{4\pi^2 (32\pi^5 R^4 + 24\pi^3 R^2 T^2 - 4R^2 \pi^2 T^2 + T^4)} \dots \quad (2.23)$$

$$\dots \frac{12(T_k \cos \alpha - P_0 R \sin \alpha)}{ENB^3} (-256\pi^7 TR^5 - 128\pi^5 T^3 R^3 - 16\pi^3 T^5 R)$$

На основі рівнянь (2.15) та (2.23) побудовано графічні залежності величини зміни радіуса та кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра від геометричних параметрів витків під час навантаження (рис. 2.15 - 2.17).

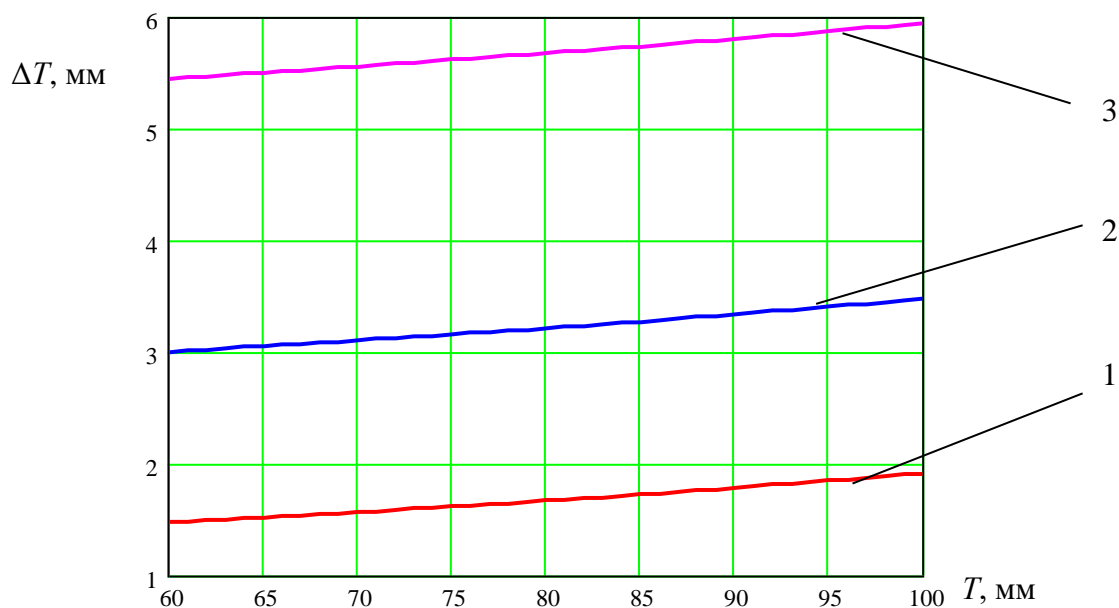


Рисунок 2.15 – Графічні залежності величини зміни кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра від кроку витків $P_0=50\text{Н}$, $T_k=1000\text{ Н}\cdot\text{мм}$, $H=20\text{мм}$, $B=2,5\text{мм}$: 1 - $R=30\text{мм}$; 2 - $R=40\text{мм}$; 3 - $R=50\text{мм}$

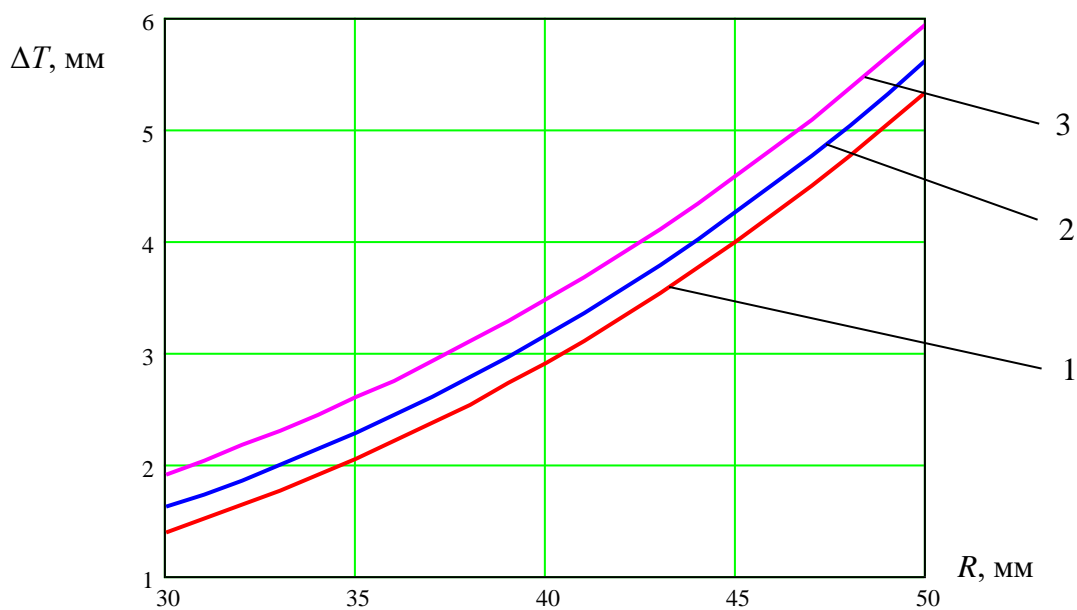


Рисунок 2.16 – Графічні залежності величини зміни кроку середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра від середнього радіуса витків $P_0=50\text{Н}$, $T_k=1000\text{ Н}\cdot\text{мм}$, $H=20\text{мм}$, $B=2,5\text{мм}$: 1 - $T=50\text{мм}$; 2 - $T=75\text{мм}$; 3 - $T=100\text{мм}$

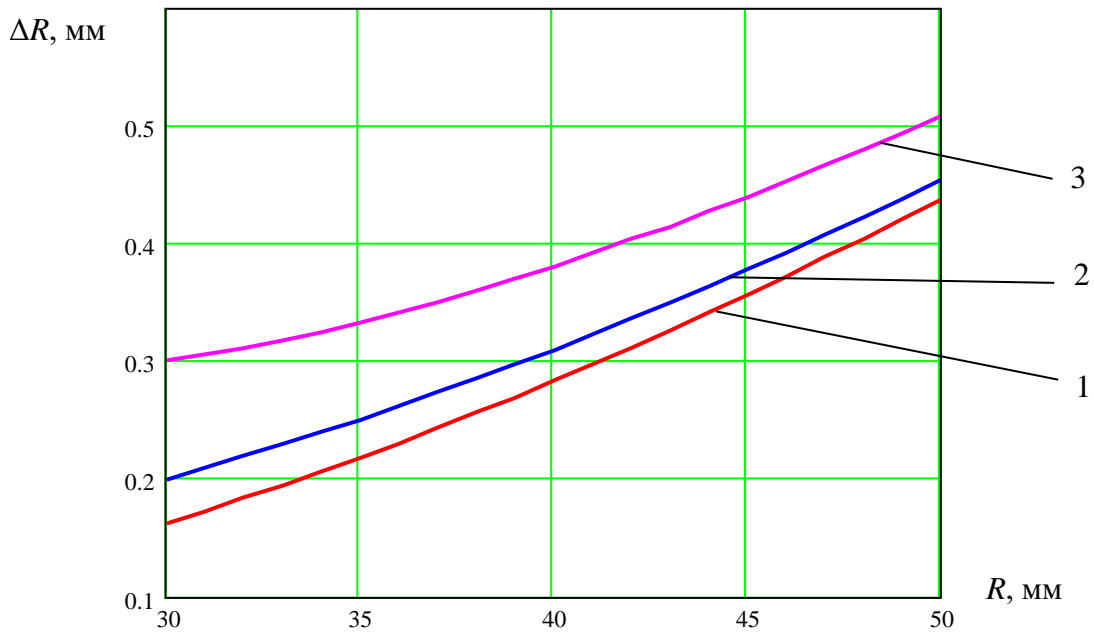


Рисунок 2.17 - Графічні залежності величини зміни радіуса середньої лінії гвинтового елемента секції конвеєра від середнього радіуса витків $P_0=50\text{Н}$, $T_k=1000\text{ Н}\cdot\text{мм}$, $H=20\text{мм}$, $B=2,5\text{мм}$: 1 - $T=50\text{мм}$; 2 - $T=75\text{мм}$; 3 - $T=100\text{мм}$

Як видно із формул (2.15) та (2.23) та графіків, деформації гвинтового елемента секції ГГК повністю залежать від геометрії витків гвинтового елемента (кута підйому і радіуса середньої лінії, кроку і параметрів поперечного перерізу) та зовнішнього навантаження.

2.5 Висновки по розділу 2

1. Проведено структурний синтез гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів за конструктивними ознаками й згенеровано значну кількість їх варіантів за 9 типами. Визначено, що окремі технологічні операції чи функціональні ознаки за призначенням, які притаманні гвинтовими конвеєрами з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії, можна об'єднувати в одній конструкції, що дозволить отримати багатофункціональні конструкції конвеєрів.

2. Розроблено класифікацію гвинтових конвеєрів з можливостями

технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів за конструктивними ознаками, згідно якої ці пристрої поділяються за характером виконання операцій, за особливістю привода та шнека, механізмами завантаження, пересипу і розвантаження, а також опорно-рухового механізму. В свою чергу за особливістю шнека вони класифікуються за особливістю жолоба, гвинтового робочого органу, за наявністю додаткових елементів і можливістю зміни довжини траси перевантаження.

3. Проведено структурний синтез телескопічних гвинтових конвеєрів й отримано ряд конструкцій з покращеними техніко-економічними характеристиками, що дало можливість частково вирішити питання підвищення ефективності перевантаження сільськогосподарських матеріалів при забезпеченні мобільної зміни необхідної довжини транспортування як самостійних засобів, так і у складі різних типів сільськогосподарської техніки. На основі одержаних конструктивних рішень розроблено класифікацію телескопічних гвинтових конвеєрів за конструктивними ознаками.

4. Виконано структурний синтез гвинтових конвеєрів з операцією змішування та гвинтових змішувачів за конструктивними ознаками методом ієрархічного групування й згенеровано певну кількість їх варіантів. Передбачено, що гвинтові змішувачі, як правило, забезпечують змішування матеріалів за циклічним принципом, що дозволить досягати кращих показників змішування, аніж при використанні гвинтових конвеєрів з операцією змішування.

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

РОЗДІЛ 3

ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В СЕКЦІЙНИХ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТЕРАХ-СЕПАРАТОРАХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ СІПКИХ МАТЕРІАЛІВ

Секційні, або як один з їх різновидів телескопічні гвинтові транспортери, які призначені для переміщення сипких середовищ, можуть обертаються із значними кутовими швидкостями (до 800 об/хв. і вище). Реально існуючі у середовищах окремі неоднорідні включення, несиметричність телескопічного гвинта та зовнішні збурення приводять в багатьох випадках до його коливань, а відтак до значних динамічних навантажень у шнеку [31, 402]. Їх величина зростає у так званих резонансних випадках. До того, гвинт транспортера здійснює, як правило, складні коливання: поєднання згинальних та крутильних. Дослідження таких складних процесів навіть за умови, що гвинт конвеєра можна вважати одновимірним пружним тілом, є складною задачею. Одночасно, як показують результати досліджень, в окремих випадках навіть без переміщення середовища та дії зовнішніх періодичних збурень інтенсивність згинальних коливань значно зростає [402]. Вказане можна пояснити хіба що взаємодією одних форм коливань із іншими. Тому саме дослідження вказаних динамічних явищ у системі «телескопічний гвинт - сипке середовище» в робочому режимі телескопічного гвинтового транспортера, тобто під час переміщення сипких вантажів, є предметом розгляду даного розділу. Описання цих процесів дає можливість наперед вибрати такі режим роботи транспортера, унеможливають або мінімізують вказані негативні явища, збільшують ресурс експлуатації телескопічного гвинтового конвеєра [403].

3.1 Динаміка системи «секційний шнек – сипке середовище»

У працях [419, 420] проведено дослідження впливу руху суцільного потоку сипкого чи в'язкого середовища на поздовжні чи згинальні коливання пружних тіл. Відповідно можна стверджувати, що навіть стала швидкість переміщення в'язкого чи сипкого середовища змінює основні динамічні характеристики одноформних

(згинальних чи поздовжніх) коливань. Величина дії середовища значно зростає із зростанням відносної кількості його руху. Що стосується системи телескопічний гвинт – сипке середовище, то:

- по-перше, телескопічний гвинт обертається із значною кутовою швидкістю, а значить навіть незначні його поперечні деформації у якийсь момент часу (природа виникнення яких може бути різною) призводять до виникнення значних напружень;

- по-друге, відносне переміщення сипкого середовища вздовж гвинта надає його математичній моделі згинальних коливань якісно нового вигляду – появи у ній мішаної похідної лінійної і часової змінних. Саме за допомогою вказаного доданку частково враховується вплив відносно гвинта сипкого середовища;

- по-третє, робочий телескопічний гвинт є пружним тілом, яке до того обертається, тому за рахунок часткового підclinювання, неоднорідності середовища та інших причин він додатково здійснює ще крутильні коливання.

Щодо амплітуди крутильних коливань, то як показують результати досліджень [402], для більшості випадків максимальні відносні лінійні переміщення зовнішніх точок гвинта, що зумовлені крутильними коливаннями, є набагато меншими за лінійні переміщення, які зумовлені його згинальними коливаннями. Вказане вище може служити підставою для деякого спрощення математичної моделі динаміки системи гвинт – сипке середовище. Його суть полягає у наступному: у математичній моделі згинальних коливань досліджуваної системи приймається, що крутильні коливання спричиняють малої величини періодичну дію на згинальні. Основні параметрів цієї дії (в першу чергу частота) можуть бути визначена на базі основних характеристик гвинта: його погонної маси, моменту інерції, пружних характеристик матеріалу [28] чи шляхом часткової обробки експериментальних даних [418].

3.1.1 Математична модель динаміки системи «секційний шнек – сипке середовище»

Відомо [452], що математичною моделлю згинальних коливань пружного тіла, яке обертається вздовж нерухомої осі із сталою кутовою швидкістю Ω за

умови, що вздовж нього рухається зі сталою відносною лінійною швидкістю V суцільний потік однорідного середовища нульової жорсткості, служить система диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned}
 & (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2\rho_2 V \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial z} - 2(\rho_1 + \rho_2) \Omega \frac{\partial w}{\partial t} + \rho_2 V^2 \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \\
 & - 2(\rho_1 + \rho_2) I \Omega \frac{\partial^3 w}{\partial t \partial x^2} + EI \frac{\partial^4 u}{\partial z^4} - (\rho_1 + \rho_2) \Omega^2 u = \varepsilon f \left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial w}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial z}, \frac{\partial w}{\partial z}, \dots, \frac{\partial^3 u}{\partial z^3}, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right), \\
 & (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2\rho_2 V \frac{\partial^2 w}{\partial t \partial z} + 2(\rho_1 + \rho_2) \Omega \frac{\partial u}{\partial t} + \rho_2 V^2 \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \\
 & + 2(\rho_1 + \rho_2) I \Omega \frac{\partial^3 u}{\partial t \partial x^2} + EI \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} - (\rho_1 + \rho_2) \Omega^2 w = \varepsilon g \left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial w}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial z}, \frac{\partial w}{\partial z}, \dots, \frac{\partial^3 u}{\partial z^3}, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right).
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

У (3.1) $u(t, z), w(t, z)$ - проекції вектора переміщення точки центральної осі з координатою z телескопічного гвинта в довільний момент часу t у проекціях на осі нерухомої системи координат $OXYZ$. Вісь OZ вказаної системи відліку співпадає із недеформованим прямолінійним положенням гвинта шнеку, Ω - кутова швидкість обертання гвинта навколо вказаної осі, ρ_1, ρ_2 - відповідно маса одиниці довжини тіла та рухомого середовища, EI - його жорсткість на згин гвинта, $f \left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial w}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial z}, \frac{\partial w}{\partial z}, \dots, \frac{\partial^3 u}{\partial z^3}, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right)$ та $g \left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial w}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial z}, \frac{\partial w}{\partial z}, \dots, \frac{\partial^3 u}{\partial z^3}, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right)$ - 2π - періодичні за $\gamma = \nu t + \gamma_0$ функції, які описують нелінійні складові відновлювальної сили, сили опору та інші сили, максимальне значення котрих є значно меншим від значення відновлюючої сили, на що вказує малий параметр ε . Для спрощення вважатимемо, що вказані функції є многочленами за сукупністю змінних, а з фізичного їх змісту випливає, що вони мають бути зв'язані співвідношенням $f \left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial w}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial z}, \frac{\partial w}{\partial z}, \dots, \frac{\partial^3 u}{\partial z^3}, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right) = g \left(w, u, \frac{\partial w}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial w}{\partial z}, \frac{\partial u}{\partial z}, \dots, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \frac{\partial^3 u}{\partial z^3}, \gamma \right)$.

Що стосується складних коливань гвинта (поєднання згинальних та крутильних), то за умови, що останні описуються відомою закономірністю $\mathcal{G}(z, t)$

(нижче вважається що крутильні відповідають найпростішим їх математичним моделям) система рівнянь (3.1) трансформується до вигляду [463]:

$$\begin{aligned}
 & (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2\rho_2 V \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial z} - 2(\rho_1 + \rho_2) \left(\Omega + \frac{\partial \mathcal{G}(z, t)}{\partial t} \right) \frac{\partial w}{\partial t} + \rho_2 V^2 \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \\
 & - 2(\rho_1 + \rho_2) I \left(\Omega + \frac{\partial \mathcal{G}(z, t)}{\partial t} \right) \frac{\partial^3 w}{\partial t \partial x^2} + EI \frac{\partial^4 u}{\partial z^4} - (\rho_1 + \rho_2) \left(\Omega + \frac{\partial \mathcal{G}(z, t)}{\partial t} \right)^2 u - (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 \mathcal{G}(z, t)}{\partial t^2} w = \mathcal{E}f_1 \left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \dots, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right), \\
 & (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2\rho_2 V \frac{\partial^2 w}{\partial t \partial z} + 2(\rho_1 + \rho_2) \left(\Omega + \frac{\partial \mathcal{G}(z, t)}{\partial t} \right) \frac{\partial u}{\partial t} + \rho_2 V^2 \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \\
 & + 2(\rho_1 + \rho_2) I \left(\Omega + \frac{\partial \mathcal{G}(z, t)}{\partial t} \right) \frac{\partial^3 u}{\partial t \partial x^2} + EI \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} - (\rho_1 + \rho_2) \left(\Omega + \frac{\partial \mathcal{G}(z, t)}{\partial t} \right)^2 w + \\
 & + (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 \mathcal{G}(z, t)}{\partial t^2} u = \mathcal{E}f_2 \left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \dots, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right),
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Останні два доданки у лівих частинах рівнянь (3.2) виражають дотичні складові сил інерції умовно виділеного елемента телескопічного гвинта і вони зумовлені нерівномірним деформованим його обертанням (відносними крутильними коливаннями).

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

$$\begin{aligned}
 u(t, z) \Big|_{z=0} = \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \Big|_{z=0} = 0, \quad w(t, z) \Big|_{z=0} = \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \Big|_{z=0} = 0, \\
 u(t, z) \Big|_{z=l(\tau)} = \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \Big|_{z=l(\tau)} = 0, \quad w(t, z) \Big|_{z=l(\tau)} = \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \Big|_{z=l(\tau)} = 0.
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

і відповідають руху пружного гвинта у підшипниках віддалі між котрими $l(\tau)$. Саме таким способом враховується у математичній моделі змінна довжина гвинта, причому $l(\tau) = l_0 + \mathcal{E}k_1 t$, k_1 - стала. Задача полягає у описанні основних параметрів

згинальних коливань гвинта шнека за умови, що крутильні коливання описуються залежністю [44]:

$$\vartheta(x, t) = h \sin \frac{k\pi}{l(\tau)} z \cos \vartheta, \quad \vartheta = (\Theta t + \vartheta_0), \quad (3.4)$$

де a - їх амплітуда; $\Theta = \frac{k\pi}{l(\tau)} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}}$ - частота; ϑ_0 - початкова фаза; I_0 - погонний момент інерції відносно нейтральної осі пружного тіла разом із середовищем; J_0 - екваторіальний момент інерції пружного тіла; G - модуль зсуву.

3.1.2 Нерезонансні коливання системи «секційний шнек – сипке середовище»

При розв'язуванні поставленої задачі, як було наголошено вище, вважається, що сипке середовище, яке рухається вздовж гвинта, не змінює його жорсткості на згин та кручення, а крутильні коливання гвинта є малої амплітуди. Більше того, як буде показано нижче, найбільш важливим із практичної сторони є випадки зовнішнього та внутрішнього резонансів. Щодо резонансу зумовлених зовнішніми силовими чинниками, то вони можуть бути зумовлені періодичною дією у точках недосконалого закріплення або взаємодією телескопічного гвинта з кожухом та інше. Обмеження щодо амплітуди крутильних коливань розглядуваної динамічної системи «суцільний потік середовища - пружний гвинт» дозволяють для побудови розв'язку крайової задачі (3.2), (3.3) за умови (3.4) використати основні ідеї асимптотичних методів нелінійної механіки [44, 336]. Вони вимагають перш за все побудови розв'язку незбуреного аналогу рівнянь (3.2), тобто [492]:

$$\begin{aligned} (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 u_0}{\partial t^2} - 2(\rho_1 + \rho_2) \Omega \frac{\partial w_0}{\partial t} + \rho_2 V^2 \frac{\partial^2 u_0}{\partial z^2} - 2(\rho_1 + \rho_2) I \Omega \frac{\partial^3 w_0}{\partial t \partial x^2} + \\ + EI \frac{\partial^4 u_0}{\partial z^4} - (\rho_1 + \rho_2) \Omega^2 u_0 = 0, \\ (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 w_0}{\partial t^2} + 2(\rho_1 + \rho_2) \Omega \frac{\partial u_0}{\partial t} + \rho_2 V^2 \frac{\partial^2 w_0}{\partial z^2} + 2(\rho_1 + \rho_2) I \Omega \frac{\partial^3 u_0}{\partial t \partial x^2} + \\ + EI \frac{\partial^4 w_0}{\partial z^4} - (\rho_1 + \rho_2) \Omega^2 w_0 = 0, \end{aligned} \quad (3.5)$$

за крайових умов:

$$u_0(t, z)\Big|_{z=j} = \frac{\partial^2 u_0}{\partial z^2}\Big|_{z=0} = 0, \quad w_0(t, z)\Big|_{z=l} = \frac{\partial^2 w_0}{\partial z^2}\Big|_{z=l} = 0. \quad (3.6)$$

Їх можна трактувати як накладання прямої та відбитої хвиль, тобто:

$$\begin{aligned} u_0(t, z) &= a \cos(\kappa z + \omega t + \psi) + b \cos(\kappa z - \omega t - \phi), \\ w_0(t, z) &= c \sin(\kappa z + \omega t + \psi) + d \sin(\kappa z - \omega t - \phi), \end{aligned} \quad (3.7)$$

де a, b, c, d - амплітуди прямих та відбитих хвиль, κ та ω відповідно їх хвильове число та частота, φ, ψ - початкові фази.

Зауважимо, що більш просте представлення розв'язку для хвильових рівнянь у випадку, коли крайові умови не ставляться, розглядалось наприклад у [335]. Вказаному випадку відповідає так зване середовище безмежної довжини. У розглядуваному – гвинт скінченої довжини, до того ж, він може за допомогою спеціальних регулювальних пристроїв змінювати свою довжину. Якщо підставити вказані вище співвідношення у рівняння (3.5) після процедури зрівнювання коефіцієнтів при однакових модах хвиль отримуються дисперсійні співвідношення:

$$\begin{aligned} (\rho_1 + \rho_2)\omega^2 + 2\frac{c}{a}(\rho_1 + \rho_2)\Omega\omega + \kappa^2 - 2\frac{c}{a}(\rho_1 + \rho_2)I\Omega\kappa^2\omega - \\ - EI\kappa^4 + (\rho_1 + \rho_2)\Omega^2 = 0, \\ (\rho_1 + \rho_2)\omega^2 - 2\frac{d}{b}(\rho_1 + \rho_2)\Omega\omega + \rho_2 V^2 + 2\frac{d}{b}(\rho_1 + \rho_2)I\Omega\kappa^2\omega - \\ - EI\kappa^4 + (\rho_1 + \rho_2)\Omega^2 = 0. \end{aligned} \quad (3.8)$$

Базова система диференціальних незбурених рівнянь є лінійною автономною, консервативною, а отже динамічний процес, який відповідає їй у шнеку є ізохронним. Таким чином, амплітуди прямих і відбитих хвиль є

однаковими, тобто $|a|=|c|$ та $|d|=|b|$. До того ж залежності (3.7) повинні задовольняти крайові умови (3.6). Вони повинні виконуватись для довільного моменту часу. Наведене буде мати місце, якщо $\varphi = \psi$, $\kappa_k = \frac{k\pi}{l}$, $|a|=|d|$. Отже, одночастотні розв'язки незбурених рівнянь трансформуються до вигляду:

$$\begin{aligned} u_{0k}(t, z) &= a_k \left(\cos(\kappa_k z + \omega_k t + \phi_k) - \cos(\kappa_k z - \omega_k t - \phi_k) \right), \\ w_{0k}(t, z) &= a_k \left(\sin(\kappa_k z + \omega_k t + \phi_k) + \sin(\kappa_k z - \omega_k t - \phi_k) \right). \end{aligned} \quad (3.9)$$

Цим одночастотним розв'язкам відповідає дисперсійне співвідношення:

$$\begin{aligned} (\rho_1 + \rho_2)\omega_k^2 + 2(\rho_1 + \rho_2)\Omega\omega_k + \rho_2 V^2 \kappa_k^2 - 2(\rho_1 + \rho_2)I\Omega\kappa_k^2\omega_k - \\ - EI\kappa_k^4 + (\rho_1 + \rho_2)\Omega^2 = 0. \end{aligned} \quad (3.10)$$

Воно визначає власну частоту згинальних коливань тіла, як функцію кутової та лінійної швидкості руху середовища вздовж пружного тіла у вигляді:

$$\omega_k = \Omega(I\kappa_k - 1) \pm \kappa_k \sqrt{\Omega^2 I(\kappa_k^2 I - 2) - \frac{\rho_2 V^2 - EI\kappa_k^2}{\rho_1 + \rho_2}}. \quad (3.11)$$

Одночасно отримане співвідношення служать базою для розв'язання більш складної задачі – визначення впливу нелінійних сил на динамічний процес, а також всієї множини зовнішніх і внутрішніх чинників на згинальні коливання шнеку. Серед аналітичних методів дослідження квазілінійних коливальних систем із зосередженими масами найбільш зручними стосовно практичного їх використання є поєднання методу Бубнова – Гальоркіна [28] і Ван-дер-Поля [41] та КБМ [44, 335]. Нижче для розв'язання поставленої задачі буде поширено основну ідею перших методів на базову систему рівнянь (3.2) за крайових умов (3.3). Відповідно до основної ідеї цього методу та принципу одночастотності коливань у нелінійних системах, за розв'язок збуреної (нелінійної) крайової задачі (3.2), (3.3) у формі близькій до “ k ” – і форми динамічної рівноваги приймаємо співвідношення (3.9) з

тією лише різницею, що для збуреного випадку параметри a_k та φ_k будуть функціями часу, тобто:

$$\begin{aligned} u(t, z) &= a(t)(\cos(\kappa z + \omega t + \psi(t)) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi(t))), \\ w(t, z) &= a(t)(\sin(\kappa z + \omega t + \psi(t)) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi(t))). \end{aligned} \quad (3.12)$$

Це рівнозначно тому, форма зігнутої його осі у проекціях на рухомі осі близька до синусоїдальної. Приймаючи до уваги наведене, для випадку складних нелінійних коливань шнека, точніше кажучи для згинальної їх складової маємо у першому наближенні:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u(t, z)}{\partial t} &= -a(\omega + \frac{d\phi}{dt})(\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)) + \\ &\quad + \frac{da}{dt}(\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)), \\ \frac{\partial w(t, z)}{\partial t} &= a(\omega + \frac{d\phi}{dt})(\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)) + \\ &\quad + \frac{da}{dt}(\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)). \end{aligned} \quad (3.13)$$

Тут і нижче індекс k вказує на форму динамічної рівноваги, а отже його не враховують. Приймаючи до уваги, що для незбурених рівнянь маємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u(t, z)}{\partial t} &= -a\omega(\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)), \\ \frac{\partial w(t, z)}{\partial t} &= a\omega(\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)), \end{aligned} \quad (3.14)$$

відповідно до основної ідеї методу Ван-дер-Поля отримуємо залежності, які зв'язують похідні шуканих функцій:

$$\begin{aligned} -a \frac{d\phi}{dt}(\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)) + \frac{da}{dt}(\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)) &= 0, \\ a \frac{d\phi}{dt}(\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)) + \frac{da}{dt}(\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)) &= 0. \end{aligned}$$

Наступним диференціюванням залежностей (3.14) із урахуванням наведеного маємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u(t, z)}{\partial t^2} &= -\frac{da}{dt} \omega (\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)) + \\ &+ a\omega \left(\frac{d\phi}{dt} + \omega \right) (\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)), \\ \frac{\partial^2 w(t, z)}{\partial t^2} &= \frac{da}{dt} \omega (\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)) - \\ &- a\omega \left(\frac{d\phi}{dt} + \omega \right) (\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)). \end{aligned} \quad (3.15)$$

Якщо підставити отримані вище залежності у базову систему диференціальних рівнянь (3.2) із урахуванням (3.4), отримаємо:

$$\begin{aligned} -\frac{da}{dt} \omega (\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)) + a\omega \frac{d\phi}{dt} (\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \\ - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)) = \varepsilon \tilde{f}(a, x, \psi, \vartheta), \\ -a \frac{d\phi}{dt} (\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)) + \frac{da}{dt} (\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)) = 0; \\ \frac{da}{dt} \omega (\cos(\kappa z + \omega t + \phi) - \cos(\kappa z - \omega t - \phi)) - a\omega \frac{d\phi}{dt} (\sin(\kappa z + \omega t + \phi) + \\ + \sin(\kappa z - \omega t - \phi)) = \varepsilon \tilde{g}(a, z, \psi, \gamma, \vartheta), \end{aligned} \quad (3.16)$$

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

$$\begin{aligned} f_1 \left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \dots, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right) + 2(\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t} \frac{\partial w}{\partial t} + 2(\rho_1 + \rho_2) I \frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t} \frac{\partial^3 w}{\partial t \partial x^2} + 2(\rho_1 + \rho_2) \Omega \frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t} u + (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 \vartheta(z, t)}{\partial t^2} w; \\ f_2 \left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \dots, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right) - 2(\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t} \frac{\partial u}{\partial t} - 2(\rho_1 + \rho_2) I \frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t} \frac{\partial^3 u}{\partial t \partial x^2} - 2(\rho_1 + \rho_2) \Omega \frac{\partial \vartheta(z, t)}{\partial t} w + (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 \vartheta(z, t)}{\partial t^2} u. \end{aligned} \quad (3.17)$$

за умов, що у них функції $u(t, z)$, $w(t, z)$, $\vartheta(t, z)$ описані співвідношеннями (3.4) і (3.14). Якщо праві частини базової систем диференціальних рівнянь задовольняють вказаним вище умова, то справджуються співвідношення:

$$\begin{aligned}
& \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \psi, \gamma, \mathcal{G})(\sin(\kappa z + \psi) + \sin(\kappa z - \psi, \gamma, \mathcal{G})) dz d\psi = \\
& = \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{g}(a, z, \psi, \gamma, \mathcal{G})(\cos(\kappa z + \psi) - \cos(\kappa z - \psi)) dz d\psi, \\
& \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \psi, \gamma, \mathcal{G})(\cos(\kappa z + \psi, \gamma, \mathcal{G}) - \cos(\kappa z - \psi, \gamma, \mathcal{G})) dz d\psi = \\
& = \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{g}(a, z, \psi, \gamma, \mathcal{G})(\sin(\kappa z + \psi) + \sin(\kappa z - \psi)) dz d\psi.
\end{aligned} \tag{3.18}$$

Одночасно наведене вище та система диференціальних рівнянь (3.17) разом із умовами, які випливають із основної ідеї методу Ван-дер-Поля, дозволяють отримати співвідношення, які визначають закономірності зміни амплітуди та частоти хвильового процесу:

$$\begin{aligned}
\frac{da}{dt} &= -\frac{1}{2\pi\omega l(\rho_1 + \rho_2)} \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \psi, \gamma, \mathcal{G})(\cos(\kappa z + \psi) - \cos(\kappa z - \psi)) d\psi dz, \\
\frac{d\theta}{dt} &= \omega + \frac{1}{2a\pi\omega l(\rho_1 + \rho_2)} \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \psi, \gamma, \mathcal{G})(\sin(\kappa z + \psi) + \sin(\kappa z - \psi)) d\psi dz.
\end{aligned} \tag{3.19}$$

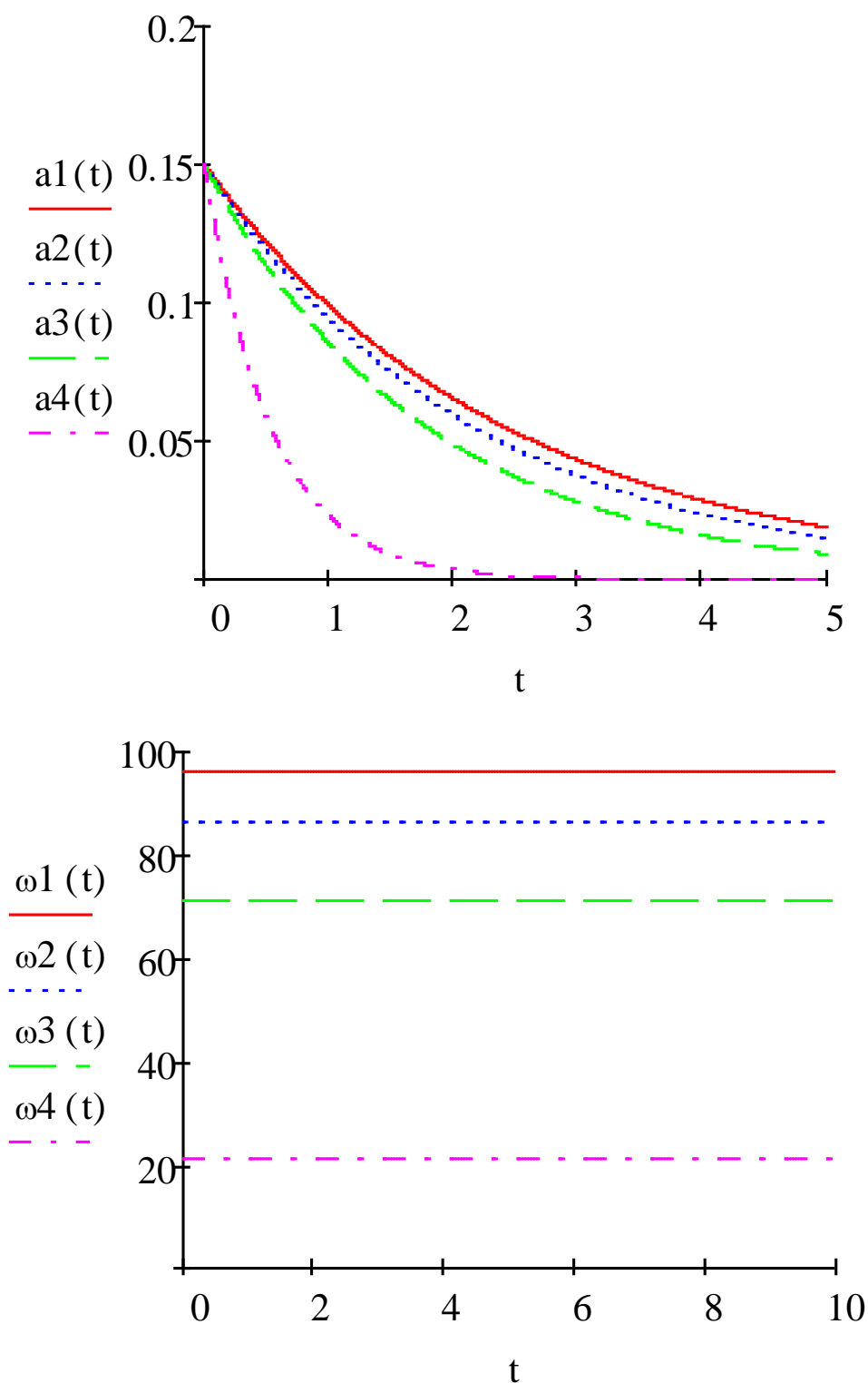
У системі диференціальних рівнянь (3.19) підінтегральні функції і праві їх частини є періодичними за аргументами $\psi, \gamma, \mathcal{G}$. Це означає, що в шнеку можуть мати місце нерезонансні та резонансні коливання. Що стосується перших, то вони мають за умов $\omega \neq \nu$ та $\omega \neq \Theta$ чи співвідношень за яких між власною частотою ω та частотою зовнішнього збурення ν чи частотою крутильних коливань Θ не існує раціонального зв'язку. Для першого наближення нерезонансних коливань амплітуда та частота згинальних коливань телескопічного шнеку описується залежностями:

$$\begin{aligned}
\frac{da}{dt} &= \frac{-\varepsilon}{8\omega\pi^2 l} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \psi, \gamma, \mathcal{G}) \sin \frac{\pi}{l} z \cos \psi dz d\psi d\gamma d\mathcal{G}; \\
\frac{d\psi_1}{dt} &= \omega - \frac{\varepsilon}{8\omega\pi^2 a l} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \psi, \gamma, \mathcal{G}) \sin \frac{\pi}{l} z \sin \psi dz d\psi d\gamma d\mathcal{G}.
\end{aligned} \tag{3.20}$$

Таким чином, із 2π - періодичності за фазою вимушених коливань та фазою крутильних коливань гвинта шнека підінтегральних функцій впливає, що у першому наближенні для нерезонансних коливань розглядуваної системи основні параметри згинальних коливань системи «суцільний потік сипкого середовища – гвинт» не залежать від малих крутильних його коливань та зовнішнього періодичного збурення. Проте амплітуда вказаних коливань залежить не лише від пружних характеристик матеріалу шнека (впливають на власну частоту), в'язко-пружних сил тертя, способу закріплення, але й і від кутової швидкості його обертання. Нижче для різних кутових швидкостей обертання шнека представлено зміну в часі амплітуди затухаючих коливань за умови, що пружні властивості матеріалу гвита шнека задовольняють нелінійній технічній закономірності пружності, а сила в'язкого тертя пропорційна швидкості у степені s руху точок. Диференціальні рівняння (3.20) в такому разі трансформуються до вигляду:

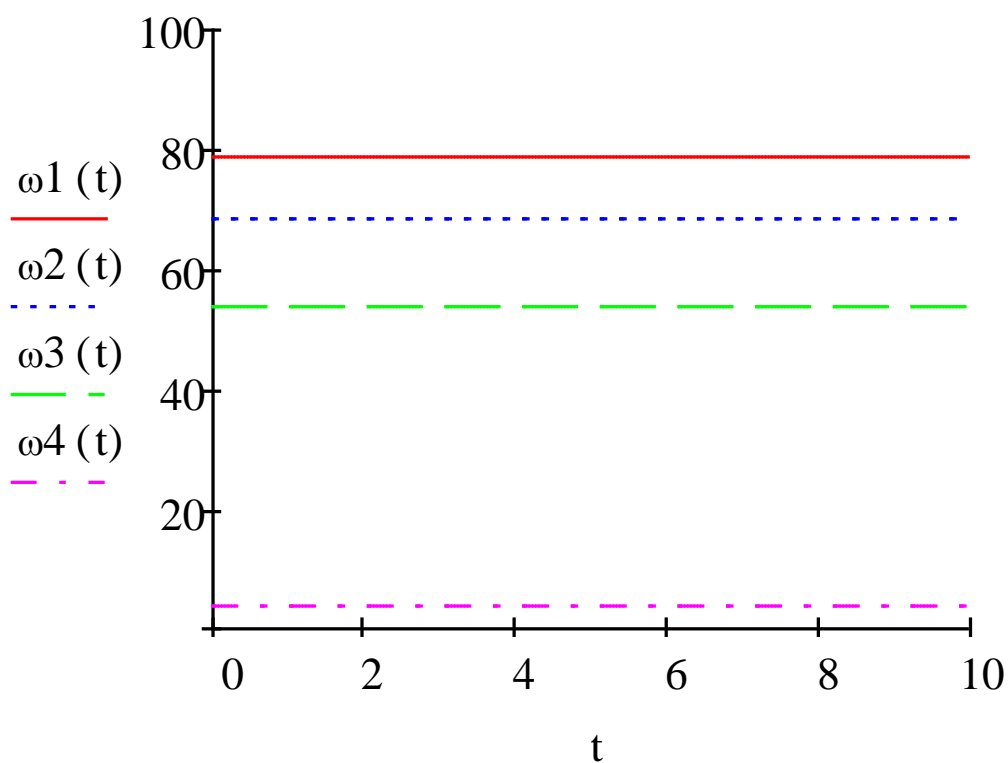
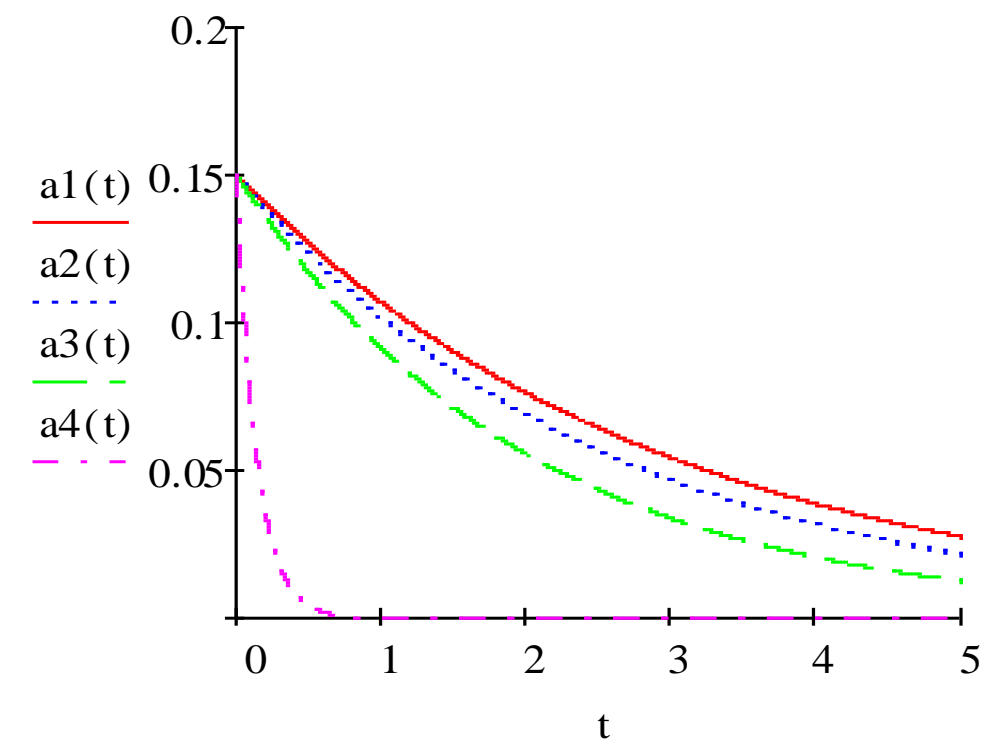
$$\frac{da}{dt} = -\frac{k_1(\omega)^{s-1}}{(\rho_1 + \rho_2)\pi} a^s; \quad \frac{d\psi}{dt} = \omega - \frac{\bar{k}_1 EI}{(\rho_1 + \rho_2)} a^2 - \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{\rho_2}{8\omega(\rho_1 + \rho_2)} V^2. \quad (3.21)$$

На рисунках 3.1 – 3.2 для різних значень параметрів системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» представлено зміну в часі амплітуди та частоти затухаючих коливань гвинта.



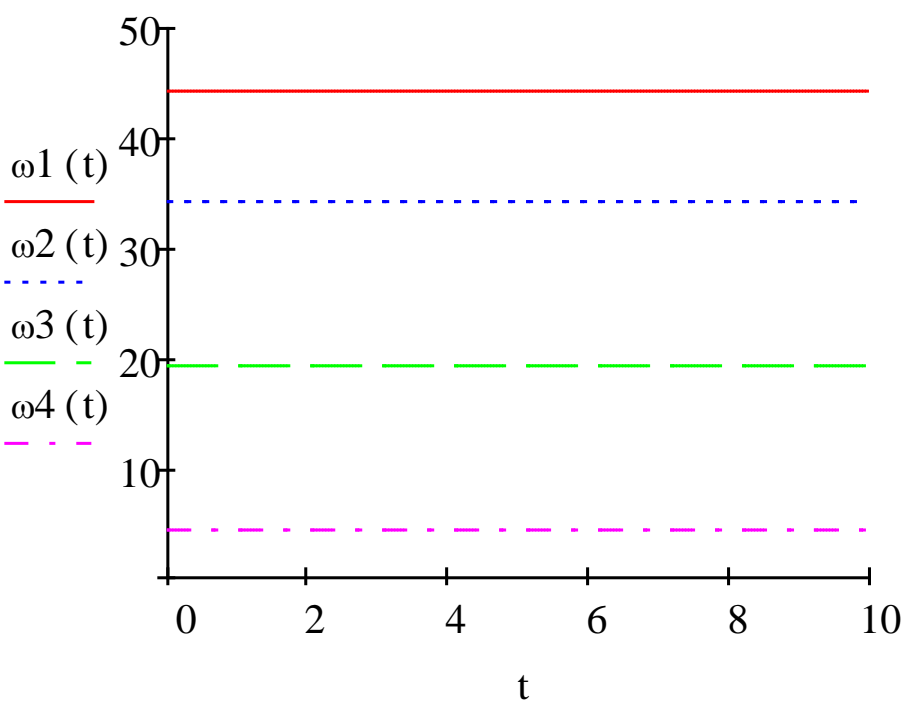
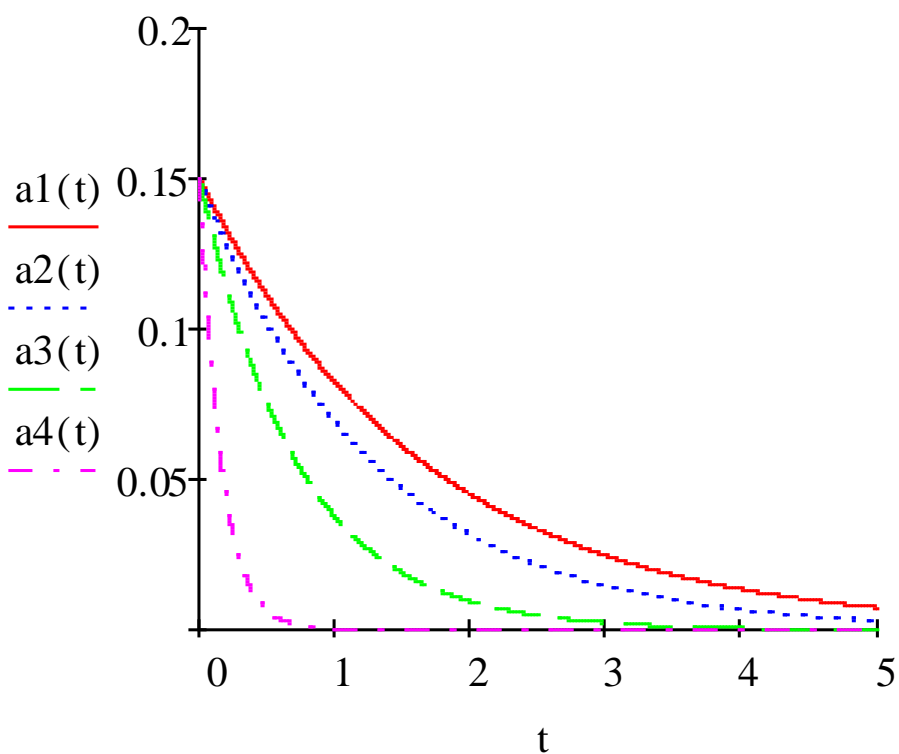
a) — $\Omega_1 = 0c^{-1}$; $\Omega = 10c^{-1}$; - - - - - $\Omega = 25c^{-1}$; - · - · - $\Omega = 75c^{-1}$

Рисунок 3.1 – Закономірності зміни амплітуди затухаючих коливань та власної частоти телескопічного гвинта без середовища ($\rho_2 = 0$ кг/м) за різних кутових швидкостей його обертання при $I = 6 \cdot 10^{-6}$ кг \cdot м 2 ; $E = 2,06 \cdot 10^{11}$ Н/м 2 : а – $l = 6$ м, $\rho_1 = 10$ кг/м; б – $l = 6$ м, $\rho_1 = 15$ кг/м; в – $l = 8$ м, $\rho_1 = 15$ кг/м



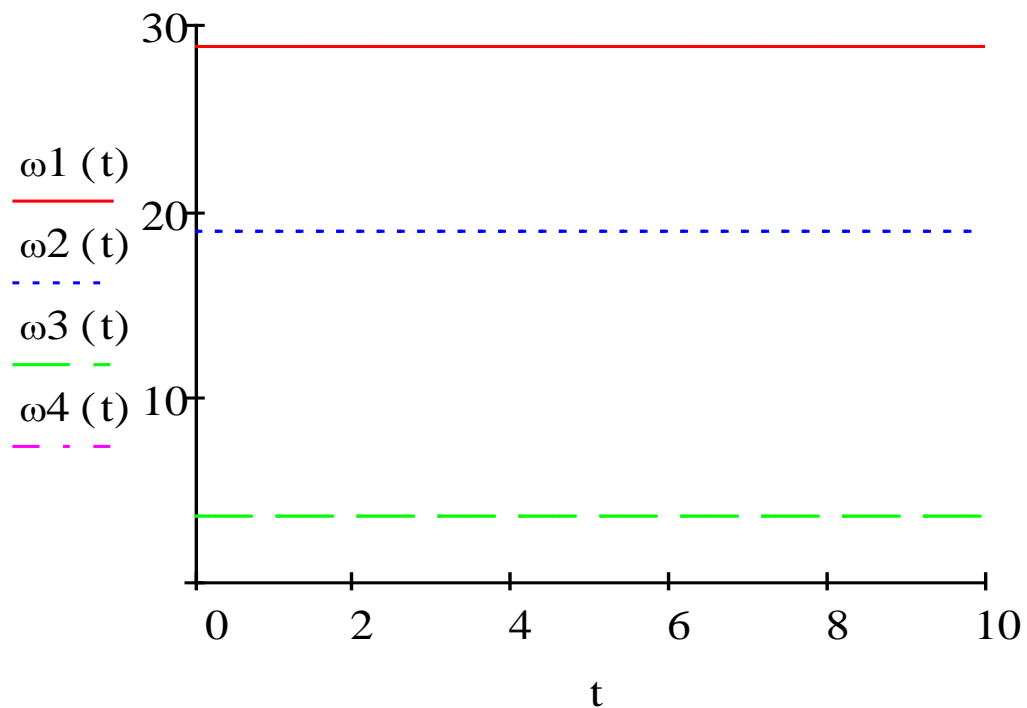
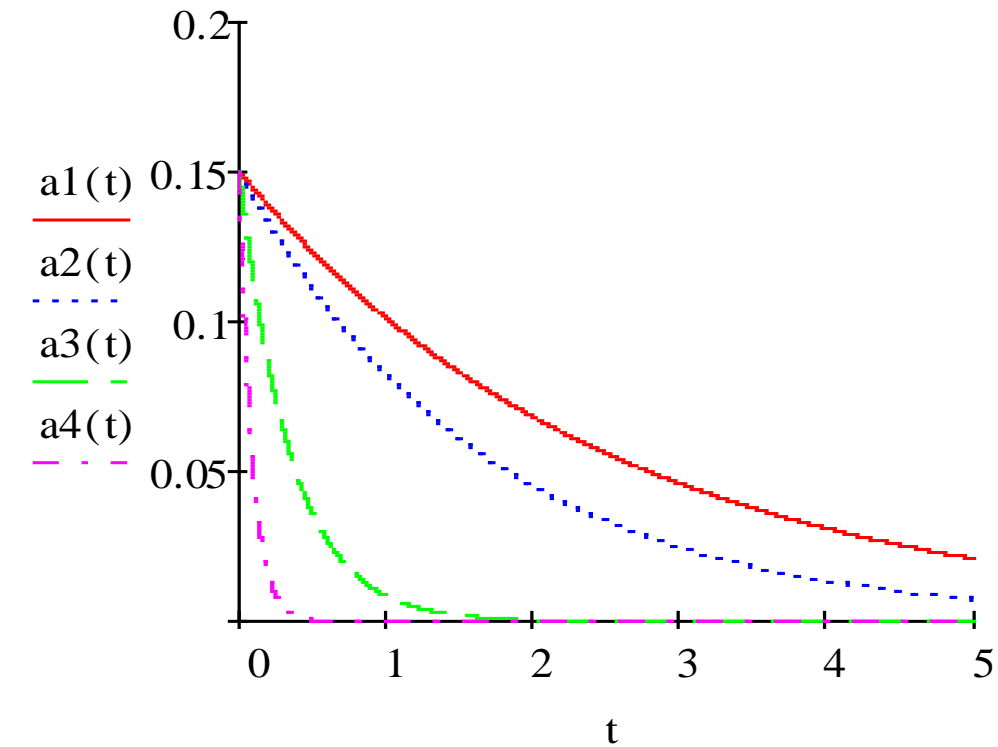
б) — $\Omega_1 = 0c^{-1}$; $\Omega = 10c^{-1}$; - - - - $\Omega = 25c^{-1}$; - · - · - $\Omega = 75c^{-1}$

Продовження рисунка 3.1



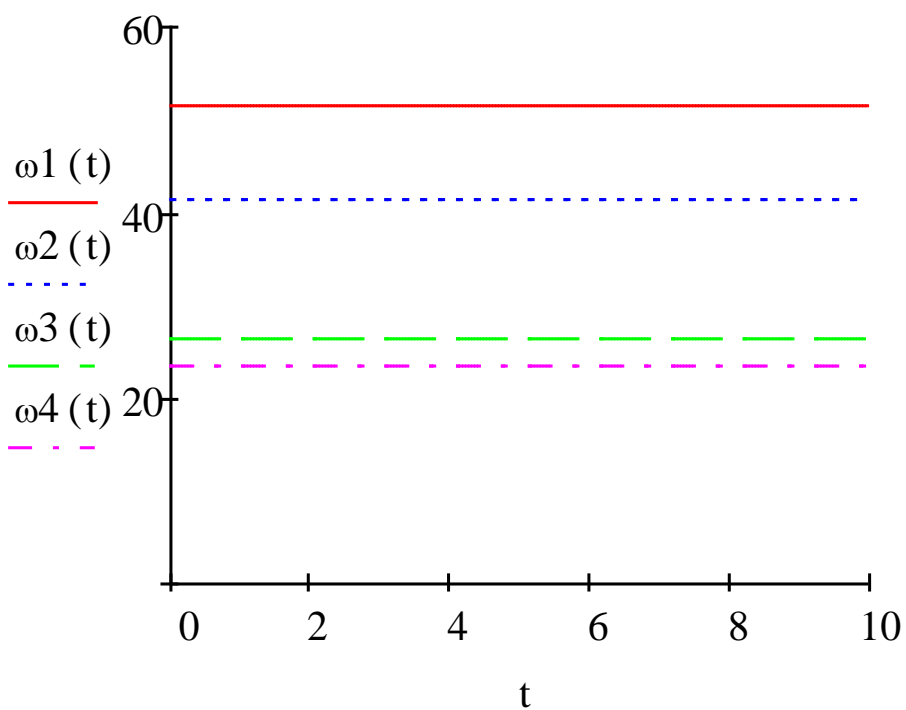
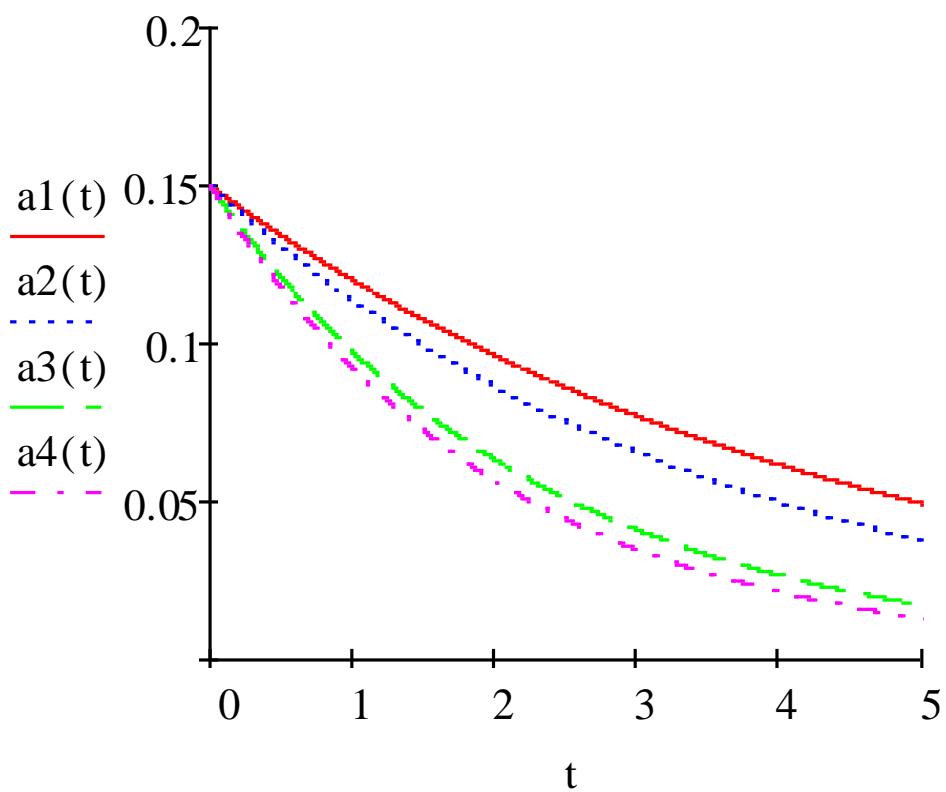
в) — $\Omega_1 = 0c^{-1}$; $\Omega = 10c^{-1}$; - - - - $\Omega = 25c^{-1}$; - · - · - $\Omega = 40c^{-1}$

Закінчення рисунка 3.1



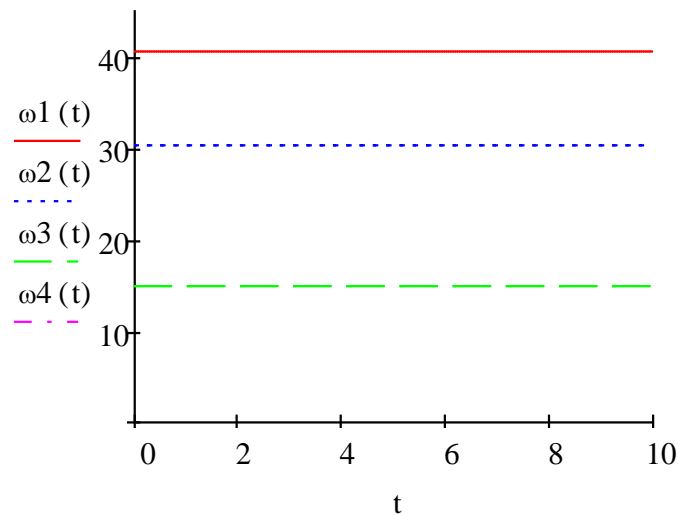
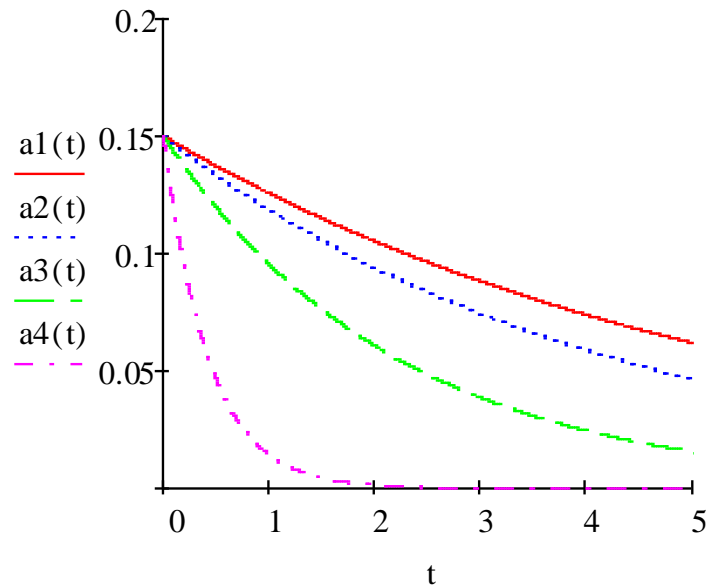
a) — $\Omega_1 = 0c^{-1}$; $\Omega = 10c^{-1}$; ----- $\Omega = 25c^{-1}$; -.-.-.- $\Omega = 28c^{-1}$

Рисунок 3.2 – Закономірності зміни амплітуди затухаючих коливань та власної частоти телескопічного гвинта за різних кутових швидкостей його обертання та різних кількостей відносного руху середовища при $\rho_1 = 15 \text{ кг/м}$; $I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2$; $V = 5 \text{ м/с}$; $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$: а – $\rho_2 = 20 \text{ кг/м}$, $l = 8 \text{ м}$; б – $\rho_2 = 20 \text{ кг/м}$, $l = 6 \text{ м}$; в – $\rho_2 = 40 \text{ кг/м}$, $l = 6 \text{ м}$



б) — $\Omega_1 = 0c^{-1}$; $\Omega = 10c^{-1}$; - - - - $\Omega = 25c^{-1}$; - · - · - $\Omega = 28c^{-1}$

Продовження рисунка 3.2



в) — $\Omega_1 = 0c^{-1}$; $\Omega = 10c^{-1}$; - - - - - $\Omega = 25c^{-1}$; - · - · - $\Omega = 38c^{-1}$

Закінчення рисунка 3.2

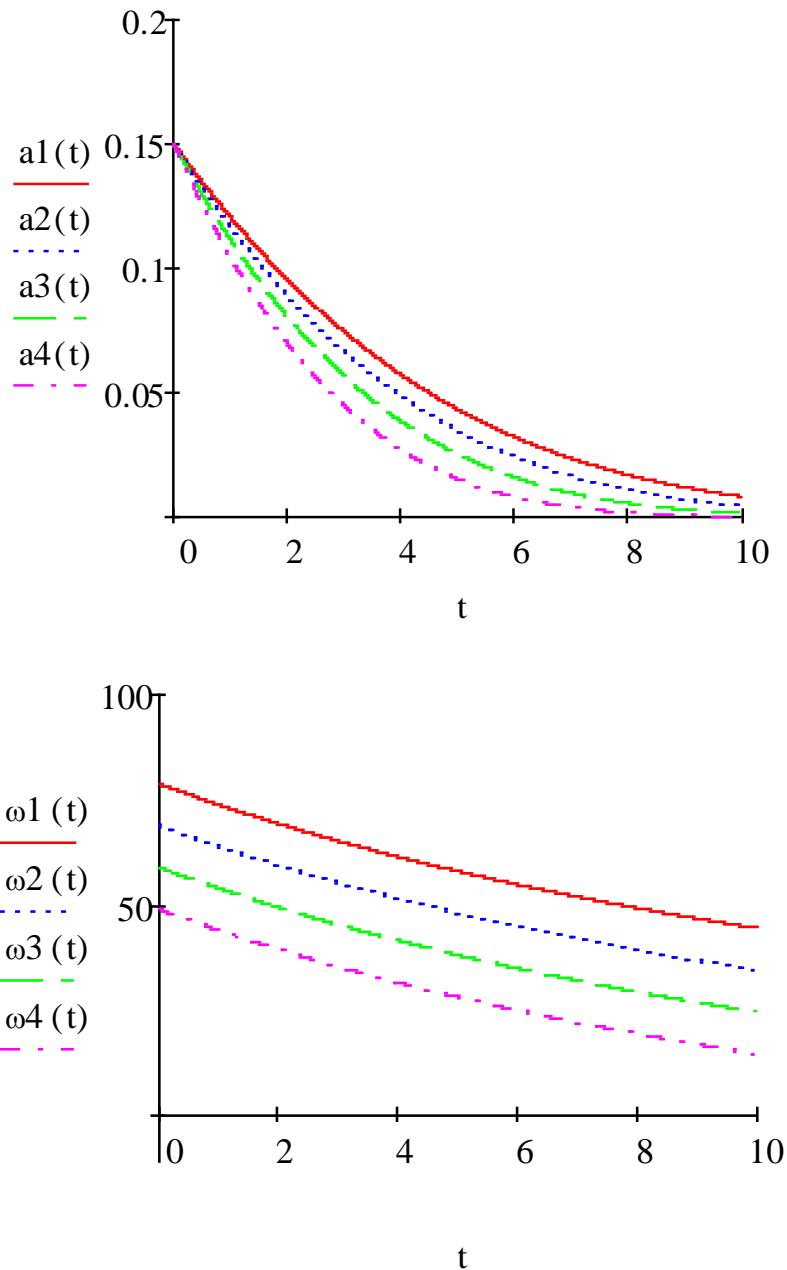
З рисунків 3.1 - 3.2 видно, що зрив коливань проходить при $\Omega = 100$ (рис. 3.1 (а)), $\Omega = 80$ (рис. 3.1 (б)) і $\Omega = 45$ (рис. 3.1 (в)); $\Omega = 30$ (рис. 3.2 (а)), $\Omega = 55$ (рис. 3.2 (б)) і $\Omega = 40$ (рис. 3.2 (в)).

Як і слід було чекати, за певних значень кутових швидкостей обертання гвинта шнека проходить зрив його поперечних коливань:

- для більших величин погонної маси гвинта чи середовища зрив коливань проходить за менших кутових швидкостей;

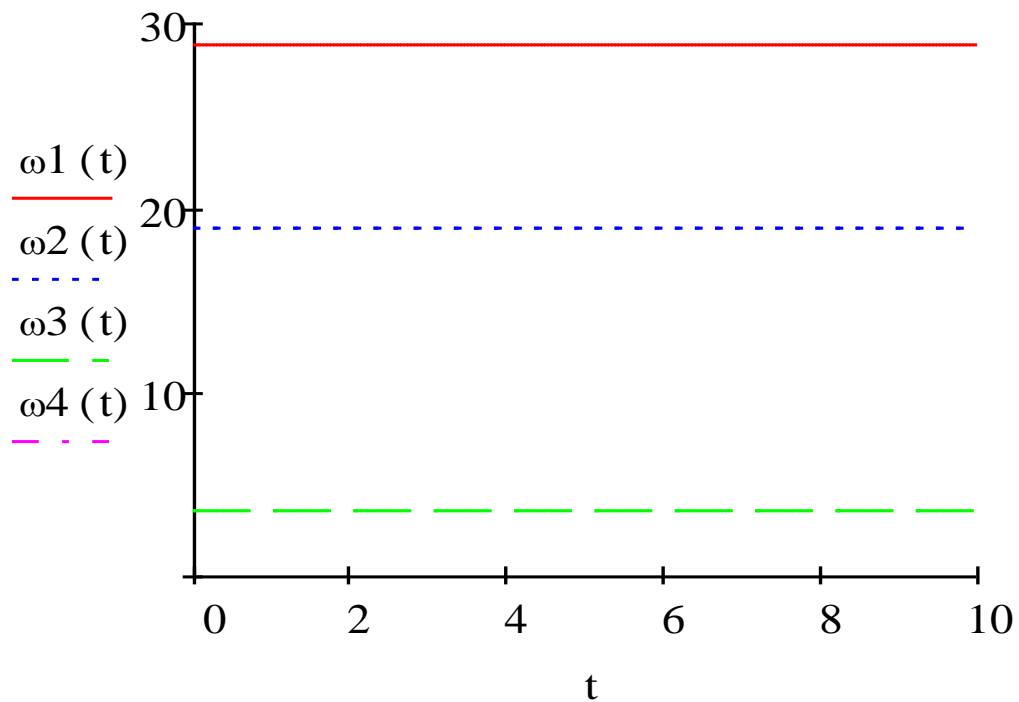
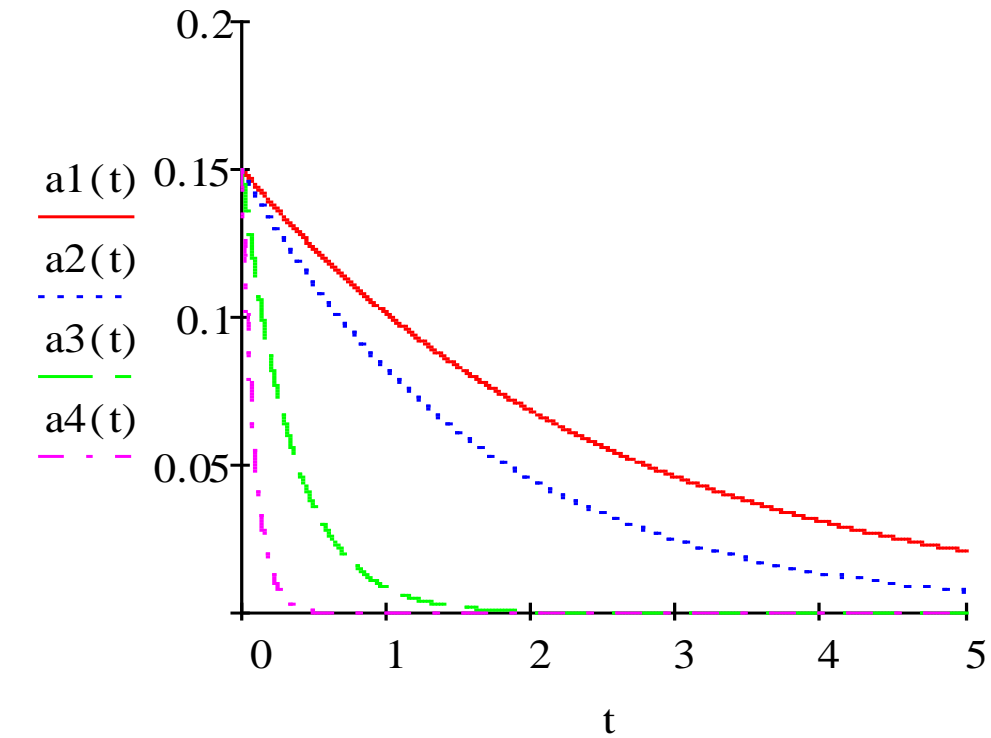
- для гвинтів шнеків більших довжин зрив коливань проходить за менших кутових швидкостей обертання.

Одночасно отримані результати із достатнім ступенем точності відображають і динамічні процеси у гвинті за умови повільно змінної його довжини. Залежності (3.21) будуть описувати закономірності зміни амплітуди чи власної частоти за повільно змінної довжини телескопічного гвинта. Нижче на рис. 3.3 приведено закономірності зміни цих параметрів для телескопічного гвинта без сипкого середовища, а на рисунку 3.4 із сипким середовищем.



———— $\Omega_1 = 0 \text{ c}^{-1}$; $\Omega = 10 \text{ c}^{-1}$; - - - - - $\Omega = 25 \text{ c}^{-1}$; - · - · - $\Omega = 30 \text{ c}^{-1}$

Рисунок 3.3 – Закономірності зміни амплітудно-частотної характеристики телескопічного гвинта за повільно змінної його довжини при: $\rho_1 = 15 \text{ кг/м}$; $\rho_2 = 0 \text{ кг/м}$; $I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2$; $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $V = 5 \text{ м/с}$; $l = 6 + 0.2t$

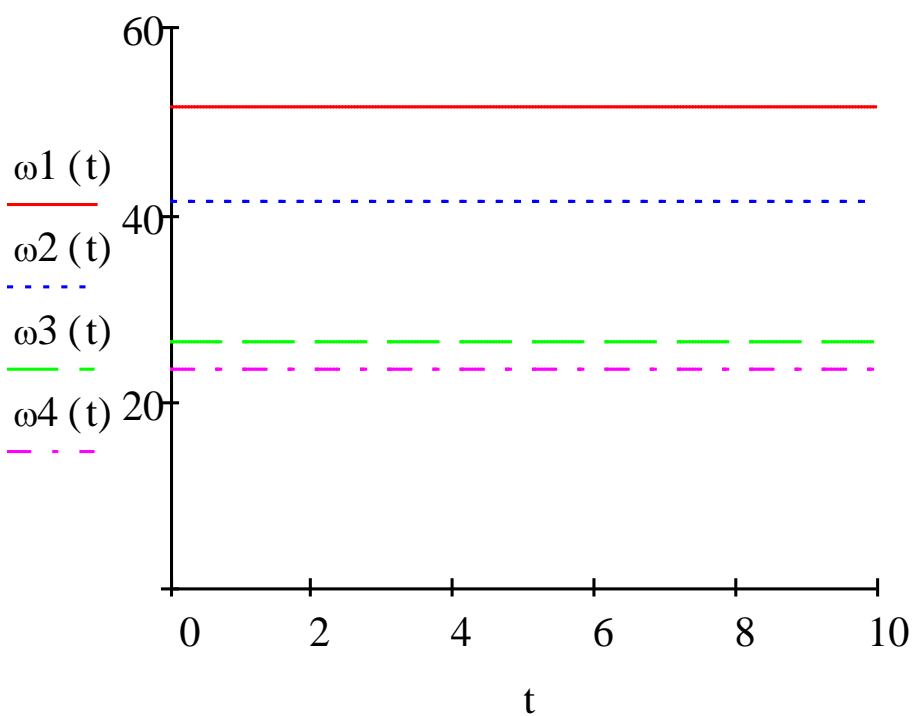
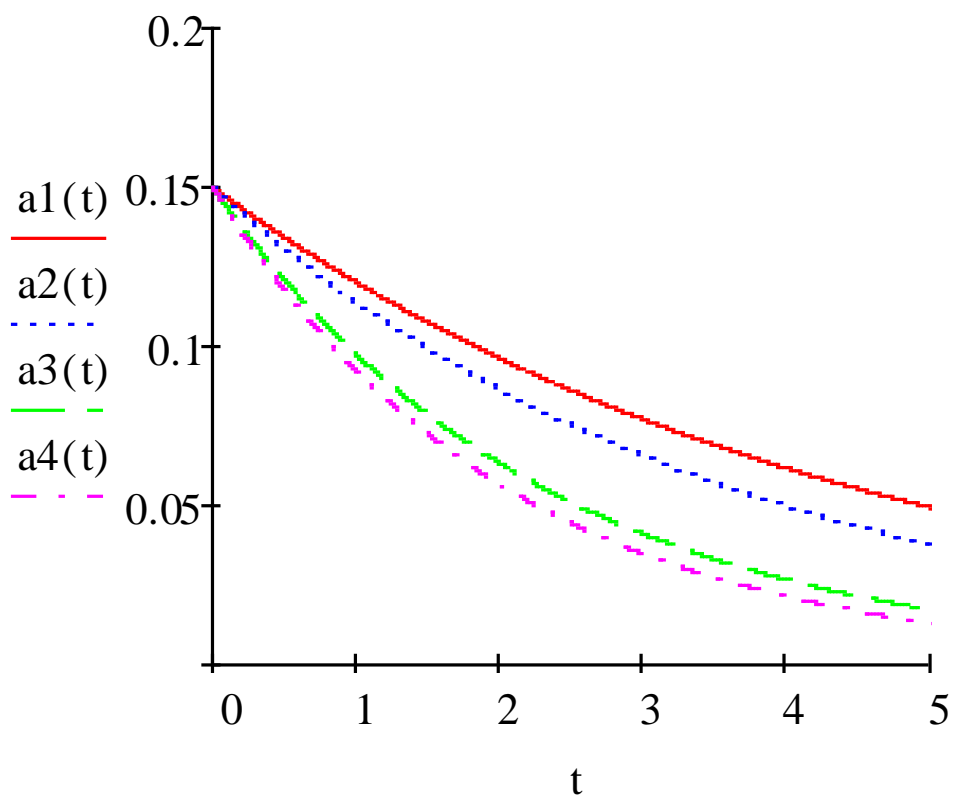


a) — $\Omega_1 = 0c^{-1}$; $\Omega = 10c^{-1}$; - - - - - $\Omega = 20c^{-1}$; - · - · - $\Omega = 30c^{-1}$

Рисунок 3.4 – Закономірності зміни амплітудно-частотної характеристики системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» за різних кількостей руху останнього та змінної довжини гвинта при $\rho_1 = 15 \text{ кг/м}$; $l = 6 + 0.2t$; $V = 5 \text{ м/с}$;

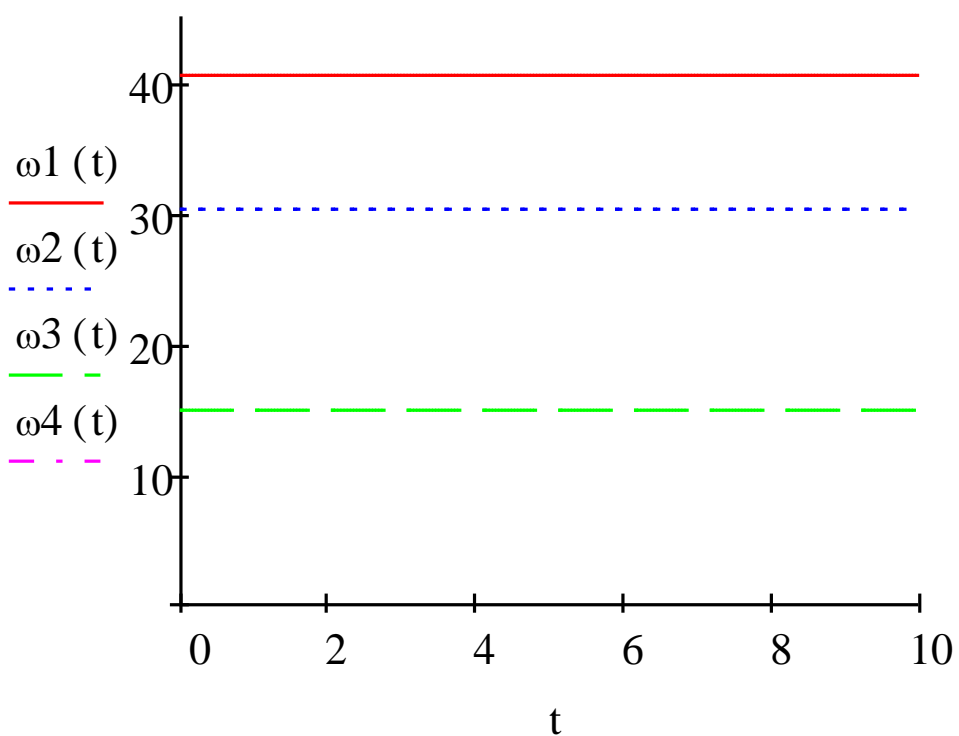
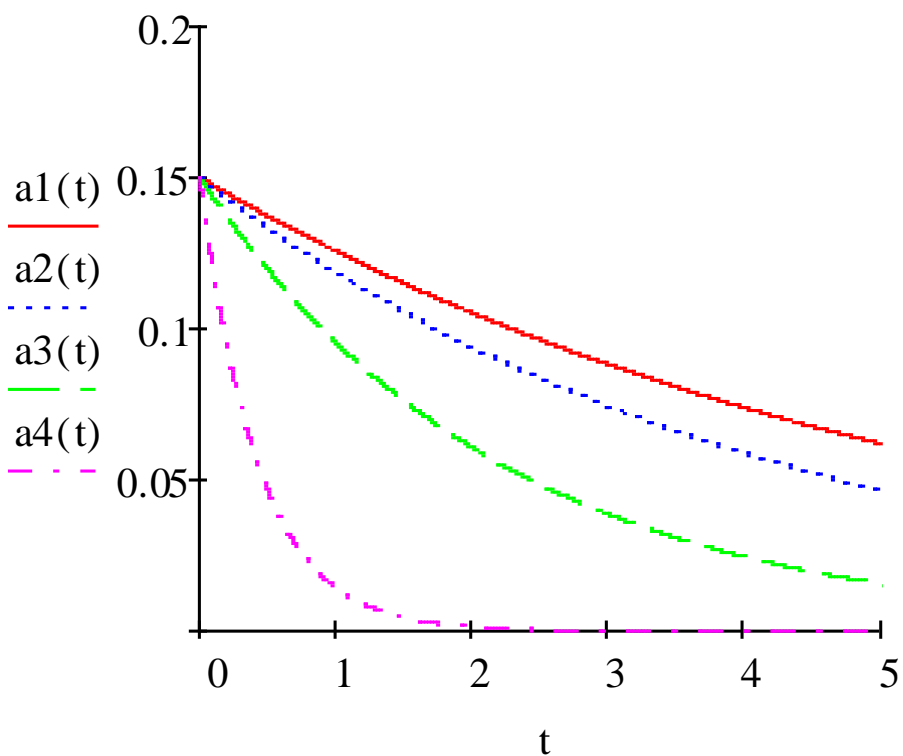
$I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2$; $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$: а – $\rho_2 = 10 \text{ кг/м}$; б – $\rho_2 = 20 \text{ кг/м}$;

в – $\rho_2 = 30 \text{ кг/м}$



б) — $\Omega_1 = 0c^{-1}$; $\Omega = 10c^{-1}$; - - - - - $\Omega = 20c^{-1}$; - · - · - $\Omega = 30c^{-1}$

Продовження рисунка 3.4



в) — $\Omega_1 = 0c^{-1}$; $\Omega = 10c^{-1}$; - - - - $\Omega = 20c^{-1}$; - · - · - $\Omega = 30c^{-1}$

Закінчення рисунка 3.4

Представлені графічні залежності показують що із видовженням телескопічного гвинта частота його коливань з часом спадає, а основні результати, які отримані для випадку сталої його довжини, можуть бути використані і для випадку повільно змінної довжини. Однак із теоретичної сторони важливим є також дослідження системи у так званій резонансній зоні, чи точніше кажучи при проходженні резонансу. Саме такі дослідження є предметом розгляду наступного підрозділу.

3.2 Резонансні явища в системі «секційний шнек - сипке середовище»

Як було наголошено вище, та й із вигляду правої частини диференціального рівняння (3.2) випливає, що у розглядуваній системі можливі резонансні явища зумовлені зовнішніми періодичними силами або крутильними коливаннями самого телескопічного гвинта. Другий випадок будемо називати внутрішнім резонансом, а перший – зовнішнім. Більш простими є резонансні коливання зумовлені зовнішніми періодичними силами, тому їх розглянемо спочатку.

3.2.1 Резонансні коливання, зумовлені зовнішніми періодичними силами

Умовою існування вказаного типу резонансу є існування раціонального зв'язку між частотами власних коливань системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» та частотою зовнішнього періодичного збурення, тобто $m\nu \neq n\omega_k$.

Залежність (3.11) вказує одночасно на найбільш простий шлях уникнення зовнішнього резонансу: для заданої величини зовнішнього періодичного збурення слід частоту обертання телескопічного гвинта вибрати із умови

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

проходження резонансу за базу приймемо систему диференціальних рівнянь (3.20) та властивість резонансних коливань, яка полягає у наступному: амплітуда проходження резонансу суттєво залежить від різниці фаз власних та вимушених коливань. Для розглядуваного випадку це $\varphi = \psi - \gamma$ (тут і нижче для простоти розглядається тільки випадок головного резонансу). Вводячи вказаний параметр у

систему диференціальних рівнянь (3.19) після усереднення за фазами вимушених та крутильних коливань отримуємо [313]:

$$\begin{aligned}\frac{da}{dt} &= -\frac{1}{8\pi\omega l(\rho_1 + \rho_2)} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \phi + \gamma, \gamma, \vartheta) (\cos(\kappa z + \phi + \gamma) - \cos(\kappa z - \phi + \gamma)) d\gamma d\vartheta dz, \\ \frac{d\gamma}{dt} &= \omega - \nu + \frac{1}{8\pi\omega l(\rho_1 + \rho_2)} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \phi + \gamma, \gamma, \vartheta) (\sin(\kappa z + \phi + \gamma) + \sin(\kappa z - \phi + \gamma)) d\gamma d\vartheta dz.\end{aligned}\quad (3.22)$$

Система рівнянь (3.22) для випадку розглянутого вище нелінійної пружної закономірності матеріалу телескопічного гвинта та в'язкопружних сил опору і моно гармонійного періодичного збурення трансформується до вигляду:

$$\begin{aligned}\frac{da}{dt} &= -\frac{k_1(\omega)^{s-1}}{(\rho_1 + \rho_2)\pi} a^s + \frac{h}{\pi\omega} \cos \gamma; \\ \frac{d\gamma}{dt} &= \omega - \nu - \frac{\bar{k}_1 EI}{(\rho_1 + \rho_2)} a^2 - \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{\rho_2}{8\omega(\rho_1 + \rho_2)} V^2 + \frac{h}{\pi a \omega} \sin \gamma.\end{aligned}\quad (3.23)$$

Нижче, відповідно до отриманих рівнянь, представлено для різних кінематичних характеристик системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» амплітуду проходження через резонанс на частоті зовнішнього періодичного збурення (рис. 3.5).

Отримані залежності показують що для: а) більших значень погонної маси середовища амплітуда переходу через резонанс є меншою; б) для більших значень кутової швидкості обертання тіла власна частота згинальних коливань є меншою і одночасно амплітуда переходу через резонанс є меншою; в) за більшої швидкості переходу через резонанс амплітуда є меншою.

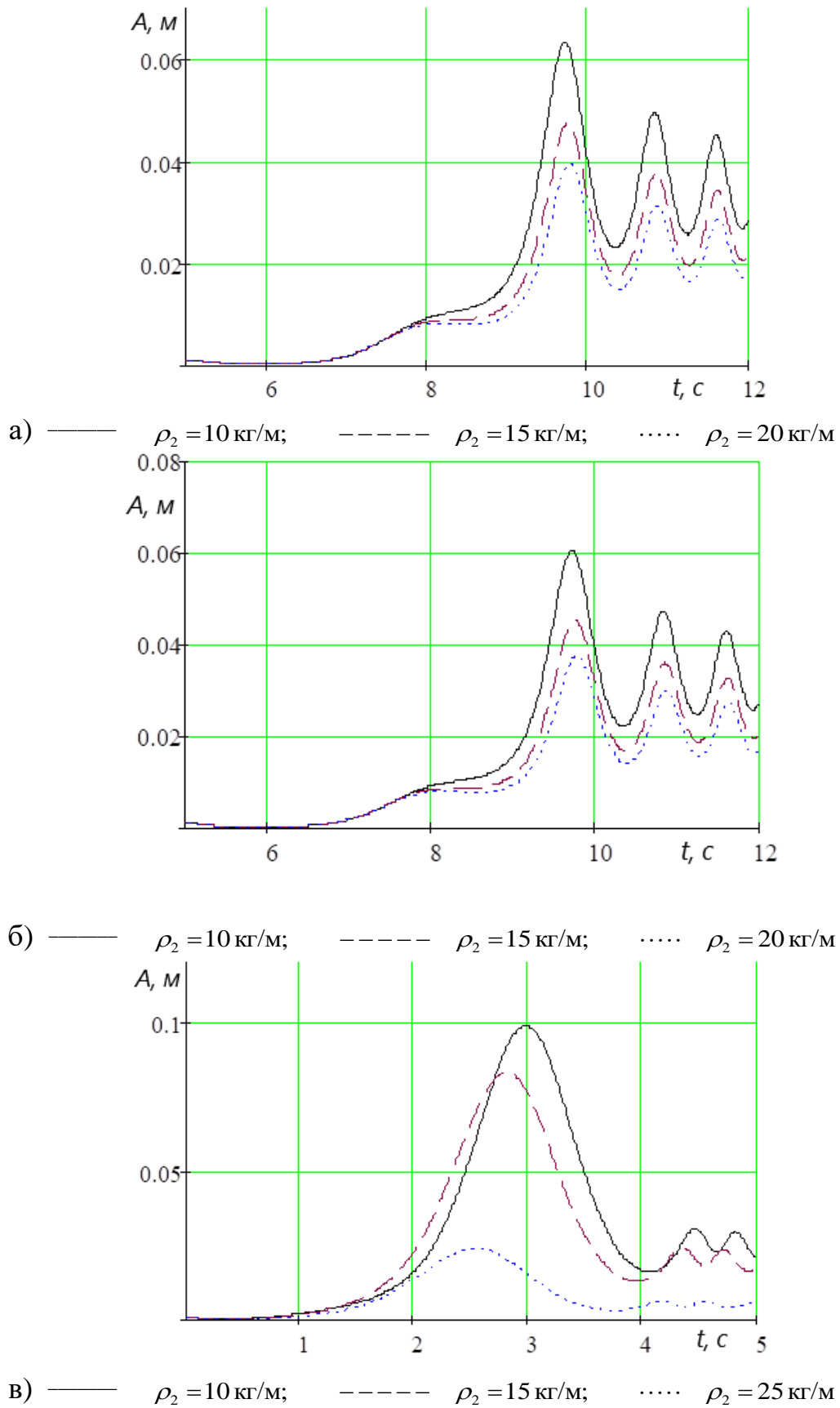


Рисунок 3.5 – Закономірності зміни амплітуди системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» при переході через резонанс зумовлений зовнішнім періодичним збуренням при $\rho_1 = 15 \text{ кг/м}$; $l = 6 \text{ м}$; $I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2$; $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$: а – $V = 5 \text{ м/с}$, $\Omega = 15 \text{ с}^{-1}$; б – $V = 10 \text{ м/с}$, $\Omega = 20 \text{ с}^{-1}$; в – $\rho_2 = 10 \text{ кг/м}$; $\Omega = 15 \text{ с}^{-1}$

3.2.2 Резонансні коливання системи «телескопічний шнек – сипке середовище», які зумовлені крутильними коливаннями

Найбільш цікавим і одночасно найменш дослідженим випадком складним коливань є випадок внутрішнього резонансу. Не дивлячись на обмеженість за величиною амплітуди крутильних коливань у випадках, коли частоти власних згинальних і вказаних є близькі або зв'язані раціональним співвідношенням, динамічний процес системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» характеризується наростанням амплітуди згинальних коливань. Щоб їх дослідити перш за все розглянемо доданки правої частини залежностей (3.17), які враховують крутильні коливання телескопічного гвинта. Це вирази:

$$2(\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial \vartheta(z,t)}{\partial t} \frac{\partial w}{\partial t} + 2(\rho_1 + \rho_2) I \frac{\partial \vartheta(z,t)}{\partial t} \frac{\partial^3 w}{\partial t \partial x^2} + 2(\rho_1 + \rho_2) \Omega \frac{\partial \vartheta(z,t)}{\partial t} u + (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 \vartheta(z,t)}{\partial t^2} w$$

та

$$-2(\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial \vartheta(z,t)}{\partial t} \frac{\partial u}{\partial t} - 2(\rho_1 + \rho_2) I \frac{\partial \vartheta(z,t)}{\partial t} \frac{\partial^3 u}{\partial t \partial x^2} - 2(\rho_1 + \rho_2) \Omega \frac{\partial \vartheta(z,t)}{\partial t} w + (\rho_1 + \rho_2) \frac{\partial^2 \vartheta(z,t)}{\partial t^2} u.$$

Якщо врахувати закономірність крутильних коливань телескопічного гвинта у вигляді (3.4), то вирази правої частини диференціальних співвідношень, які їх враховують, трансформуються до вигляду:

$$2a_s h \sin \frac{k\pi}{l} z \sin \frac{s\pi}{l} z \left\{ \left(1 - I \left(\frac{s\pi}{l} \right)^2 + \frac{\Theta_k}{\omega_s} \right) \sin \psi_s \sin(\Theta_k t + \vartheta_0) - \frac{\Theta_k}{\omega_s} \cos \psi_s \cos(\Theta_k t + \vartheta_0) \right\}.$$

Розглянемо їх більш детально для випадку, коли форми поперечних та крутильних коливань мають близькі за значенням частоти, тобто $\omega_s = \Theta_k$. У вказаному випадку доданки правої частини загальних співвідношень (3.14), які визначають вплив на динаміку системи крутильних коливань та руху середовища вирази $\cos^2 \psi_s$ та $\sin^2 \psi_s$ замінити відповідно на $\frac{1}{2}(1 + \cos 2\psi_s)$ та $\frac{1}{2}(1 - \cos 2\psi_s)$, система диференціальних рівнянь (3.19) після усереднення за лінійною змінною та фазою зовнішнього збурення трансформується до вигляду:

$$\begin{aligned}
\frac{da}{dt} = & -\frac{\varepsilon}{4\pi\omega_s l} \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \psi_s, \gamma) (\cos(\kappa z + \phi + \gamma) - \cos(\kappa z - \phi + \gamma)) d\gamma dz + \\
& + 2a_s \omega_s \Theta_k h \delta_k^s \left\{ \left(1 - I \left(\frac{s\pi}{l} \right)^2 + \frac{\Theta_k}{\omega_s} \right) \sin 2(\omega t_s + \bar{\gamma}) \sin(\Theta_k t + \mathcal{G}_0) - \frac{\Theta_k}{\omega_s} (1 + \cos 2(\omega t_s + \varphi) \cos(\Theta_k t + \mathcal{G}_0)) \right\}, \\
\frac{d\psi_s}{dt} = & \omega_s + \frac{\varepsilon}{4a\pi\omega_s l} \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, z, \psi_s, \gamma) (\sin(\kappa z + \phi + \gamma) + \sin(\kappa z - \phi + \gamma)) d\gamma dz - \\
& - a_s \omega_s \Theta_k h \delta_k^s \left\{ \left(1 - I \left(\frac{s\pi}{l} \right)^2 + \frac{\Theta_k}{\omega_s} \right) \cos 2(\omega t_s + \bar{\gamma}) \sin(\Theta_k t + \mathcal{G}_0) - \frac{\Theta_k}{2\omega_s} \sin 2(\omega t_s + \bar{\gamma}) \cos(\Theta_k t + \mathcal{G}_0) \right\},
\end{aligned} \tag{3.24}$$

$$\text{де } \delta_s^k = \frac{1}{l} \int_0^l \sin \frac{k\pi}{l} z \sin^2 \kappa_s z dz.$$

Співвідношення (3.24) показують, що у випадку виконання умови $2\omega_s \approx \omega_{gk}$ у системі будуть існувати резонансні поперечні коливання, які зумовлені крутильними коливаннями. Для їх описання, подібним чином як і для резонансних коливань на частоті зовнішнього періодичного збурення, ввівши у рівняння (3.24) різницю фаз $\phi_2 = 2\psi_s - \mathcal{G}_k$ ($\phi_2 + \mathcal{G}_k = 2\psi_s$), отримуємо:

$$\begin{aligned}
\frac{db_1}{dt} = & \frac{-\bar{\varepsilon}}{4\omega_s \pi l} \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(b_1, z, \psi_s, \gamma) \sin \kappa_s z \cos \psi_s dz d\gamma + ab_s \omega_s \omega_{gk} \delta_s^k \left(1 - I \kappa_s^2 + \frac{\Omega}{\omega_1} - \omega_{g1} \right) \cos \phi_2, \\
\frac{d\phi_2}{dt} = & 2\omega_s - \omega_{g1} + \frac{-\bar{\varepsilon}}{4\omega_s b_s \pi l} \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(b_1, z, \psi_s, \gamma) \sin \kappa_s z \sin \psi_s dz d\gamma + a\omega_s \omega_{gk} \delta_1^k \left(1 - I \kappa_1^2 + \frac{\Omega}{\omega_1} - \omega_{gk} \right) \sin \phi_2.
\end{aligned} \tag{3.25}$$

Якщо функція $f_1 \left(u, w, \frac{\partial u}{\partial t}, \dots, \frac{\partial^3 w}{\partial z^3}, \gamma \right)$ враховує тільки сили опору та зовнішнє

періодичне збурення, тобто виражається співвідношенням (3.16), то поперечні резонансні коливання зумовлені крутильними коливаннями у випадку $s = k = 1$ описуються диференціальними рівняннями:

$$\begin{aligned}
\frac{da}{dt} = & \frac{k_1(\omega)^{s-1}}{(\rho_1 + \rho_2)\pi} a^s + \frac{4}{3} ab_1 \omega_{g1} \left(1 - I \kappa_1^2 + \frac{\Omega}{\omega_1} - \frac{\omega_{g1}}{\omega_1} \right) \cos \phi_2, \\
\frac{d\phi_2}{dt} = & 2\omega_1 - \omega_{g1} - \frac{\bar{k}_1 EI}{(\rho_1 + \rho_2)} a^2 - \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \frac{\rho_2}{8\omega(\rho_1 + \rho_2)} V^2 + \frac{4}{3} a\omega_{g1} \left(1 - I \kappa_1^2 + \frac{\Omega}{\omega_1} - \frac{\omega_{g1}}{\omega_1} \right) \sin \phi_2.
\end{aligned} \tag{3.26}$$

На рисунку 3.6 представлено для різних значень кутової швидкості обертання зміну в часі амплітуди поперечних коливань системи під час переходу внутрішнього резонансу.

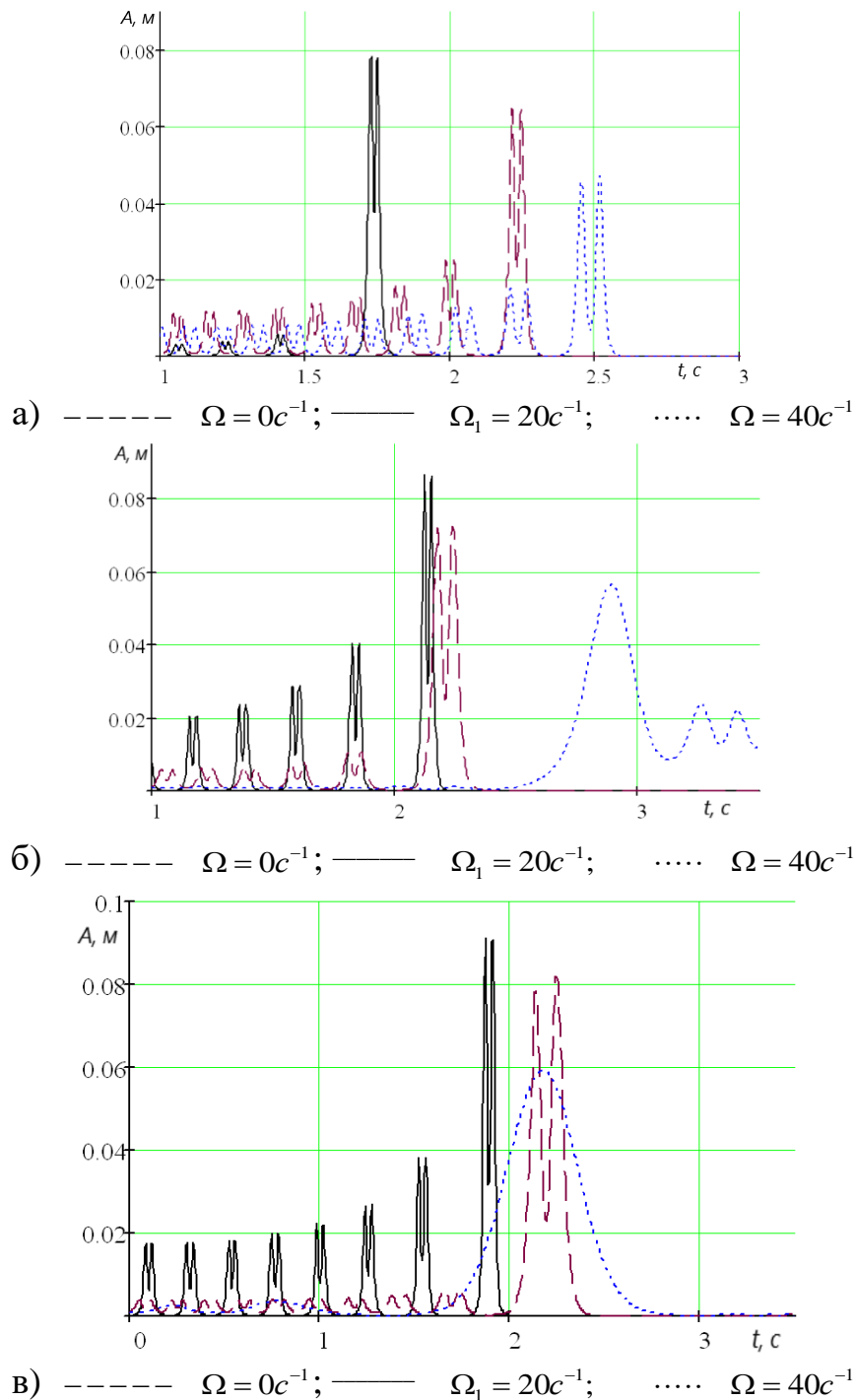
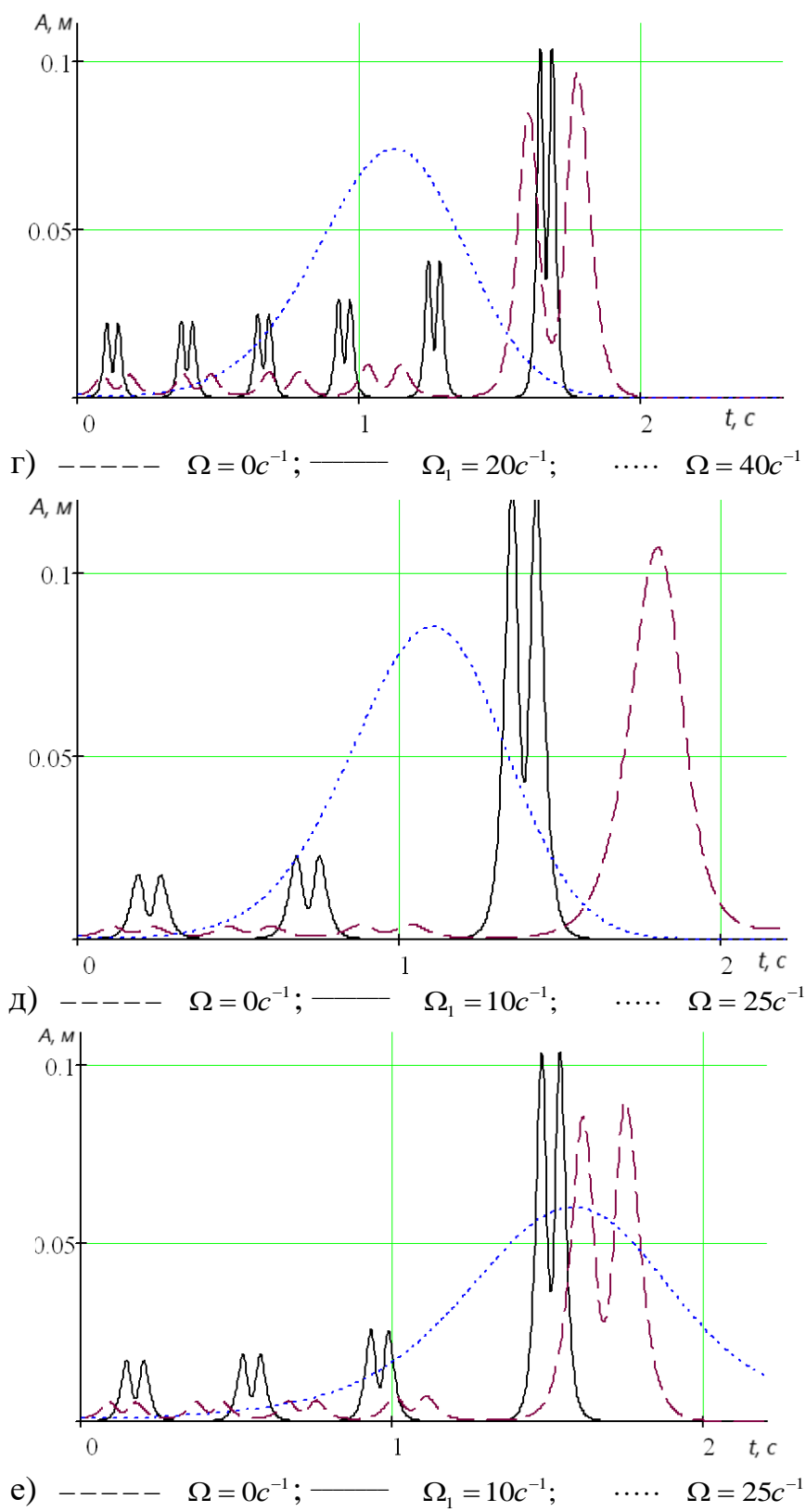


Рисунок 3.6 - Закономірності зміни амплітуди згинальних коливань гвинта під час переходу через внутрішній резонанс при $\rho_1 = 10 \text{ кг/м}$; $I = 6 \cdot 10^{-6} \text{ кг/м}^2$; $E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $V = 10 \text{ м/с}$: а – $\rho_2 = 0 \text{ кг/м}$, $l = 6 \text{ м}$; б – $\rho_2 = 10 \text{ кг/м}$, $l = 6 \text{ м}$; в – $\rho_2 = 20 \text{ кг/м}$, $l = 6 \text{ м}$; г – $\rho_2 = 30 \text{ кг/м}$, $l = 6 \text{ м}$; д – $\rho_2 = 30 \text{ кг/м}$, $l = 8 \text{ м}$; е – $\rho_2 = 15 \text{ кг/м}$, $l = 8 \text{ м}$



Закінчення рисунка 3.6

Наведені результати показують, що як і зовнішній, так і внутрішній резонанси можна уникнути шляхом зміни кутової швидкості гвинта. Що стосується самого процесу переходу через внутрішній резонанс, то:

- для більших кутових швидкостей обертання власна частота згинальних коливань є меншою і одночасно амплітуда переходу через резонанс є меншою;
- для більших значень відносної кількості руху середовища амплітуда переходу через внутрішній резонанс приймає більше значення.

3.3 Дослідження процесу транспортування зернової суміші гвинтовим конвеєром із одночасною сепарацією

Досягти значної економії матеріальних та енергетичних ресурсів під час транспортування зернової суміші гвинтовим конвеєром та виконання різного роду технологічних процесів вдається не тільки найбільш сприятливою (оптимальною) послідовністю їх виконанням, але більшою мірою одночасним поєднанням декількох процесів (операцій якщо це можливо). Наприклад, це наступні технологічні процеси: транспортування кормів із одночасним змішуванням їх компонентів; транспортування посівного матеріалу із його обробкою мікроелементами; транспортування зернової суміші із її очищенням (сепарацією), сушінням. Характерною особливістю вказаних процесів є: з одного боку використовується різного виду транспортери, а з іншого – сипке середовище (зерно, посівний матеріал, корм). Зазначимо, що динаміці різного роду транспортерів (стрічкових, гвинтових, скребкових) присвячена значна кількість робіт [107, 108, 115]. Вплив сипкого середовища на динаміку системи «транспортер – сипке середовище» розглядається лише в окремих роботах [485, 487, 490, 496, 505, 506, 507]. При цьому проблема полягає в наступному:

- не існує єдиного підходу щодо дослідження динаміки сипкого середовища [508, 509];
- переміщення сипкого середовища разом із робочим органом (гвинтом, стрічковим чи скребковим транспортером) надає математичним моделям системи «транспортер – робочий орган» якісно нових форм [280], аналітичні методи дослідження яких частково розроблені за певних обмежень [205, 332, 418, 419].

Що стосується випадків поєднання у одному технологічному ланцюжку декількох процесів (мова йде про процес транспортування гвинтовим транспортером із одночасною сепарацією), то такі задачі в науковій літературі взагалі не розглядались. Саме їх частковому аналітичному вивченню присвячений розділ. Складність вирішення вказаної проблеми зумовлена тим, що у процесі транспортування із одночасною сепарацією змінюється не тільки структура сипкого середовища (зернової суміші), але й змінюється його погонна маса вздовж довжини шнекового транспортера, а значить математична модель динаміки такого процесу значно ускладнюється – являє собою крайовою задачею для рівняння з частинними похідним за змінних коефіцієнтів. Побудова розв'язків у загальному випадку є складною математичною проблемою. Проте, у розділі показано, що за фізично обґрунтованих припущень, які стосуються процесу сепарації, з достатнім ступенем точності, для інженерних досліджень, вихідну задачу можна звести до задачі про побудову асимптотичного розв'язку для рівняння із частинними похідними четвертого порядку, а відтак отримати аналітичні залежності, які описують визначальні параметри динаміки досліджуваного процесу.

3.3.1 Математична модель динаміки системи «гвинт шнекового транспортера – зернова суміш» з процесом сепарації

У процесі експлуатації шнекових транспортерів, які призначені для транспортування зернової суміші із одночасною сепарацією, її шнек здійснює згинальні коливання. Ці коливання передаються і на циліндричний корпус, вздовж якого розмішена система отворів завдяки яким проходить очищення зернової суміші (чи калібрування сипкого середовища). Інтенсивність сепарації [418] значною мірою залежить від амплітудно-частотної характеристики коливань шнека та циліндричного корпусу із отворами (сита). Слід зауважити, що технологічно останні можна робити змінними, тобто виготовляти їх із різними за величиною отворами, тобто один і той же шнековий транспортер можна використовувати для сепарації зернової суміші різних зернових культур.

Основні припущення, які покладені у побудову математичної моделі динаміки процесу транспортування зернової суміші із її сепарацією. Гвинт

шнекового транспортера в процесі реалізації технологічних операцій обертається з постійною кутовою швидкістю Ω і здійснює згинальні коливання. Останні виникають як за рахунок зовнішніх чинників (дія приводу, взаємодія гвинта із зерною масою), так і внутрішніх (незбалансованість гвинта).

Зернова маса, яка переміщається і піддається сепарації, рухається відносно гвинта транспортера із сталою відносно швидкістю V . До того, ж внаслідок процесу сепарації погонна маса зернової суміші вздовж довжини транспортера змінюється. Найбільша величина погонної маси є на початку транспортера, а найменша – в кінці. Якщо положення об'єму зернової маси фіксувати відносно горизонтальної осі OX , яка співпадає із нейтральною віссю недеформованого шнеку і початок її співпадає із лівим кінцем шнеку, то із достатнім ступенем точності розподіл погонної маси вздовж шнеку $\rho_1(x)$ можна описати залежністю $\rho_1(x) = \rho_{10} \left(1 - k \frac{x}{l}\right)$, де ρ_{10} - погонна маса зернової суміші у місці подачі її із бункера на транспортер, l - довжина шнеку, k - коефіцієнт, який характеризує процес сепарації (k належить інтервалу $0 < k < 1$).

Щодо пружних властивостей шнекового гвинта, то приймається, що вони описуються нелінійним технічною закономірністю пружності [258], а сила опору (в'язкого тертя матеріалу) пропорційна швидкості деформації у степені $2s + 1$, до того ж остання величина є малою у порівнянні із лінійною складовою пружної відновлювальної сили.

Побудуємо математичну модель динаміки системи «гвинт шнекового транспортера – зернова суміш» з процесом сепарації. У випадку, коли зернова суміш не подається на гвинт шнекового транспортера, диференціальне рівняння його згинальних коливань за своєю структурою аналогічне до диференціального рівняння згинальних пружного тіла, яке обертається навколо нерухомої осі і має вигляд:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{EI}{\rho} \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} - \omega^2 u = \varepsilon f \left(u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} \right), \quad (3.27)$$

де $u(x, t)$ - поперечне переміщення перерізу шнекового гвинта з координатою x в довільний момент часу t ; EI - жорсткість на згин шнека (E, I - відповідно модуль пружності матеріалу шнека та його момент інерції); ρ - стала (погонна маса шнека);

$\mathcal{E}f\left(u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}\right)$ - функція, яка описує нелінійно пружні, дисипативні та іншої

природи сили системи; ε - малий параметр, який вказує на їх малу величину у порівнянні із лінійною складовою відновлювальної сили. У випадку, коли вздовж шнекового гвинта переміщається зі сталою за величиною швидкістю зернова суміш, абсолютне прискорення w_s умовно виділеного в довільному місці елементу зернової суміші визначається залежністю:

$$w_s = \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} V^2 + 2V \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t \partial x}. \quad (3.28)$$

Доданки у рівнянні (3.28) виражають відповідно відносну, переносну та коріоліолісову складову прискорень елементу зернової суміші.

Зазначимо, що у даній роботі розглядаються малі згинальні коливання гвинтового шнеку, а тому радіус кривини ρ його зігнутої нейтральної осі рівний

$$\rho = \left(\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2}\right)^{-1}.$$

Якщо прийняти до уваги, що зернова суміш не впливає на модуль пружності матеріалу шнека, а лише частково змінює його момент інерції, то диференціальне рівняння системи «гвинт шнеку - зернова суміш» набуває вигляду:

$$\begin{aligned} & (\rho + \rho_1(x)) \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} + 2\rho_1(x)V \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t \partial x} + \rho_1(x)V^2 \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} + \\ & + EI(x) \frac{\partial^4 u(x, t)}{\partial x^4} - (\rho + \rho_1(x))\Omega^2 u(x, t) = \mathcal{E}f\left(u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3}\right), \end{aligned} \quad (3.29)$$

де $\bar{I}(x)$ - момент інерції гвинта шнеку разом із зерною сумішшю. Представлене рівняння (4.27) показує, що зернова суміш, яка переміщається вздовж шнека надає диференціальному рівнянню його руху якісно нову форму:

- за рахунок руху зернової суміші з'явилися два нових доданки

$$\rho_1(x)V \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t \partial x} \text{ та } \rho_1(x)V^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2};$$

- за рахунок процесу сепарації погонна маса зернової суміші змінюється вздовж довжини сита.

Все це створює додаткові труднощі аналітичного дослідження впливу множини параметрів на динаміку процесу. Останнє пов'язане із побудовою розв'язку отриманого рівняння. Дослідити вплив цілого спектру чинників на динаміку наявних процесів можна найбільш повно на базі аналітичного розв'язку.

Представимо розв'язок диференціального рівняння за його виглядом та крайовими та початковими умовами. Крайові умови передусім визначаються способом кріплення гвинтового шнеку та передачею на нього руху від привідного двигуна. Останній для багатьох випадків спричиняє у шнеку коливання, тому крайові умови для диференціального рівняння (3.29) подають у вигляді:

$$\begin{aligned} u(0,t) = \varepsilon k_1 \sin(pt + \theta), \quad \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial x^2} = 0, \\ u(l,t) = 0, \quad \frac{\partial^2 u(l,t)}{\partial x^2} = 0, \end{aligned} \quad (3.30)$$

де k_1 , p , θ – сталі, що характеризують амплітуду, частоту та початкову фаза зовнішнього періодичного збурення. Зазначимо, що амплітуда періодичного збурення є малою величиною. Приймається що привідний пристрій (двигун) знаходиться на початку шнекового гвинта. Таким чином, задача про дослідження процесу транспортування з одночасною сепарацією зернової суміші звелась до побудови та дослідження розв'язку крайової задачі (3.29), (3.30).

3.3.2 Дослідження процесу транспортування зернової суміші з одночасною сепарацією

Аналітичне дослідження процесу транспортування з одночасною сепарацією зернової суміші зводиться до побудови розв'язку диференціального рівняння (3.29) за неоднорідних крайових умов (3.30). Для цього крайову задачу із неоднорідними крайовими умовами зводять до більш простої задачі з однорідними крайовими умовами. З цією метою у рівнянні (3.29) проведемо заміну змінних [336]:

$$u(x, t) = v(x, t) + w(x, t), \quad (3.31)$$

де функція $w(x, t)$ є розв'язком диференціального рівняння:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = 0, \quad (3.32)$$

який задовольняє крайові умови, що узгоджуються з (3.30), (3.31):

$$\begin{aligned} w(0, t) = \varepsilon k_1 \sin(pt + \theta), \quad \frac{\partial^2 w(0, t)}{\partial x^2} = 0, \\ w(l, t) = 0, \quad \frac{\partial^2 w(l, t)}{\partial x^2} = 0. \end{aligned} \quad (3.33)$$

Легко переконатись, що функція $w(x, t)$ є розв'язком диференціального рівняння (4.30) та задовольняє неоднорідні крайові умови (3.33):

$$w(x, t) = \varepsilon k_1 \left(1 - \frac{x}{l}\right) \sin(pt + \theta). \quad (3.34)$$

Функція $v(x, t)$ є розв'язком однорідної крайової задачі з диференціальним рівнянням:

$$\begin{aligned}
& (\rho + \rho_1(x)) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + 2\rho_1(x)V \frac{\partial^2 v}{\partial t \partial x} + \rho_1(x)V^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + E\bar{I}(x) \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} - (\rho + \rho_1(x))\Omega^2 v(x,t) \\
& = \mathcal{E}\bar{f} \left(v, \frac{\partial v}{\partial t}, \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 v}{\partial x^3}, pt + \theta \right); \tag{3.35}
\end{aligned}$$

за однорідних крайових умов, які випливають із виразів (4.28) – (4.32), тобто:

$$v(0,t) = \frac{\partial^2 v(0,t)}{\partial x^2} = 0, \quad v(l,t) = \frac{\partial^2 v(l,t)}{\partial x^2} = 0. \tag{3.36}$$

Щодо правої частини рівняння (3.35), тобто функції $\bar{f} \left(x, v, \frac{\partial v}{\partial t}, \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 v}{\partial x^3}, pt + \theta \right)$, то вона має відомий вигляд з 2π - періодичним за фазою зовнішнім збуренням:

$$\begin{aligned}
& \bar{f} \left(x, v, \frac{\partial v}{\partial t}, \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 v}{\partial x^3}, pt + \theta \right) = f \left(u, \frac{\partial u}{\partial t}, \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} \right) \Big|_{u(x,t)=v(x,t),} + \\
& \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} = \frac{\partial^3 v(x,t)}{\partial x^3} . \\
& + k_1 \rho^2 (\rho + \rho_1(x)) \left(1 - \frac{x}{l} \right) \sin(pt + \theta) - 2\rho_1(x)V \frac{k_1}{l} \cos(pt + \theta).
\end{aligned}$$

Побудувати розв'язок крайової задачі (3.35), (3.36) дозволяють наступні обмеження:

- величини правої частини рівняння (3.35);
- величини зовнішнього періодичного збурення;
- зміни погонної маси зернової суміші, яка транспортується із одночасною сепарацією.

Зазначене є підставою для значного спрощення з математичної сторони лівої частини рівняння (4.33), адже коефіцієнти при похідних функції $v(x,t)$ в такому разі є повільно змінними функціями лінійної змінної x . Із вказаного диференціального більш простим є рівняння із сталими коефіцієнтами:

$$(\rho + \rho_{10}) \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + \rho_{10}V \frac{\partial^2 v}{\partial t \partial x} + \rho_{10}V^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + E\bar{I} \frac{\partial^4 v(x,t)}{\partial x^4} - (\rho + \rho_{10})\Omega^2 v(x,t) \tag{3.37}$$

$$\begin{aligned}
&= \bar{e}f \left(v, \frac{\partial v}{\partial t}, \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 v}{\partial x^3}, pt + \theta \right) + k\rho_{10} \frac{x}{l} \left[\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + V \frac{\partial^2 v}{\partial t \partial x} + V^2 \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - \Omega^2 v(x, t) \right] = \\
&= g \left(x, v, \frac{\partial v}{\partial t}, \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 v}{\partial x^3}, pt + \theta \right)
\end{aligned}$$

Найбільш зручним для побудови розв'язку за однорідних крайових умов (3.36) є метод (3.36) в основі якого лежить основна ідея методу Бубнова-Гальоркіна [28] та принцип одночастотності коливань у нелінійних системах із зосередженими масами та розподіленими параметрами [16, 17]. Підставою для застосування вказаного є, також, існування повної ортонормованої системи функцій $\{X_k(x)\} = \left\{ \sin \frac{k\pi}{l} x \right\}$, яка задовольняє умови $X_k(0) = X_k(l) = X_k''(0) = X_k''(l) = 0$. Відповідно до вказаного, розв'язок крайової задачі (4.35), (4.36) можливо зобразити у вигляді $v(x, t) = X_1(x)T_1(t)$. При цьому невідома функція $T_1(t)$ отримується із звичайного нелінійного диференціального рівняння:

$$\begin{aligned}
&\frac{d^2 T_1(t)}{dt^2} + \frac{1}{\rho_{10} + \rho} \left(EI \left(\frac{\pi}{l} \right)^4 - \rho_{10} V^2 \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 - \Omega^2 \right) T_1(t) = \frac{\varepsilon}{\rho_{10} + \rho} F(T_1(t), \dot{T}_1(t), pt + \theta); \quad (3.38) \\
&\frac{1}{\rho_{10} + \rho} F(T_1(t), \dot{T}_1(t), pt + \theta) = \frac{2}{(\rho_{10} + \rho)l} \int_0^l \left[g \left(x, v, \frac{\partial v}{\partial t}, \frac{\partial v}{\partial x}, \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}, \frac{\partial^3 v}{\partial x^3}, pt + \theta \right) \right]_{v(x,t)=X_1(x)T_1(t)} = \\
&= -\frac{\varepsilon}{\rho_{10} + \rho} \beta (\dot{T}_1(t))^{2s+1} + \frac{\varepsilon}{(\rho_{10} + \rho)} \bar{\alpha}_1 (T_1(t))^3 + \bar{h} \sin(pt + \theta) - \frac{\bar{h}}{\rho_{10} + \rho} V \cos(pt + \theta) + \\
&+ \frac{1}{\rho_{10} + \rho} \left(\alpha_2 I_{11} T_1(t) - 2 \frac{k\rho_{10}}{l} \frac{\pi}{l} V I_{12} \frac{dT_1}{dt} \right), \\
&\bar{h} = \int_0^l k_1 p^2 (\rho + \rho_1(x)) \left(1 - \frac{x}{l} \right) \sin \frac{\pi}{l} x dx, \quad \bar{h} = \int_0^l -2\rho_1(x) \frac{k_1}{l} \sin \frac{\pi}{l} x dx, \\
&I_{11} = \int_0^l x \sin \frac{\pi}{l} x dx = \frac{l^2}{\pi}; \quad I_{12} = \int_0^l x \cos \frac{\pi}{l} x dx = -\frac{2l}{\pi^2}, \\
&\alpha_2 = \frac{k\rho_{10}}{l} \left\{ \omega^2 + V^2 \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 + \Omega^2 \right\} I_{11}.
\end{aligned}$$

Прийняті припущення щодо процесу транспортування зернової суміші із одночасною її сепарацією дозволяють стверджувати, що максимальне значення правої частини диференціального (3.38) є малою величиною у порівнянні із максимальним значенням другого доданку правої частини цього рівняння. Це є підставою для застосування асимптотичних методів нелінійної механіки [16]. Тому перше наближення асимптотичного розв'язку для нерезонансного випадку ($\omega \neq p$) можна записати у вигляді:

$$T(t) = a(t)\cos\psi(t), \psi(t) = \omega t + \varphi(t), \quad (3.39)$$

де невідомі параметри $a(t)$ амплітуда та $\varphi(t)$ частота коливань шнека залежать від правої частини рівняння (3.38) і визначаються системою диференціальних рівнянь:

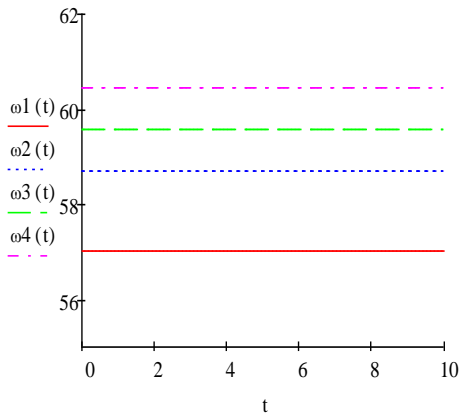
$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{\varepsilon}{(\rho_{10} + \rho)\omega\pi} \int_0^{2\pi} \left\{ -\beta(\dot{T}_1(t))^{2s+1} + \bar{\alpha}_1(T_1(t))^3 + \left(\alpha_2 I_{11} T_1(t) - 2 \frac{k\rho_{10}}{l} \frac{\pi}{l} V I_{12} \frac{dT_1}{dt} \right) \right\} \Bigg|_{\substack{T_1 = a \cos\psi, \\ \dot{T}_1 = -a\omega \sin\psi}} \sin\psi d\psi + \\ &+ \frac{1}{4\pi^2\omega} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[\bar{h} \sin\gamma d\gamma - \frac{\bar{h}}{\rho_{10} + \rho} V \cos\gamma \right] d\psi d\gamma; \quad pt + \theta = \gamma, \\ \frac{d\psi}{dt} &= \omega + \frac{\varepsilon}{(\rho_{10} + \rho)\omega\pi a} \int_0^{2\pi} \left\{ -\beta(\dot{T}_1(t))^{2s+1} + \bar{\alpha}_1(T_1(t))^3 + \left(\alpha_2 T_1(t) - 2 \frac{k\rho_{10}}{l} \frac{\pi}{l} \frac{dT_1}{dt} V I_{12} \right) \right\} \Bigg|_{\substack{T_1 = a \cos\psi, \\ \dot{T}_1 = -a\omega \sin\psi}} \cos\psi d\psi + \\ &+ \frac{h}{4\pi^2(\rho_{10} + \rho)\omega a} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \sin\gamma \cos\psi d\psi d\gamma. \end{aligned} \quad (3.40)$$

де I - момент інерції поперечного перерізу відносно нейтральної осі.

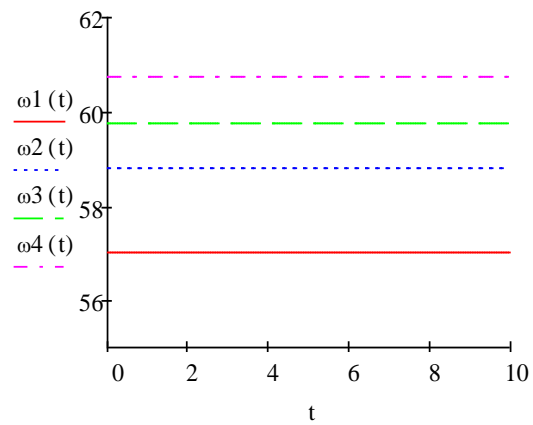
Безпосереднім інтегруванням (3.40) отримуємо:

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

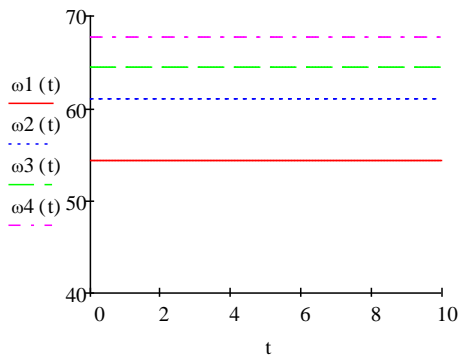
На рисунку 3.7 представлено графічну інтерпретацію зміни в часі частоти власних коливань шнека, який переміщає зернову суміш із урахуванням процесу сепарації



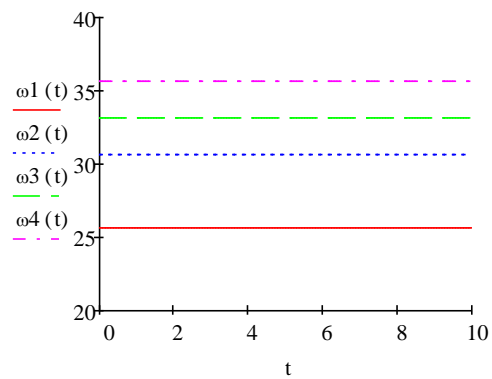
а) $l = 6 \text{ м}; \Omega = 10 \text{ с}^{-1}; \text{---} V = 5$



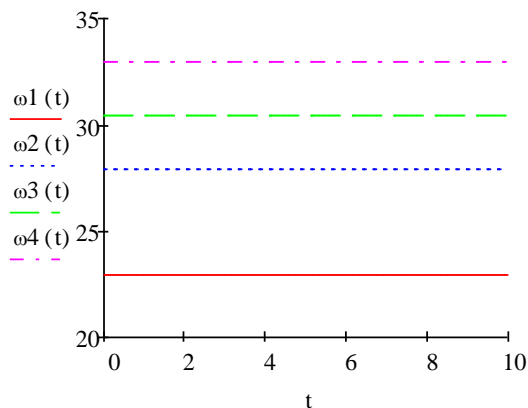
б) $l = 6 \text{ м}; \Omega = 10 \text{ с}^{-1}; \text{---} V = 10$



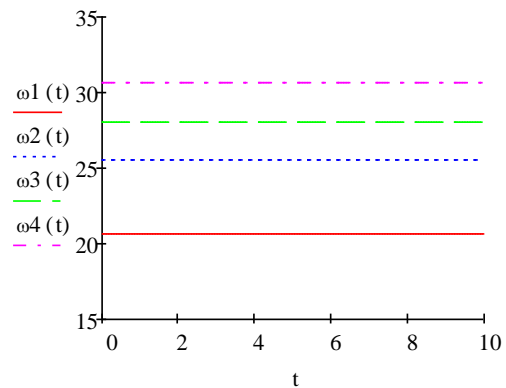
в) $l = 6 \text{ м}; \Omega = 20 \text{ с}^{-1}; \text{---} V = 10$



г) $l = 8 \text{ м}; \Omega = 20 \text{ с}^{-1}; \text{---} V = 10$



д) $l = 8 \text{ м}; \Omega = 20 \text{ с}^{-1}; \text{---} V = 7,5$



е) $l = 6 \text{ м}; \Omega = 20 \text{ с}^{-1}; \text{---} V = 10$

Рисунок 3.7 – Значення частот власних коливань системи «шнековий гвинт – зернова суміш», яка сепарується за різних значень параметрів при $\rho_{10} = 20 \text{ кг/м}$; $\rho = 15 \text{ кг/м}$; $V=0$; $k=0$; $\cdots \cdots k = 0,1$; $-\ - \ - \ - k = 0,15$; $- \cdot \cdot \cdot - k = 0,2$

Представлені графічні залежності свідчать, що:

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

3.3.3 Резонансні коливання процесу транспортування зернової суміші з одночасною сепарацією

Набагато складнішими у дослідженні є резонансні коливання гвинта шнека, який переміщає зернову суміш. Відомо [336], що резонансні процеси характеризуються значним ростом амплітуди. Це призводить, з одного боку, до зростання амплітуди поперечних коливань шнекового гвинта й зростання динамічних напружень у ньому, а з іншого – до зростання інтенсивності перемішування зернової суміші. Останнє сприяє покращенню процесу сепарації. Таким чином, щодо врахування резонансного процесу транспортування зернової маси із сепарацією треба підходити комплексно.

Для математичного опису вказаного явища використовуємо той факт, що основні параметри [44], які його описують, залежать від різниці фаз власних та вимушених коливань $-\theta(t) = \psi(t) - \gamma(t)$. Резонансні співвідношення, у випадку головного резонансу, як впливає із (3.40), набуває вигляду:

$$\frac{da}{dt} = \frac{-\varepsilon}{(\rho_{10} + \rho)\omega\pi} \beta \frac{\sqrt{\pi}\Gamma(s+1)}{\Gamma\left(\frac{2s+1}{2}+1\right)} a^{2s+1} + \frac{1}{\rho_{10} + \rho} 2 \frac{k\rho_{10}}{l} \frac{\pi^2}{l} VI_{12}\omega a +$$

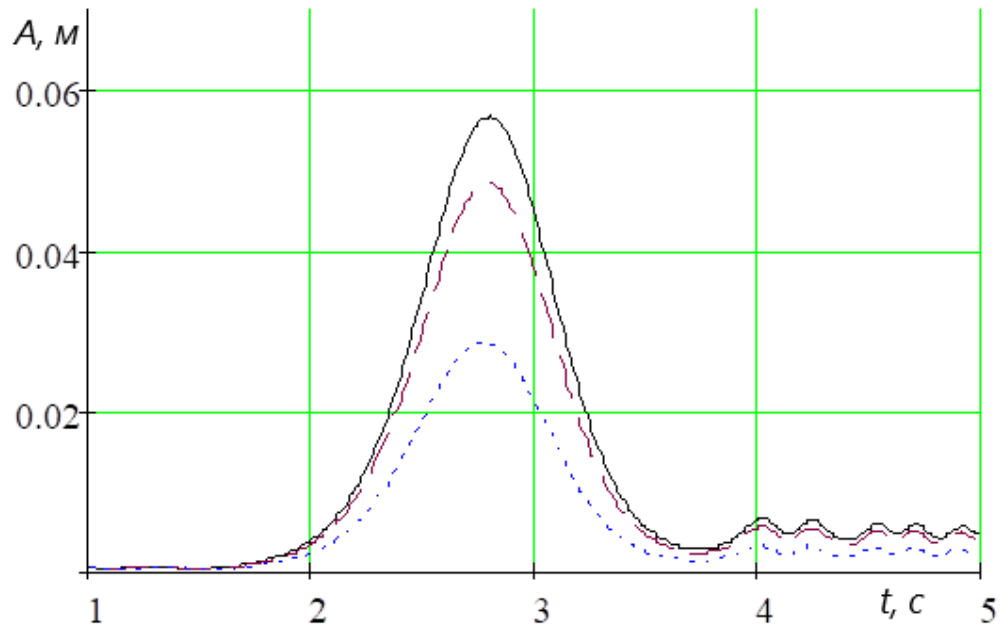
$$+ \frac{1}{2\pi\omega} \int_0^{2\pi} \left[\bar{h} \sin \gamma d\gamma - \frac{\bar{h}}{\rho_{10} + \rho} V \cos \gamma \right] \sin(\theta + \gamma) d\gamma,$$

$$\begin{aligned} \frac{d\theta}{dt} = \omega - p + \frac{3\varepsilon\alpha_1}{32(\rho_{10} + \rho)\omega\pi a} a^2 + \frac{1}{(\rho_{10} + \rho)} \frac{k\rho_{10}}{l} \left\{ \omega^2 + V^2 \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 + \Omega^2 \right\} I_{11} + \\ + \frac{1}{2\pi\omega a} \int_0^{2\pi} \left[\bar{h} \sin \gamma d\gamma - \frac{\bar{h}}{\rho_{10} + \rho} V \cos \gamma \right] \cos(\theta + \gamma) d\gamma. \end{aligned} \quad (3.41)$$

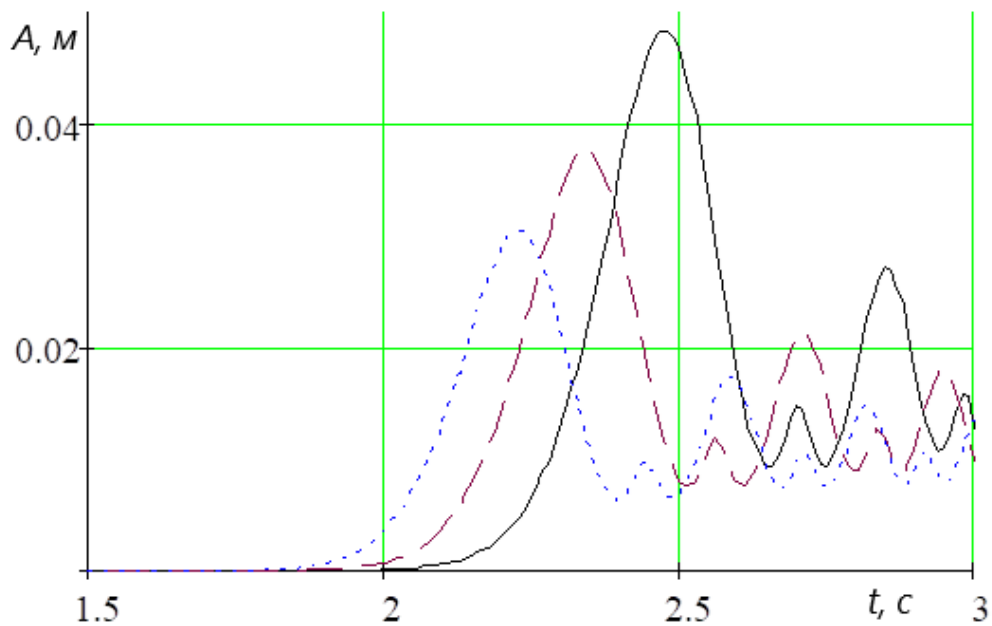
Після нескладних перетворень диференціальні рівняння (3.41) трансформуються до вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} = \frac{-\varepsilon}{(\rho_{10} + \rho)\omega\pi} \beta \frac{\sqrt{\pi}\Gamma(s+1)}{\Gamma\left(\frac{2s+1}{2}+1\right)} a^{2s+1} + \frac{1}{\rho_{10} + \rho} 2 \frac{k\rho_{10}}{l} \frac{\pi^2}{l} V I_{12} \omega a + \\ + \frac{\bar{h}}{2\omega} \cos \theta - \frac{\bar{h}}{2(\rho_{10} + \rho)\omega} V \sin \theta, \\ - \frac{1}{2\omega a} \frac{d\theta}{dt} = \omega - p + \frac{3\varepsilon\alpha_1}{32(\rho_{10} + \rho)\omega\pi a} a^2 + \frac{1}{(\rho_{10} + \rho)} \frac{k\rho_{10}}{l} \left\{ \omega^2 + V^2 \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 + \Omega^2 \right\} I_{11} + \\ - \frac{\bar{h}}{2\omega a} \sin \theta - \frac{\bar{h}}{2(\rho_{10} + \rho)\omega a} V \cos \theta. \end{aligned} \quad (3.42)$$

Відповідно до диференціальних рівнянь (3.42) на рисунку 3.8 представлено зміну в часі амплітуди коливань при переході через резонанс.

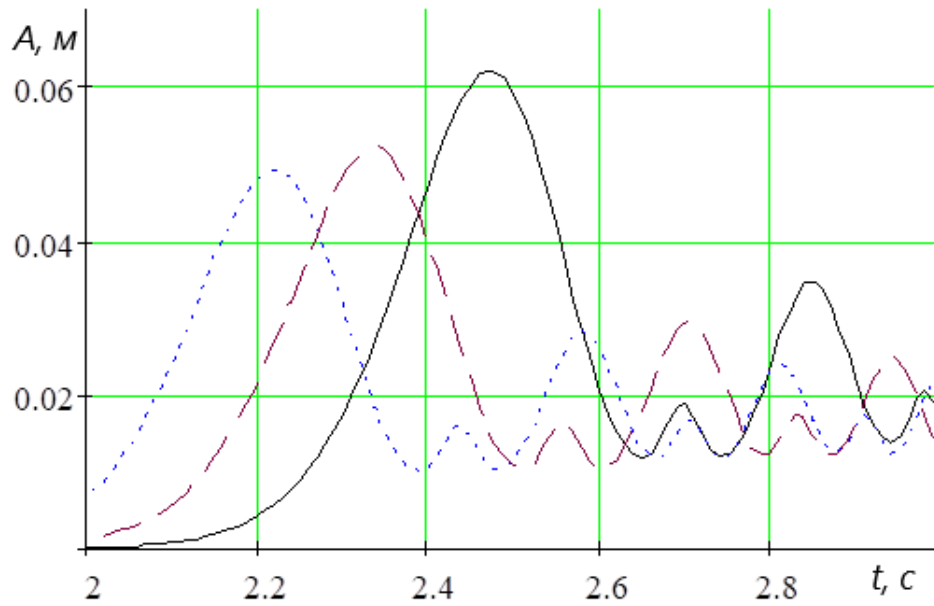


а) $\rho_{10} = 20$ кг/м; $\rho = 15$ кг/м; $l = 8$ м; $\Omega = 20$ с⁻¹; $V = 0$; $k = 0$; $\dots \cdot V = 10$;
 ----- $k = 0,15$; ———— $k = 0,2$.

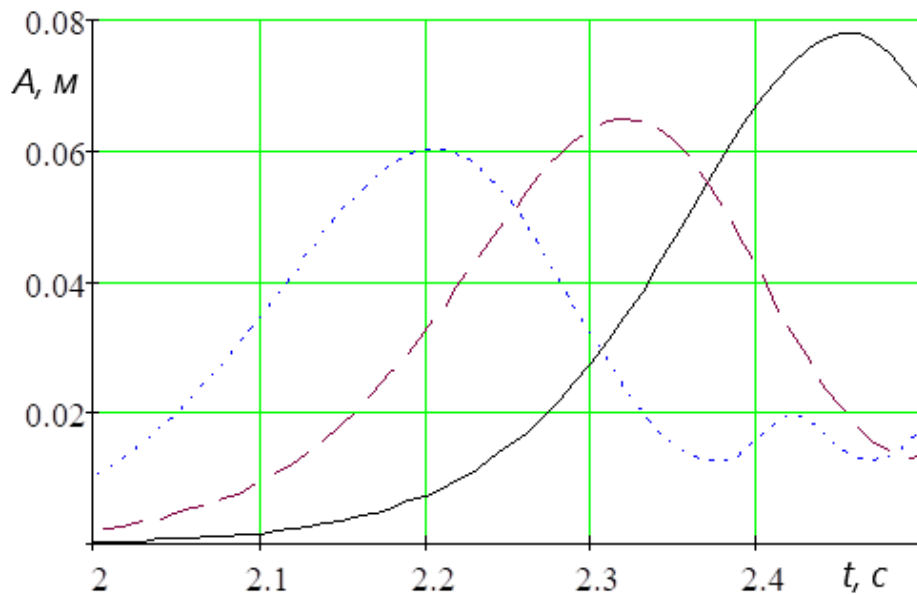


б) $\dots \dots \dots \rho_{10} = 30$ кг/м; $\rho = 15$ кг/м; $l = 6$ м; $\Omega = 20$ с⁻¹; $V = 0$; $k = 0$;
 ----- $\rho_{10} = 25$ кг/м; $\rho = 15$ кг/м; $l = 6$ м; $\Omega = 20$ с⁻¹; $V = 10$; $k = 0,1$;
 ———— $\rho_{10} = 15$ кг/м; $\rho = 15$ кг/м; $l = 6$ м; $\Omega = 20$ с⁻¹; $V = 10$; $k =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

Рисунок 3.8 – Закономірності зміни амплітуди згинних коливань системи «шнековий гвинт – зернова суміш» при переході через головний резонанс із урахуванням процесу сепарації

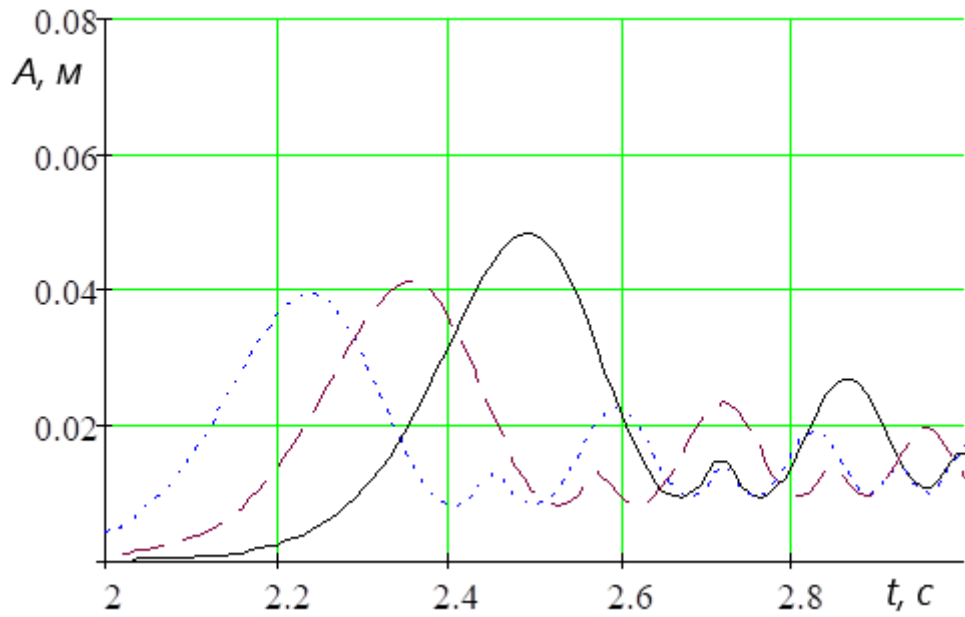


- в) $\rho_{10} = 30 \text{ кг/м}$; $\rho = 15 \text{ кг/м}$; $l = 8 \text{ м}$; $\Omega = 20 \text{ с}^{-1}$; $V=0$; $k=0$;
 ----- $\rho_{10} = 25 \text{ кг/м}$; $\rho = 15 \text{ кг/м}$; $l = 6 \text{ м}$; $\Omega = 20 \text{ с}^{-1}$; $V=10$; $k=0,1$;
 ————— $\rho_{10} = 15 \text{ кг/м}$; $\rho =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

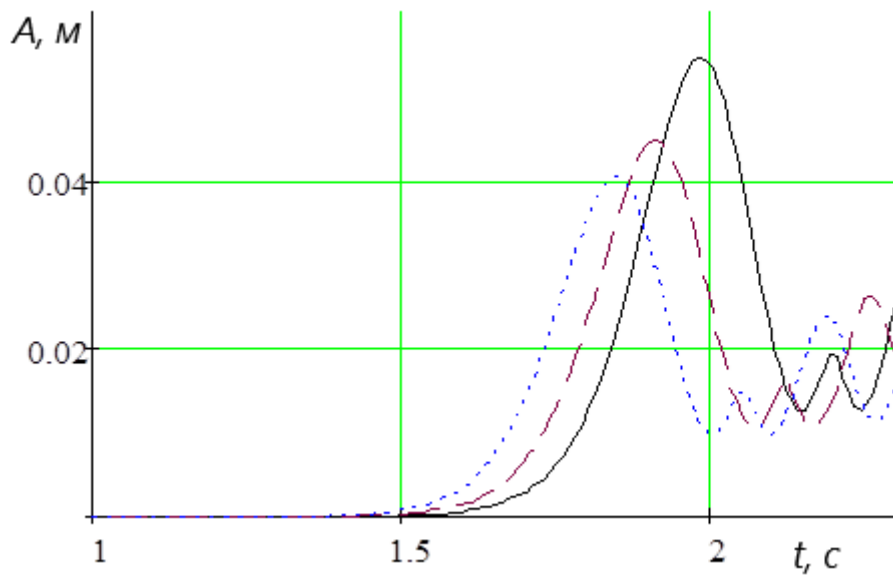


- г) $\rho_{10} = 20 \text{ кг/м}$; $\rho = 25 \text{ кг/м}$; $l = 8 \text{ м}$; $\Omega = 25 \text{ с}^{-1}$; $V=0$; $k=0$;
 ----- $\rho_{10} = 20 \text{ кг/м}$; $\rho = 25 \text{ кг/м}$; $l = 8 \text{ м}$; $\Omega = 25 \text{ с}^{-1}$; $V=10$; $k=0,1$;
 ————— $\rho_{10} = 15 \text{ кг/м}$; $\rho = 25 \text{ кг/м}$; $l = 8 \text{ м}$; $\Omega = 25 \text{ с}^{-1}$; $V=10$; $k=0,15$.

Продовження рисунка 3.8



- д) $\rho_{10} = 20 \text{ кг/м}; \rho = 15 \text{ кг/м}; l = 6 \text{ м}; \Omega = 20 \text{ с}^{-1}; V=0; k=0;$
 ---- $\rho_{10} = 20 \text{ кг/м}; \rho = 15 \text{ кг/м}; l = 6 \text{ м}; \Omega = 20 \text{ с}^{-1}; V=7,5; k=0,1;$
 ——— $\rho_{10} = 20 \text{ кг/м}; \rho = 15 \text{ кг/м}; l = 6 \text{ м}; \Omega = 20 \text{ с}^{-1}; V=10; k=0,15.$



- е) $\rho_{10} = 30 \text{ кг/м}; \rho = 30 \text{ кг/м}; l = 6 \text{ м}; \Omega = 20 \text{ с}^{-1}; V=0; k=0;$
 ---- $\rho_{10} = 30 \text{ кг/м}; \rho = 30 \text{ кг/м}; l = 6 \text{ м}; \Omega = 20 \text{ с}^{-1}; V=7,5; k=0,1;$
 ——— $\rho_{10} = 30 \text{ кг/м}; \rho = 30 \text{ кг/м}; l = 6 \text{ м}; \Omega = 20 \text{ с}^{-1}; V=10; k=0,1.$

Закінчення рисунка 3.8

Отримані результати, які стосуються транспортування зернової суміші з одночасною її сепарацією показують, що:

- вплив початкового значення амплітуди коливань та величини періодичного збурення на амплітуду проходження через резонанс незначний;
- резонансна частота із зростанням кутової швидкості обертання шнека зменшується і одночасно амплітуду проходження через резонанс зростає;
- процес сепарації зернової суміші супроводжується одночасним зростанням амплітуди проходження через резонанс і для більш інтенсивної сепарації вона є більшою.

3.4 Висновки по розділу 3

Дослідження динамічних явищ у системі «телескопічний гвинт - сипке середовище» в робочому режимі телескопічного гвинтового транспортера-сепаратора дозволило зробити наступні висновки:

1. Побудовано математичну модель динаміки системи «секційний (телескопічний) шнек – сипке середовище» в результаті використання якої встановлено, що динамічний процес шнека при повільно регульованій його довжині залежить, крім силових та кінематичних чинників, від способу його закріплення, а крутильні коливання, які входять до складу складних коливань гвинта (поєднання згинальних та крутильних), відповідають найпростішим їх математичним моделям.

2. На основі вказаної вище математичної моделі та поширення для неї основної ідеї методу Ван-дер-Поля:

- отримано умови існування у телескопічному шнеку резонансних та нерезонансних коливань;
- аналітично описано закономірності зміни вказаних коливань

3. Встановлено, що у першому наближенні для нерезонансних коливань розглядуваної системи основні параметри згинальних коливань системи «телескопічний шнек – сипке середовище» не залежать від малих крутильних його коливань та зовнішнього періодичного збурення. Проте, амплітуда вказаних

коливань залежить від пружних характеристик матеріалу шнека (впливають на власну частоту), в'язко-пружних сил тертя, способу закріплення, та від кутової швидкості його обертання.

4. Для різних кутових швидкостей обертання шнека досліджено закономірності зміни в часі амплітуди затухаючих коливань за умови, що пружні властивості матеріалу гвинта шнека задовольняють нелінійній технічній закономірності пружності, а сила в'язкого тертя пропорційна швидкості. На основі виконаних обчислень побудовані графічні залежності, які показують, що:

- зростання кутової швидкості обертання телескопічного гвинта шнеку довжиною $l = 6$ м, $\rho_1 = 10 \text{ кг/м}$ від $\Omega = 10 \text{ с}^{-1}$ до $\Omega = 25 \text{ с}^{-1}$ зменшує власну частоту його коливань майже на 30 % (від 88 с^{-1} до 72 с^{-1}) одночасно амплітуда затухання його коливань через незначний проміжок часу зменшується майже 15%;

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

5. Встановлено, що за певних значень кутових швидкостей обертання гвинта шнека проходить зрив його поперечних коливань:

- для більших величин погонної мас гвинта чи середовища зрив коливань проходить за менших кутових швидкостей;

- для гвинтів шнеків більших довжин зрив коливань проходить за менших кутових швидкостей обертання.

6. Встановлено, що із видовженням телескопічного гвинта частота його коливань з часом спадає, а основні результати, які отримані для випадку сталої його довжини, можуть бути використані і для випадку повільно змінної довжини. Так побудовані графічні залежності показують, що повільна зміна довжини телескопічного гвинта від $l = 6$ м до $l = 5$ м при кутовій швидкості його обертання $\Omega = 30 \text{ с}^{-1}$, та кількості відносного руху погонного метра сипкого середовища 75 кг

м/с зменшує власну частоту майже на 40 % одночасно швидкість затухання амплітуди зменшується незначно.

7. Досліджено резонансні коливання, які зумовлені зовнішніми періодичними силами, і отримано рівняння, які для різних кінематичних характеристик системи «телескопічний гвинт – сипке середовище» визначають амплітуду проходження через резонанс на частоті зовнішнього періодичного збурення. Побудовано графічні залежності, які показують, що:

- для більших значень погонної маси середовища амплітуда переходу через резонанс є меншою, зокрема, збільшення погонної маси сипкого середовища від 10 кг/м до 15 кг/м та відносної швидкості його руху $V = 5$ м/с і кутової швидкості обертання шнеку $\Omega = 15$ с⁻¹ спричиняє зменшення амплітуди переходу через резонанс на 22%, а збільшення її величини у два рази – 36 %;

- для більших значень кутової швидкості обертання тіла власна частота згинальних коливань є меншою і одночасно амплітуда переходу через резонанс є меншою так зростання кутової швидкості обертання шнеку Ω від 15 с⁻¹ до 20 с⁻¹ при відносній кількості руху сипкого середовища 50 кг м/с спричиняє зменшення амплітуди переходу через резонанс на 21 %;

- для більшої швидкості переходу через резонанс амплітуда є меншою.

8. Досліджено резонансні коливання, які зумовлені крутильними коливаннями, і виведено рівняння для їх опису. Побудовано графічні залежності, які для різних значень кутової швидкості обертання визначають зміну в часі амплітуди поперечних коливань системи під час переходу внутрішнього резонансу. Встановлено, що як і зовнішній, так і внутрішній резонанси можна уникнути шляхом зміни кутової швидкості гвинта. Що стосується самого процесу переходу через внутрішній резонанс, то:

- для більших кутових швидкостей обертання власна частота згинальних коливань є меншою і одночасно амплітуда переходу через резонанс є меншою;

- для більших значень відносної кількості руху середовища амплітуда переходу через внутрішній резонанс приймає більше значення.

5. Побудовано математичну модель динаміки системи «гвинт шнекового транспортера – зернова суміш та процес сепарації». Отримано графічні залежності

зміну в часі частоти власних коливань шнека, який переміщає зернову суміш із урахуванням процесу сепарації для різних значень параметрів системи визначають. Представлені графічні залежності показують, що:

- у випадку відсутності сепарації із збільшенням кутової швидкості обертання шнека власна частота його згинальних коливань зменшується;

- поздовжній рух зернової суміші вздовж гвинта шнека зменшує його власну частоту коливань у випадку відсутності сепарації;

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

- у випадку сепарації для більшої величини погонної маси зернової суміші власна частота згинних коливань є меншою.

6. Досліджено резонансні коливання процесу транспортування зернової суміші із сепарацією. На основі розв'язку отриманих диференціальних рівнянь побудовано графічні залежності зміни в часі амплітуди коливань при переході через резонанс, які показують, що:

- вплив початкового значення амплітуди коливань та величини періодичного збурення на амплітуду проходження через резонанс є незначним;

- резонансна частота із зростанням кутової швидкості обертання шнека зменшується і одночасно амплітуда проходження через резонанс зростає;

- процес сепарації зернової суміші супроводжується одночасним зростанням амплітуди проходження через резонанс і, відповідно, для більш інтенсивної сепарації вона є більшою.

РОЗДІЛ 4

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА ЗМІШУВАННЯ СИПКИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ ГВИНТОВИМ ЗАВАНТАЖУВАЧЕМ-ЗМІШУВАЧЕМ

Теоретичне дослідження процесу транспортування сипкого матеріалу горизонтальною віткою гвинтового завантажувача-змішувача детально викладено в роботі [403]. В цьому ж розділі досліджено динаміку крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача-змішувача з врахуванням кутової швидкості обертання ГРО та руху зернової суміші відносно ГРО в роботі [403]. Для цього за фізичну модель вказаної системи прийнято пружне тіло змінної площі поперечного перерізу, вздовж котрого переміщається зі сталою відносною швидкістю однорідний потік непружної зернової суміші. Запропоновано фізичні моделі робочих органів завантажувача для яких побудовано математичні моделі. Остання являє собою диференціальні рівняння із частинними похідними та відповідними крайовими умовами. Для нього, за фізично обґрунтованих обмежень, отримано наближені аналітичні розв'язки. Останні враховують вплив усіх основних характеристик (геометричних, кінематичних, фізико-механічних) на закономірності зміни визначальних параметрів динамічного процесу системи. Основну увагу приділено питанням впливу кутової швидкості обертання робочого органу та руху потоку зернової суміші на частоту власних коливань, а відтак на найбільш небезпечним режимам коливань – резонансним та динамічним навантаженням, що при цьому виникають.

В розділі прийнято наступні позначення:

ρ - маса одиниці довжини робочого органу;

m - маса одиниці довжини суцільного потоку зернової суміші, яка переміщається відносно робочого органу із сталою швидкістю u ;

$E(x)$ та $I(x)$ - відповідно модуль пружності матеріалу робочого органу та момент інерції поперечного перерізу відносно нейтральної осі;

M та $M + \frac{\partial M}{\partial x} dx$ - згинальні моменти на початку та у кінці умовно виділеного

елемента;

Q та $Q + \frac{\partial Q}{\partial x} dx$ - перерізуючі зусилля у вказаних вище місцях умовно

виділеного елемента;

θ - 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 OXZ (площина коливань), які діють на умовно виділений елемент робочого органу, а $q(x, t)$ їх інтенсивність.

$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$ - проекція пришвидшення центру виділеного елемента на вісь OY,

4.1 Математична модель згинальних коливань шнека крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача-змішувача

На відміну від коливань горизонтального гвинтового робочого органу математична модель динаміки крутонахиленого гвинтового робочого органу завантажувача-змішувача є більш складнішою. Вона являє собою систему двох диференціальних рівнянь четвертого порядку із частинними похідними за однорідних крайових умов. Отримані у підрозділі розрахункові залежності дають можливість проаналізувати вплив всієї множини кінематичних та фізико - механічних параметрів системи на закономірності зміни АЧХ гвинтового робочого органу як для нерезонансного, так і резонансного випадів.

Тому, положення довільно виділеного елемента потрібно визначати двома функціями лінійної та часової змінних. Що до лінійної змінної x_1 , то вона вибирається подібним чином як і для горизонтальної вітки – співпадає із лінією серединних нормальних перерізів. Початок вказаної координати відраховується від нижнього кінця розглядуваної вітки завантажувача. Таким чином, положення довільно виділеного елемента крутонахиленої вітки фіксуватимемо двома

функціями: $\xi(t, x_1)$, та $\zeta(t, x_1)$. Що до сил, які діють на довільно виділений елемент, то це сили аналогічні до сил, які діють на горизонтальну віку завантажувача та додатково гіроскопічний момент і вертикальна сила.

Таким чином, для довільного елемента крутонахиленої вітки має місце:

- сила інерції переносного руху елемента разом із сипким матеріалом:

$$d\vec{O} = \omega_1^2 (\rho + m) (u(x_1, t) \vec{j}_1 + w(x_1, t) \vec{k}_1) dx_1, \quad (4.1)$$

- гіроскопічний момент:

$$\vec{\omega}_1 = \omega_1 \vec{i}_1, \quad (4.2)$$

- сила інерції сипкого матеріалу у відносному русі та кориолісова [3] сила інерції елемента завантажувача:

$$\begin{aligned} & \left[2m_1 \left(\frac{\partial^2 \xi}{\partial t \partial x_1} u_1 - \omega_1 \frac{\partial \zeta}{\partial t} \frac{\partial \zeta}{\partial x_1} + 0.5u_1^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x_1^2} \frac{\partial \zeta}{\partial x_1} \right) \right] \vec{i}_1 + 2(\rho_1 + m_1) \omega_1 \frac{\partial \zeta}{\partial t} \vec{i}_1 \\ & \left[2m_1 \left(V \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t \partial x_1} - \omega_1 \frac{\partial \xi}{\partial t} \frac{\partial \xi}{\partial x_1} + 0.5u_1^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x_1^2} \frac{\partial \zeta}{\partial x_1} \right) \right] \vec{j}_1 + 2(\rho_1 + m_1) \omega_1 \frac{\partial \xi}{\partial t} \vec{j}_1 \end{aligned}, \quad (4.3)$$

- стискуюча сила:

$$-N(x_1) \left(\frac{\partial^2 \xi}{\partial x_1^2} \vec{i}_1 + \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x_1^2} \vec{j}_1 \right). \quad (4.4)$$

Інші сили (перерізуюча, сила опору) визначаються подібним чином як і у п. 3.2 [403]. Наведене у сукупності дозволяє диференціальні рівняння згинних коливань вертикальної вітки завантажувача подати у вигляді:

$$\begin{aligned} L_1(\xi, \zeta) = & (\rho_1 + m_1) \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} + 2m_1 \left(u_1 \frac{\partial^2 \xi}{\partial t \partial x_1} - \omega_1 \frac{\partial \zeta}{\partial t} \frac{\partial \zeta}{\partial x} \right) - 2(\rho_1 + m_1) \omega_1 \frac{\partial \zeta}{\partial t} - \\ & - (N(x_1) - m_1 u^2) \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} - 2(\rho_1 + m_1) I \Omega \frac{\partial^3 \zeta}{\partial t \partial x_1^2} + E_1 I_1 \frac{\partial^4 \xi}{\partial x_1^4} - (\rho_1 + m_1) \omega_1^2 \xi = \end{aligned}$$

$$= \mu f \left(\xi, \zeta, \frac{\partial \xi}{\partial t}, \frac{\partial \zeta}{\partial t}, \frac{\partial \xi}{\partial x_1}, \frac{\partial \zeta}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial^4 \zeta}{\partial x_1^4} \right), \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} L_2(\xi, \zeta) &= (\rho_1 + m_1) \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t^2} + 2m_1(u_1 \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t \partial x_1} + \omega_1 \frac{\partial \xi}{\partial t} \frac{\partial \xi}{\partial x_1}) + 2(\rho_1 + m_1)\omega_1 \frac{\partial \xi}{\partial t} - \\ &- (N(x_1) - m_1 u^2) \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x_1^2} + 2(\rho_1 + m_1)I_1 \Omega_1 \frac{\partial^3 \zeta}{\partial t \partial x_1^2} + E_1 I_1 \frac{\partial^4 \zeta}{\partial x_1^4} - (\rho_1 + m_1)\omega_1^2 \zeta = \\ &= \mu g_1 \left(\xi, \zeta, \frac{\partial \xi}{\partial t}, \frac{\partial \zeta}{\partial t}, \frac{\partial \xi}{\partial x_1}, \frac{\partial \zeta}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial^4 \zeta}{\partial x_1^4} \right). \end{aligned}$$

Примітки.

1. У залежностях (4.5) збережено всі інші позначення, як і в п. 3.2 [380],

$f \left(\xi, \zeta, \frac{\partial \xi}{\partial t}, \frac{\partial \zeta}{\partial t}, \frac{\partial \xi}{\partial x_1}, \frac{\partial \zeta}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial^4 \zeta}{\partial x_1^4} \right)$ та $g \left(\xi, \zeta, \frac{\partial \xi}{\partial t}, \frac{\partial \zeta}{\partial t}, \frac{\partial \xi}{\partial x_1}, \frac{\partial \zeta}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial^4 \zeta}{\partial x_1^4} \right)$ - функції, які

описують нелінійні складові сил, їх значення є значно меншим від значення відновлюючої сили, на що вказує малий параметр;

2. Виходячи із змісту цих функцій випливає, що

$$f \left(\xi, \zeta, \frac{\partial \xi}{\partial t}, \frac{\partial \zeta}{\partial t}, \frac{\partial \xi}{\partial x_1}, \frac{\partial \zeta}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial^4 \zeta}{\partial x_1^4} \right) = g \left(\zeta, \xi, \frac{\partial \zeta}{\partial t}, \frac{\partial \xi}{\partial t}, \frac{\partial \zeta}{\partial x_1}, \frac{\partial \xi}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial^4 \xi}{\partial x_1^4} \right).$$

3. Сипкий матеріал, який рухається вздовж крутонахиленої вітки завантажувача, не впливає на його згинну жорсткість;

4. Виходячи із фізичних міркувань та природи переміщень горизонтальної вітки гіроскопічним моментом у математичній моделі її руху знехтувано.

Щодо початкових умов для отриманої системи диференціальних рівнянь (4.4), то вони узгоджуються із умовами руху пружного тіла: у точках $x_1 = 0$ (початок) та $(x_1 = l_1)$ (кінець) - відсутні переміщення у напрямку перпендикулярному до недеформованої осі гвинтового робочого органу. Останнє еквівалентно наступним співвідношенням:

$$\xi(t, x_1) \Big|_{x_1=j} = \frac{\partial^2 \xi}{\partial x_1^2} \Big|_{x_1=j} = 0, \quad \zeta(t, x_1) \Big|_{x_1=j} = \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x_1^2} \Big|_{x_1=j} = 0, \quad j = 0, l_1. \quad (4.6)$$

Отже, для дослідження динаміки крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача необхідно побудувати аналітичний розв'язок. Отримати його дозволяють обмеження щодо силових чинників, а відтак останнє і є підставою для знаходження його у формі асимптотичного наближення. Зупинимось на першій його формі, яка дає зручні для інженерних розрахунків залежності. Вказане і є предметом розгляду наступного підрозділу роботи. Враховуючи обмеження висловлені вище, для побудови розв'язку крайової задачі (4.5), (4.6) перш за все розглянемо її незбурений аналог, тобто систему рівнянь:

$$\begin{aligned} & (\rho_1 + m_1) \frac{\partial^2 \xi_0}{\partial t^2} - 2(\rho_1 + m_1) \omega_1 \frac{\partial \zeta_0}{\partial t} - N_1 \frac{\partial^2 \xi_0}{\partial x^2} - \\ & - 2(\rho_1 + m_1) I_1 \omega_1 \frac{\partial^3 \zeta_0}{\partial t \partial x^2} + E_1 I_1 \frac{\partial^4 \xi_0}{\partial x^4} - (\rho_1 + m_1) \omega_1^2 \xi_0 = 0, \end{aligned} \quad (4.7)$$

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

за крайових умов:

$$\xi_0(t, x_1) \Big|_{x_1=j} = \frac{\partial^2 \xi_0}{\partial x_1^2} \Big|_{x_1=j} = 0, \quad \zeta_0(t, x_1) \Big|_{x_1=j} = \frac{\partial^2 \zeta_0}{\partial x_1} \Big|_{x_1=j} = 0. \quad (4.8)$$

Доведемо, що розв'язки незбурених рівнянь (4.8) можна трактувати як накладання хвиль - прямої та відбитої, тобто:

$$\begin{aligned} \xi_0(t, z) &= a \cos(\kappa_1 x_1 + \Omega_1 t + \psi) + b \cos(\kappa_1 x_1 - \Omega_1 t - \phi), \\ \zeta_0(t, z) &= c \sin(\kappa_1 x_1 + \Omega_1 t + \psi) + d \sin(\kappa_1 x_1 - \Omega_1 t - \phi), \end{aligned} \quad (4.9)$$

де a, b, c, d - амплітуди вказаних хвиль; κ_1 та Ω_1 - відповідно їх хвильові числа та частота; φ, ψ - початкові фази.

Система диференціальних рівнянь (4.7) буде справджуватись за умов, що невідомі функції, точніше кажучи невідомі параметри Ω_1 та κ_1 зв'язані дисперсійними співвідношеннями:

$$\begin{aligned} (\rho_1 + m_1)\omega_1^2 + 2\frac{c}{a}(\rho_1 + m_1)\Omega_1\omega_1 - N_1\kappa_1^2 - 2\frac{c}{a}(\rho_1 + m_1)I_1\kappa_1^2\Omega_1\omega_1 - \\ - E_1I_1\kappa_1^4 + (\rho_1 + m_1)\Omega_1^2 = 0, \\ (\rho_1 + m_1)\omega_1^2 - 2\frac{d}{b}(\rho_1 + m_1)\Omega_1\omega_1 - N_1\kappa_1^2 + 2\frac{d}{b}(\rho_1 + m_1)I_1\Omega_1\kappa_1^2\omega_1 - \\ - E_1I_1\kappa_1^4 + (\rho_1 + m_1)\Omega_1^2 = 0. \end{aligned} \quad (4.10)$$

Система диференціальних рівнянь (4.7) є лінійною зі сталими коефіцієнтами, тому хвильове число κ_1 та частота Ω_1 динамічного процесу не залежать від амплітуди хвиль. Це означає що складові амплітуд прямих та відбитих хвиль є однакові, тобто $|a| = |c|$ та $|d| = |b|$. До того ж залежності (4.9) повинні задовольняти крайові умови (4.3). Вказані співвідношення повинні виконуватись для довільного моменту часу. Наведене буде мати місце, якщо $\varphi = \psi$, $\kappa_k = \frac{k\pi}{l}$, $|a| = |d|$. Таким чином, шукані одночастотні розв'язки незбурених рівнянь набувають вигляду:

$$\begin{aligned} \xi_{0k}(t, x_1) &= a_k \left(\cos(\kappa_k x + \Omega_k t + \phi_k) - \cos(\kappa_k x - \Omega_k t - \phi_k) \right), \\ \zeta_{0k}(t, x) &= a_k \left(\sin(\kappa_k x + \Omega_k t + \phi_k) + \sin(\kappa_k x - \Omega_k t - \phi_k) \right). \end{aligned} \quad (4.11)$$

Їм відповідає дисперсійне співвідношення:

$$(\rho_1 + m_1) \left\{ \Omega_k^2 + 2\omega_1\Omega_k(1 - I_1\kappa_k^2) + \omega_1^2 \right\} + N_1\kappa_k^2 - E_1I_1\kappa_k^4 = 0. \quad (4.12)$$

Дисперсійне співвідношення (4.12) визначає частоту власних згинних коливань робочого органу гвинтового завантажувача залежністю:

$$\Omega_k = \omega_1(I_1\kappa_k^2 - 1) \pm \kappa_k \sqrt{\omega_1^2 I_1(\kappa_k^2 I_1 - 2) + \frac{E_1 I_1 \kappa_k^2 - N_1}{\rho_1 + m_1}}. \quad (4.13)$$

На рисунку 4.1 представлено залежність частоти власних коливань крутонахиленої вітки завантажувача від кутової швидкості обертання гвинта, погонної маси матеріалу та стискуючого зусилля.

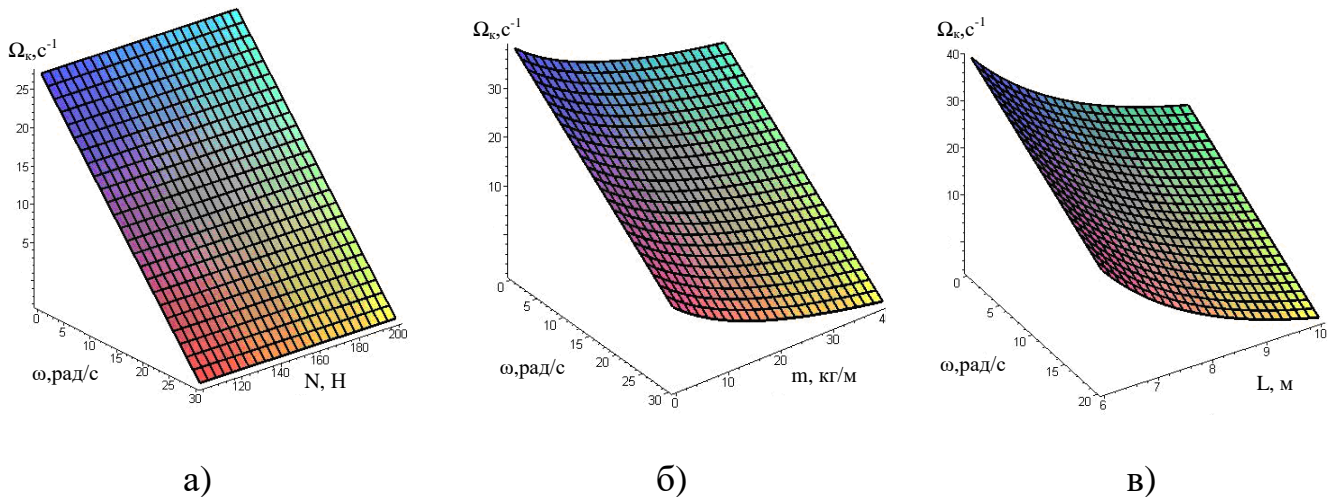


Рисунок 4.1 - Залежність частоти власних поперечних коливань крутонахиленої вітки завантажувача від: а – кутової швидкості обертання шнека та поздовжньої стискуючої сили при $l = 8$ м, $\rho = 20$ кг/м, $m = 20$ кг/м; б – кутової швидкості обертання шнека та погонної маси сипкого матеріалу при $l = 8$ м, $\rho = 20$ кг/м, $N = 200$ Н; в – кутової швидкості обертання шнека та довжини вітки при $l = 8$ м, $\rho = 20$ кг/м, $m = 40$ кг/м

Отримані вище результати служать базою визначення впливу нелінійних та періодичних сил, а також руху сипкого матеріалу на динамічний процес навантаження. Нижче на базі основної ідеї методу Ван-дер-Поля [339] отримані розрахункові залежності впливу на амплітуду та частоту коливань крутонахиленого гвинтового робочого органу вказаних чинників. В якості базових співвідношень вибирали співвідношення, які описують одночастотний динамічний процес незбуреного руху. За основну форму коливань приймали першу його форму, а для простоти запису - індекс. Перше наближення збуреного руху шукаємо у вигляді системи рівнянь:

$$\begin{aligned} \xi(t, x_1) &= a(t) \left(\cos(\kappa x_1 + \Omega t + \phi(t)) - \cos(\kappa x_1 - \Omega t - \phi(t)) \right), \\ \zeta(t, x) &= a(t) \left(\sin(\kappa x_1 + \Omega t + \phi(t)) + \sin(\kappa x - \Omega t - \phi(t)) \right). \end{aligned} \quad (4.14)$$

Амплітуда та фаза динамічного процесу змінюються в часі за певними закономірностями, які визначаються початковими умовами та правими частинами рівнянь (4.14). Після диференціювання цих рівнянь, маємо:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \xi(t, x_1)}{\partial t} &= -a\left(\omega + \frac{d\phi}{dt}\right)(\sin(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) + \sin(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)) + \\ &\quad + \frac{da}{dt}(\cos(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) - \cos(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)), \\ \frac{\partial \zeta(t, z)}{\partial t} &= a\left(\Omega + \frac{d\phi}{dt}\right)(\cos(\kappa x_1 + \omega t + \phi) - \cos(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)) + \\ &\quad + \frac{da}{dt}(\sin(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) + \sin(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)),\end{aligned}\tag{4.15}$$

Базова ідея методу Ван-дер-Поля відображена у праці [339] і дозволяє із (4.15) отримати наступні рівняння:

$$\begin{aligned}-a \frac{d\phi}{dt}(\sin(\kappa x + \omega t + \phi) + \sin(\kappa x - \omega t - \phi)) + \\ + \frac{da}{dt}(\cos(\kappa x + \omega t + \phi) - \cos(\kappa x - \omega t - \phi)) &= 0, \\ a \frac{d\phi}{dt}(\cos(\kappa x + \omega t + \phi) - \cos(\kappa x - \omega t - \phi)) + \\ + \frac{da}{dt}(\sin(\kappa x + \omega t + \phi) + \sin(\kappa x - \omega t - \phi)) &= 0.\end{aligned}\tag{4.16}$$

Подвійне диференціювання за часом рівнянь (4.14) має наступний вигляд:

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 \xi(t, x_1)}{\partial t^2} &= -\frac{da}{dt}\Omega(\sin(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) + \sin(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)) + \\ &\quad + a\Omega\left(\frac{d\phi}{dt} + \Omega\right)(\cos(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) - \cos(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)), \\ \frac{\partial^2 \zeta(t, x)}{\partial t^2} &= \frac{da}{dt}\Omega(\cos(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) - \cos(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)) - \\ &\quad - a\Omega\left(\frac{d\phi}{dt} + \Omega\right)(\sin(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) + \sin(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)).\end{aligned}\tag{4.17}$$

Аналогічно до (4.16), маємо:

$$\begin{aligned}
 & -\frac{da}{dt}\Omega(\sin(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) + \sin(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)) + a\Omega\frac{d\phi}{dt}(\cos(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) - \\
 & \quad - \cos(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)) = \mu\tilde{f}(a, x_1, \psi), \\
 & -a\frac{d\phi}{dt}(\sin(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) + \sin(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)) + \frac{da}{dt}(\cos(\kappa x_1 + \omega t + \phi) - \cos(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)) = 0, \\
 & \frac{da}{dt}\Omega(\cos(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) - \cos(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)) - a\Omega\frac{d\phi}{dt}(\sin(\kappa x_1 + \Omega t + \phi) + \\
 & \quad + \sin(\kappa x_1 - \Omega t - \phi)) = \varepsilon\tilde{g}(a, x_1, \psi),
 \end{aligned} \tag{4.18}$$

де $\tilde{f}(a, x_1, \psi)$ та $\tilde{g}(a, x_1, \psi)$ відповідають значенням функцій

$$f(\dots) - 2\rho_1 u_1 \frac{\partial^2 \xi}{\partial t \partial x_1} + \rho_1 u_1^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x_1^2} \quad \text{та} \quad g(\dots) - 2\rho_1 u_1 \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t \partial x_1} + \rho_1 u_1^2 \frac{\partial^2 \zeta}{\partial x_1^2}$$

за умови, що в них функції $\xi(x_1, t)$, $\zeta(x_1, t)$ та їх похідні мають подібні до (4.14) та (4.15) представлення.

У цьому легко впевнитися, якщо: у випадку коли праві частини диференціальних співвідношень (4.1) є неперервними функціями та

$$\text{задовольняють умовам} \quad f\left(\xi, \zeta, \frac{\partial \xi}{\partial t}, \frac{\partial \zeta}{\partial t}, \frac{\partial \xi}{\partial x_1}, \frac{\partial \zeta}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial^4 \zeta}{\partial x_1^4}\right) = g\left(\zeta, \xi, \frac{\partial \zeta}{\partial t}, \frac{\partial \xi}{\partial t}, \frac{\partial \zeta}{\partial x_1}, \frac{\partial \xi}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial^4 \xi}{\partial x_1^4}\right),$$

а функції $\xi(x_1, t)$ і $\zeta(x_1, t)$ є одночастотними розв'язками крайової задачі (4.11),

(4.12). При цьому мають місце залежності:

$$\begin{aligned}
 & \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, x_1, \theta)(\sin(\kappa x_1 + \theta) + \sin(\kappa x_1 - \theta)) dx_1 d\theta = \\
 & = \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{g}(a, x_1, \psi)(\cos(\kappa x_1 + \theta) - \cos(\kappa x_1 - \theta)) dx_1 d\theta, \\
 & \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{f}(a, x_1, \theta)(\cos(\kappa x_1 + \theta) - \cos(\kappa x_1 - \theta)) dx_1 d\theta = \\
 & = \int_0^l \int_0^{2\pi} \tilde{g}(a, x_1, \theta)(\sin(\kappa x_1 + \theta) + \sin(\kappa x_1 - \theta)) dx_1 d\theta,
 \end{aligned} \tag{4.19}$$

де $\theta = \Omega t + \phi$.

Врахувавши співвідношення (4.19) в системі рівнянь (4.18) маємо:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{1}{4\pi\Omega l_1(\rho_1 + m_1)} \int_0^{l_1} \int_0^{2\pi} \hat{f}(a, x_1, \theta) (\cos(\kappa x_1 + \theta) - \cos(\kappa x_1 - \theta)) d\theta dx_1, \\ \frac{d\theta}{dt} &= \Omega + \frac{1}{4a\pi\Omega l_1(\rho_1 + m_1)} \int_0^{l_1} \int_0^{2\pi} \hat{f}(a, x_1, \theta) (\sin(\kappa x_1 + \theta) + \sin(\kappa x_1 - \theta)) d\theta dx_1, \end{aligned} \quad (4.20)$$

де $\hat{f}(a, x_1, \theta) = \tilde{f}(a, x_1, \theta) + 2\rho_1 a \kappa u_1 (\cos(\kappa x_1 + \theta) - \cos(\kappa x_1 - \theta)) + M \kappa^3 (\sin(\kappa x_1 + \theta) + \sin(\kappa x_1 - \theta))$.

У випадку пружного матеріалу робочого органу гвинтового завантажувача спостерігається нелінійна залежність пружності, а сила опору пропорційна швидкості у степені s . При цьому функції $f\left(\xi, \zeta, \frac{\partial \xi}{\partial t}, \frac{\partial \zeta}{\partial t}, \frac{\partial \xi}{\partial x_1}, \frac{\partial \zeta}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial^4 \zeta}{\partial x_1^4}\right)$ та

$$\begin{aligned} g\left(\xi, \zeta, \frac{\partial \xi}{\partial t}, \frac{\partial \zeta}{\partial t}, \frac{\partial \xi}{\partial x_1}, \frac{\partial \zeta}{\partial x_1}, \dots, \frac{\partial^4 \zeta}{\partial x_1^4}\right) \text{ приймають вигляд } f(\dots) &= k_1 \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} \left(\frac{\partial^2 \xi}{\partial x_1^2} \right)^3 + \delta_1 \left(\frac{\partial \xi(x_1, t)}{\partial t} \right)^s \text{ і} \\ g(\dots) &= k_1 \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} \left(\frac{\partial^2 \zeta}{\partial x_1^2} \right)^3 + \delta_1 \left(\frac{\partial \zeta(x_1, t)}{\partial t} \right)^s. \end{aligned}$$

Для вказаного випадку, виходячи із загального співвідношення (4.6) можливо визначити закономірність зміни амплітуди та фази коливань шнека у вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= -\frac{\bar{\delta}}{m_1 + \rho_1} (\Omega)^{s-1} a^s, \quad (4.21) \\ \frac{d\phi}{dt} &= \Omega - \frac{9\mu k_1 \kappa^8}{8\pi(\rho_1 + m_1)l_1\Omega} a^2 - \frac{\rho_1 \kappa^2}{8\pi(\rho_1 + m_1)l_1\Omega} u_1^2. \end{aligned}$$

4.2 Дослідження резонансних коливань в крутонахилений вітті гвинтового завантажувача-змішувача

Резонансні явища робочого органу, як було вказано у п. 3.3 [403], негативно впливають на процес завантаження чи переміщення матеріалів, одночасно

зменшуючи ресурс експлуатації машини. Щоб уникнути цього слід знати вплив сукупності параметрів на протікання процесів. Необхідно також побудувати розв'язок математичної моделі процесу:

$$\begin{aligned} L_1(\xi, \zeta) &= -\delta \left(\frac{\partial \xi}{\partial t} \right)^s - k_1 \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} \left(\frac{\partial^2 \xi}{\partial x_1^2} \right)^3 + h \cos \theta, \\ L_2(\xi, \zeta) &= -\delta \left(\frac{\partial \xi}{\partial t} \right)^s - k_1 \frac{\partial^2}{\partial x_1^2} \left(\frac{\partial^2 \zeta}{\partial x_1^2} \right)^3 + h \cos \theta, \end{aligned} \quad (4.22)$$

за умови:

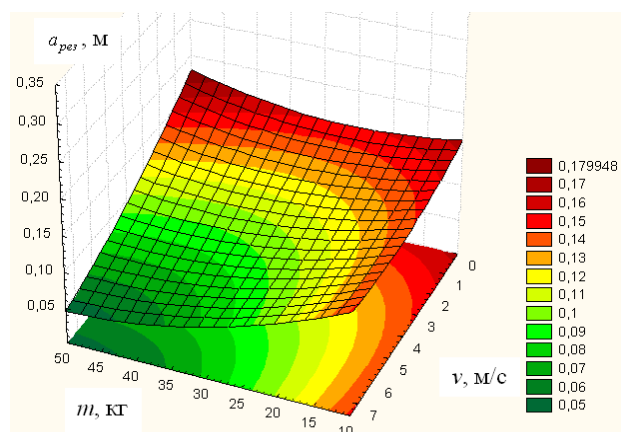
$$p\mu \approx q\Omega_k. \quad (4.23)$$

Диференціальні рівняння, які описують закономірності зміни амплітуди коливань при переході через головний резонанс, як і для горизонтального робочого органу завантажувача-змішувача, набувають вигляду:

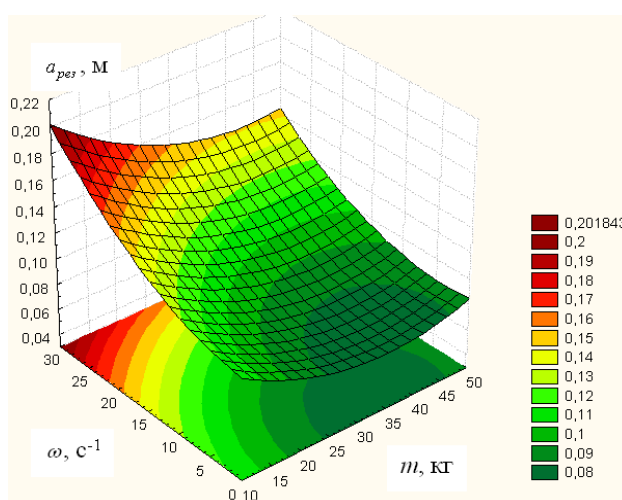
$$\begin{aligned} \frac{da}{dt} &= \frac{\mu}{4\pi l_1 \Omega} \left(\int_0^l \int_0^{2\pi} \bar{f}_1(a, x_1, \varphi + \theta, \theta) (\cos(\kappa x_1 + \varphi + \theta) - \cos(\kappa x_1 - \varphi + \theta)) d\theta dx_1 \right), \\ \frac{d\varphi}{dt} &= \Delta - \frac{\varepsilon}{4\pi l_1 \Omega a} \left(\int_0^l \int_0^{2\pi} \bar{f}_1(a, x, \varphi + \theta, \theta) (\sin(\kappa x + \varphi + \theta) + \sin(\kappa x - \varphi + \theta)) d\theta dx_1 \right), \end{aligned} \quad (4.24)$$

де Δ - розбалансування частот власних та вимушених коливань, тобто $\Delta = \Omega - \mu$, а $\bar{f}_1(a, x_1, \varphi + \theta, \theta)$ відповідають значенням правих частин рівнянь (4.24) за умов, що $\xi(x_1, \phi)$ та $\zeta(x_1, \phi)$ приймають головні значення у асимптотичному представленні розв'язку.

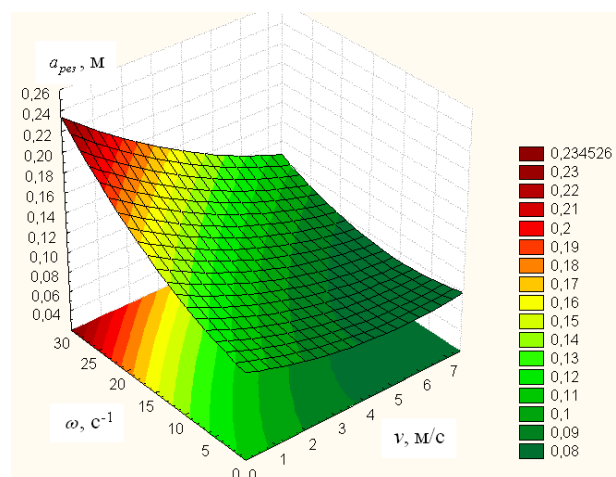
На рисунках 4.2 та таблиці 4.1 представлено значення амплітуди поперечних коливань під час переходу через головний резонанс [490] для різних числових значень параметрів дослідженої системи та кутової швидкості обертання робочого органу.



а)



б)



в)

Рисунок 4.2 - Графічні залежності значень амплітуди при переході через резонанс за рахунок обертання робочого органу завантажувача: а, б, в – значення амплітуди поперечних коливань під час переходу через головний резонанс для різних числових значень параметрів дослідженої системи та кутової швидкості обертання робочого органу

Таблиця 4.1 - Закономірності зміни значень амплітуди поперечних коливань під час переходу через головний резонанс від параметрів досліджуваної системи та кутової швидкості обертання гвинтового робочого органу

<i>m</i>	<i>ρ</i>	<i>l</i>	<i>w</i>	$\Omega_{рез}$	<i>V</i> = 0		<i>V</i> = 5 м/с		<i>V</i> = 7,5 м/с	
					<i>a</i> _{рез}	$\xi = \frac{a_{рез \omega=0}}{a_{рез \omega \neq 0}}$	<i>a</i> _{рез}	$\xi = \frac{a_{рез \omega=0}}{a_{рез \omega \neq 0}}$	<i>a</i> _{рез}	$\xi = \frac{a_{рез \omega=0}}{a_{рез \omega \neq 0}}$
кг/м	кг/м	м	с ⁻¹	с ⁻¹	м		м		м	
10	10	8	0	37,754	0,1121	-	0,1092	-	0,1023	-
10	10	8	10	27,754	0,1504	1,3427	0,1493	1,3672	0,1336	1,3056
10	10	8	15	22,754	0,1814	1,6184	0,1697	1,5540	0,1504	1,4702
10	10	8	20	17,754	0,2318	2,1240	0,2210	2,0238	0,1523	1,4438
20	10	8	0	31,285	0,1419	-	0,1291	-	0,1183	-
20	10	8	10	21,285	0,2211	1,5674	0,1813	1,4041	0,1451	1,2265
20	10	8	20	11,285	0,2381	1,6881	0,2232	1,7289	0,1961	1,6577
20	10	8	25	6,285	0,3306	2,3447	0,2987	2,3137	0,2510	2,127
10	10	6	0	64,134	0,0621	-	0,0601	-	0,0582	-
10	10	6	10	58,134	0,0731	1,1771	0,0681	1,1331	0,0622	1,0687
10	10	6	20	48,134	0,0884	1,4235	0,0841	1,3993	0,0763	1,3109
10	10	6	30	38,134	0,1101	1,7729	0,1036	1,7238	0,0943	1,6209
30	10	6	0	48,178	0,0938	-	0,0821	-	0,0634	-
30	10	6	10	38,178	0,1263	1,3475	0,1023	1,2434	0,0701	1,056
30	10	6	25	23,178	0,1984	2,1151	0,1381	1,6821	0,0893	1,4085
50	10	6	0	35,337	0,1436	-	0,0788	-	0,0411	-
50	10	6	10	29,337	0,1456	1,0139	0,0843	1,0698	0,0464	1,017
50	10	6	25	14,337	0,3061	2,1362	0,09210	1,1689	0,0493	1,023

Отримані результати дозволяють стверджувати наступне:

- значення резонансної амплітуди залежать як від швидкості руху сипкого матеріалу, кутової швидкості обертання робочого гвинта, та і швидкості зміни (у резонансній зоні) частоти зовнішнього періодичного збурення;

- для менших значень погонної маси сипкого матеріалу, робочого гвинта та більшої швидкості переходу через головний резонанс значення резонансної амплітуди є меншим;

- зміна амплітуди при переході через резонанс для гвинтового робочого органу, який обертається у порівнянні із “стаціонарним” його положенням, є меншою у випадку більшої кількості відносного руху сипкого матеріалу.

4.3 Моделювання змішування компонентів гвинтовими конвеєрами-змішувачами

Змішування сипких матеріалів широко використовується у різних галузях виробництва, зокрема в агровиробництві. Як показує світовий досвід, одним із прогресивних заходів економії витрат на приготування та роздавання кормів є заміна кормоцехів із кормороздавачами на кормороздавач-змішувач, який забезпечує функції подрібнення компонентів та їх змішування, транспортування і розподілення в годівниці тваринам [418]. Крім того, перспективними для використання є гвинтові (шнекові) змішувачі, які порівняно із різноманітними конструктивними рішеннями змішувачів неперервної дії мають просту технологічну схему, високу продуктивність та можуть бути використані в процесах із змінними режимами роботи. Важливими перевагами гвинтових змішувачів також є проста конструкція, низька металоємність, герметичність, надійність та автоматизація процесів керування. Однією із важливих їх переваг є здатність не тільки забезпечувати об'ємне змішування компонентів, але і згладжувати зміни в концентрації компонентів внаслідок нерівномірного їх завантаження.

Зокрема, для змішування сипких матеріалів (компонентів) широко використовуються змішувачі на базі тихохідних гвинтових конвеєрів, які на практиці застосовуються в різних технологічних процесах для поєднання операцій транспортування і змішування. Проте, інтенсивність процесу змішування типовими гвинтовими конвеєрами-змішувачами (ГКЗ) та їх здатність вирівнювати концентрацію компонентів в часі є незначними. Покращення зазначених якісних характеристик досягається вдосконаленням конструкцій гвинтових конвеєрів-змішувачів, вибором оптимальних режимів їх роботи, що забезпечується, зокрема, розробкою їх адекватних математичних моделей.

Для підвищення інтенсивності змішування сипких компонентів гвинтовий робочий орган виконують лопатево-секційним, гофрованим, із вікнами тощо [484, 486]. Проте, недоліками таких ГКЗ є низька продуктивності, значна енергоємність та нестабільність процесів транспортування і змішування, труднощі в розробці моделей.

Процес моделювання змішування сипких матеріалів може здійснюватися за допомогою різних підходів та методів, зокрема, емпіричних, статистичних, аналізу структури потоків матеріалу за допомогою функції розподілення часу перебування частинок матеріалу всередині змішувача, механіки суцільних середовищ та ентропійно-інформаційного [418]. Найбільш розповсюдженими є такі математичні моделі дослідження змішування: коміркові, ідеального витиснення та ідеального змішування, дифузійна та комбінована.

Одним із найбільш ефективних інструментів дослідження технологічних процесів із сипким матеріалом є метод дискретних елементів [420]. Для випадку моделювання процесів потокового змішування метод розкрито в науковій праці [418]. Проте, для реалізації такого методу потрібне відповідне дороговартісне програмне забезпечення. Крім цього, метод дискретних елементів є хорошим інструментом для дослідження змішувачів у режимі обчислюваного експерименту, проте не пов'язує безпосередньо параметри і режими роботи змішувача із критеріями якості змішування.

З метою вибору раціональної схеми ГКЗ розглянемо процес переміщення ними суміші. Об'ємна продуктивність ГКЗ за усталеного режиму роботи визначається так, як для тихохідних конвеєрів [9]:

$$Q = \varphi_T \psi_T S_k v_z = \frac{\varphi_T \psi_T \omega T (D^2 - d^2)}{8}, \quad (4.25)$$

де φ_T – коефіцієнт заповнення ГКЗ; ψ_T – коефіцієнт, що ураховує пересипання суміші через вал шнека та зазори; S_k – площа поперечного «живого» перерізу кожуха ГКЗ, м²; v_z – ідеальна (максимальна) осьова швидкість суміші в ГКЗ, м/с; ω – кутова швидкість обертання гвинта, рад./с; D , d та T – відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри та крок гвинтової стрічки, м.

До виконання технологічного процесу змішування висуваються, перш за все, вимоги щодо якості змішування. Якість змішування компонентів суміші оцінюється за вмістом ключового компонента, який має бути рівномірно розподілений за об'ємом суміші, причому його концентрація не має змінюватись з часом. При цьому суміш умовно розглядають як двокомпонентну, яка містить

ключовий та умовний компоненти, причому під останнім розуміють усі інші компоненти. [492]. Серед інтегральних критеріїв оцінки роботи змішувачів сипких матеріалів можна виокремити коефіцієнт неоднорідності концентрації ключового компонента. Проте, він не дає відповіді на закономірності зміни концентрації компонентів з часом, тобто ним неможливо оцінити згладжуючу здатність змішувача. Дослідження якісних характеристик процесу змішування та встановлення його згладжуючої здатності, як правило, базується на встановленні реакції моделі на стандартне збурення, яке описується як імпульс за допомогою дельта-функції Дірака $\delta(t)$.

Для оцінки згладжуючої здатності ГКЗ використаємо метод імпульсного збурення, який полягає у миттєвому введенні ключового компонента у вигляді індикатора на вхід ГКЗ та встановлені закону зміни концентрації індикатора на виході ГКЗ з часом. Розглянемо змішувач із суцільним гвинтовим робочим органом. Розіб'ємо зону змішування ГКЗ за його довжиною на n_k комірок, які в системі координат змішувача обмежуються нижніми поверхнями гвинта в початковий момент часу t_0 . Тобто кількість комірок відповідає кількості проміжків довжиною $\Delta T = T / k_T$ між сусідніми витками (де k_T – кількість заходів шнека). Позначимо об'єм введеного індикатора g_i . Оскільки об'єм комірки становить $V_k = 0,25\pi\Delta T(D^2 - d^2)$, то початкова (середня у нульовій комірці) об'ємна концентрація індикатора після його введення становить:

$$C_0 = \frac{4g_i}{\pi\phi_T\Delta T(D^2 - d^2)}. \quad (4.26)$$

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

$$t_\Delta = \frac{\Delta T}{v_z} = \frac{2\pi}{k_T\omega}. \quad (4.27)$$

Нехай, величина t_Δ , за яку вал обернеться на $1/k$ обертів за безрозмірний проміжок (імпульс) часу n_t , рівна одиниці. За цей час гвинтовий робочий орган перемістить вантаж із попередньої комірки $n_k = i - 1$ в наступну, тобто $n_k = i$. Часові проміжки довжиною t_Δ відобразимо рядом $n_t = \{0;1;2;\dots;j\}$. Тоді кількість

індикатора в i -ій комірці за j -ий проміжок часу позначимо K_{ij} . Нехай, в початковий момент часу ($n_t = 0$) увесь індикатор подається в нульову комірку ($n_k = 0$), де його початкова відносна концентрація рівна $C_0(t_\Delta) = 1$. Для ГКЗ ймовірність того, що за j -ий проміжок часу частина індикатора захопиться гвинтовою стрічкою і переміститься в наступну i -ту комірку, становить p_{ij} , а ймовірність того, що частина індикатора залишиться в попередній комірці становить $q_{ij} = 1 - p_{ij}$. За наступний проміжок часу частина $p_{i(j+1)}$ індикатора, що залишився в попередній комірці, знову переміститься в наступну, а в ній залишиться частина $q_{i(j+1)} = 1 - p_{i(j+1)}$ від залишкового вмісту індикатора в цій комірці. До комірки n_k індикатор може переміститися не швидше, ніж через $n_t = n_k$ проміжків, що узгоджується із максимальною швидкістю v_z руху суміші.

Нехай, у початковий момент часу в нульову комірку завантажується одинична кількість індикатора $K_{00} = 1$. Тоді через кожен наступний одиничний проміжок часу Δn_t частина індикатора переміщатиметься в наступну комірку, згідно заданої ймовірності p_{ij} , а частина залишатиметься (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2 – Розподіл індикатора за комірками n_{ki} під час руху вантажу протягом часу $t = n_t t_\Delta$

n_{ki}	n_{ij}					
	0	1	2	3	...	$n_t = n_k$
0	$K_{00} = 1$	$K_{01} = K_{00}q_{01}$	$K_{02} = K_{01}q_{02}$	$K_{03} = K_{02}q_{03}$...	$K_{0k} = K_{0(k-1)}q_{0k}$
1	$K_{10} = 0$	$K_{11} = K_{00}p_{01}$	$K_{12} = K_{01}p_{02} +$ $+ K_{11}q_{12}$	$K_{13} = K_{02}p_{03} +$ $+ K_{12}q_{13}$...	$K_{1k} = K_{0(k-1)}p_{0k} +$ $+ K_{1(k-1)}q_{1k}$
2	$K_{20} = 0$	$K_{21} = 0$	$K_{22} = K_{11}p_{12}$	$K_{23} = K_{12}p_{13} +$ $+ K_{22}q_{23}$...	$K_{2k} = K_{1(k-1)}p_{1k} +$ $+ K_{2(k-1)}q_{2k}$
3	$K_{30} = 0$	$K_{31} = 0$	$K_{32} = 0$	$K_{33} = K_{22}p_{23}$...	$K_{3k} = K_{2(k-1)}p_{2k} +$ $+ K_{3(k-1)}q_{3k}$

Закінчення таблиці 4.2

...
n_k	0	0	0	0	0	$K_{kk} = K_{(k-1)(k-1)} \times$ $\times p_{(k-1)k}$

У таблиці представлено розподіл кількості індикатора за комірками (горизонтальні рядки) у кожен із моментів часу n_{ij} (вертикальні стовпці). У крайньому правому стовпці представлено розподіл індикатора за комірками (від 0 до n_k) за час, коли частина індикатора досягне крайньої комірки $n_t = n_k$, тобто опиниться на виході із змішувача. Для змішувачів на базі гвинтових конвеєрів ймовірність p_{ij} переміщення вантажу із комірки у комірку приймаємо постійною за довжиною змішування і рівною коефіцієнту p , який ураховує пересипання суміші через зазори, а ймовірність того, що частина індикатора залишиться в попередній комірці, приймаємо рівною q .

Відповідно, розподіл індикатора за довжиною змішувача (за комірками) відповідає біноміальному розподілу:

$$\begin{aligned} K_{ij} &= C_j(n_t) = K_{i(j-1)}q + K_{(i-1)(j-1)}p = \\ &= C_j^i p^i q^{j-i} = C_{n_t}^{n_k} \psi^{n_k} (1-\psi)^{n_t-n_k}, \end{aligned} \quad (4.28)$$

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

Нехай, гвинтовий конвеєр-змішувач довжиною L має $n_k = k_T L/T$ комірок. Тоді в момент часу $t_k = n_k t_\Delta$ індикатор з'являється на виході із концентрацією $C_e(t_{n_k}) = C_{n_k}^{n_k} \psi_T^{n_k}$.

У момент часу $t_{k+1} = (n_k + 1)t_\Delta$ безрозмірна концентрація на виході ГКЗ становитиме $C_e(t_{n_k+1}) = C_{n_k+1}^{n_k} \psi_T^{n_k} (1-\psi_T)$, а в довільний момент часу $t_j = n_t t_\Delta$ безрозмірна концентрація буде

$$C_e(t_{n_t}) = C_{n_t}^{n_k} \psi_T^{n_k} (1-\psi_T)^{n_t-n_k}. \quad (4.29)$$

Якщо гвинтовий робочий орган виконано різним конструктивним

виконанням по довжині ГКЗ i , відповідно із різним коефіцієнтом $\psi_{(i-1),i}$ пересипання з $i-1$ в i -ту комірку, то і ймовірності $p_{(i-1),i} = \psi_{(i-1),i}$ та $q_{(i-1),i} = 1 - \psi_{(i-1),i}$ теж будуть різні в кожній комірці.

Відповідно, залежність (4.28) прийме вид

$$K_{i,j} = K_{i,(j-1)}(1 - \psi_{j-1}) + K_{(i-1),(j-1)}\psi_j \quad (4.30)$$

Як показали дослідження, в цьому випадку крива розподілу безрозмірної концентрації може дещо відрізнятись (в т.ч. мати незначну асиметрію тощо). Проте якщо в залежності (4.28) прийняти усереднене значення $\psi = \sum \psi_{(i-1),i} / n_k$, то вона адекватно описуватиме час проходження індикатора по комірках, а отже і в цьому випадку можна використовувати залежність (4.29) для встановлення безрозмірної концентрації.

У розмірних одиницях концентрація індикатора на виході описується S -кривою, що характеризує згладжуючу здатність ГКЗ:

$$C_e(t_i) = C_0 C_e(t_p) = \frac{4gC_e(t_p)}{\pi\varphi_T \Delta T (D^2 - d^2)}. \quad (4.31)$$

Що менше максимальне значення похідної $d[C_e(t_i)]/dt$, то більша згладжуюча здатність ГКЗ. Аналіз залежностей (4.28) та (4.29) показує, що закон зміни концентрації $C_e(t_i)$ визначається вибором параметрів ψ_T , L та k_T .

На графіку (рис. 4.3) представлено розподіл ключового компонента-індикатора у змішувачі, що має 20 комірок (n_k), для суцільного гвинтового конвеєра-змішувача з $\psi_T = 0,8$ (на рис. 4.3 – суцільна лінія) та лопатевого змішувача з $\psi_T = 0,2$ (на рис. 4.3 - штрихова лінія) для випадку, коли $n_t = n_k$, що відповідає часу змішування $t = t_{\Delta n_k} = 2\pi L / (\omega T)$ (рис. 4.3, а), та для часу досягнення максимальної концентрації індикатора n_t , на виході ГКЗ (рис. 4.3, б).

Очевидно, що зі збільшенням довжини конвеєра та кількості заходів гвинта зростатиме кількість комірок змішування та зростатиме змішувальна здатність конвеєра. Проаналізуємо вплив коефіцієнта пересипання ψ_T . Аналіз рисунку 4.3 показує, що максимально концентрація ключового компонента зменшується в 5

разів (з 1 до 0,2) як у випадку $\psi_T = 0,8$, так і у випадку $\psi_T = 0,2$. Проте, у лопатевого змішувача швидкість переміщення суміші значно менша, ніж швидкість її переміщення у гвинтовому конвеєрі-змішувачі.

Із збільшенням коефіцієнта пересипання до $\psi_T = 0,5$, максимальну концентрацію можна знизити до 0,12 (рис. 4.4) для ГКЗ із 20-ма комірками. Цей випадок є оптимальним з точки зору забезпечення максимальної згладжувальної здатності гвинтового транспортера-кормозмішувача.

Досягнути пересипання суміші в ГКЗ між витками на рівні $\psi_T = 0,5$ можна збільшенням: зазору між гвинтовою стрічкою та кожухом, коефіцієнта заповнення конвеєра, швидкості обертання робочого органа та переходом із тихохідного режиму транспортування в нестійкий режим (режим змішування), а також виконанням отворів по периферії гвинта. Як показав досвід експлуатації гвинтових змішувачів, найбільш ефективним є поєднання вказаних факторів.

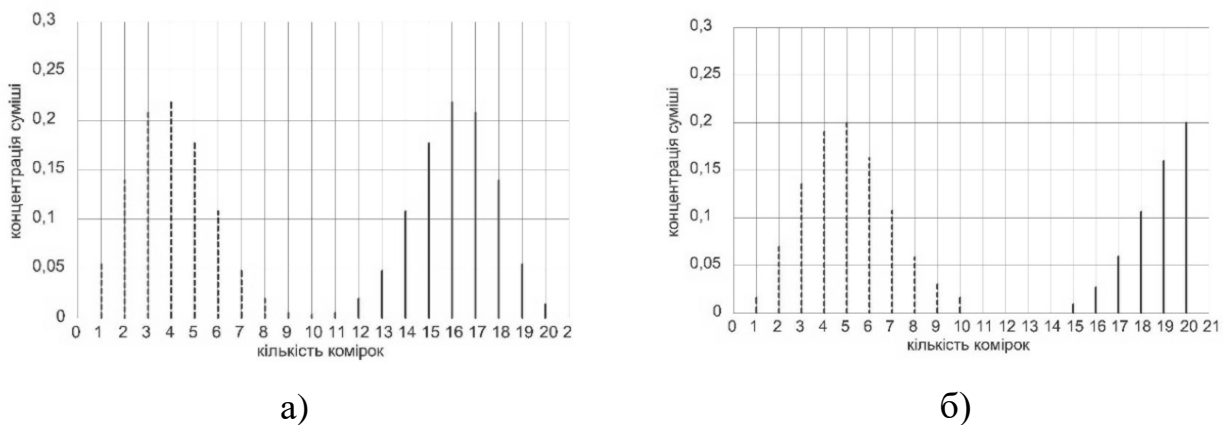


Рисунок 4.3 – Розподіл ключового компонента у комірках змішувача для ГКЗ із $\psi_T = 0,2$ (-----) та $\psi_T = 0,8$ (_____), відповідно, при $n_t = 20$ (а) та $n_t = 25$ (б)

Рекомендоване значення коефіцієнта заповнення ГКЗ становить $\psi_T = 0,5$. Подальше зростання коефіцієнта призводить до зростання енергоємності та зниження якості об'ємного змішування компонентів. Кутову швидкість доцільно визначати із залежності для коефіцієнта швидкохідності $P_k = D\omega^2/(2g)$ за умови, що його значення має знаходитися в межах 1,5–2,0. Проте, найбільш ефективним з огляду на забезпечення згладжувальної здатності змішувача та якості об'ємного

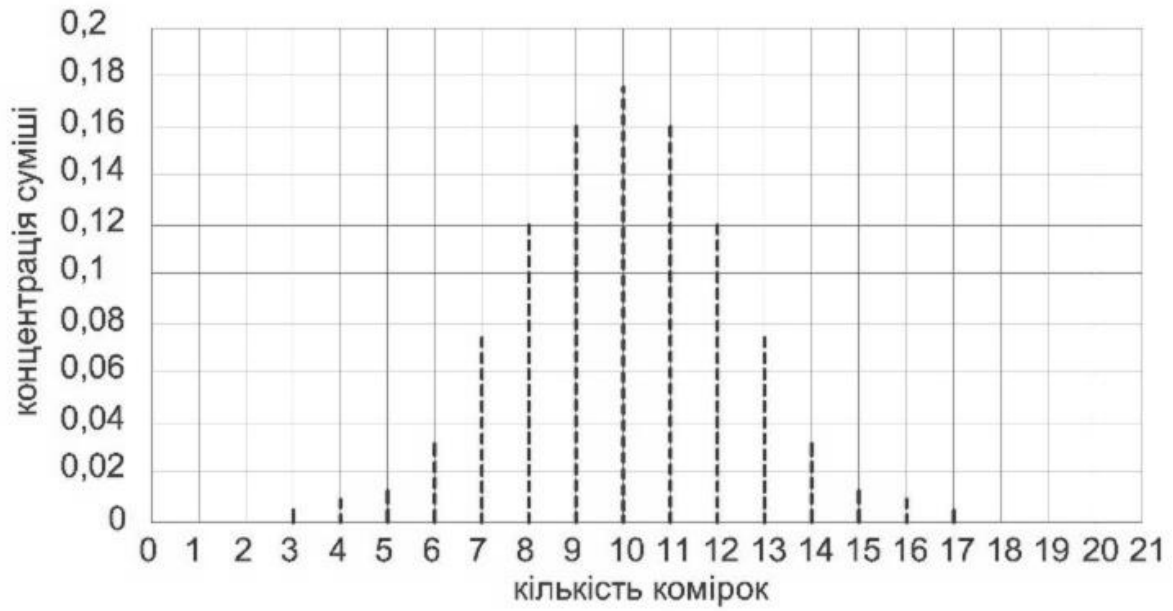
змішування компонентів є розташування по периферії гвинта отворів певної форми. У цьому випадку можлива різна ймовірність переходу частинок компонентів між різними комірками, тому розподіл індикатора у комірках в процесі змішування може дещо відрізнятись від біноміального. Проте, загальний принцип побудови моделі змішування буде той самий. Як продемонстрували результати дослідження, зазначені відмінності будуть незначними, оскільки вирішальний вплив на розподіл індикатора у комірках має інтегральний показник – коефіцієнт ψ_T впливу пересипання на продуктивність ГКЗ.

Дослідження показали, що для досягнення високої однорідності змішування по об'єму суміші та в часі (згладжування), кращі результати отримували при поєднанні різних впливів з секційним виконанням ГКЗ. Зокрема, виконання змішування двосекційним дозволяє збільшити згладжування нерівномірності внесення компонентів в часі, підвищити рівномірність розподілу компонентів по об'єму та покращити логістику руху потоків у змішувачі, забезпечуючи зручність вивантаження суміші із змішувача чи подачі її у тару.

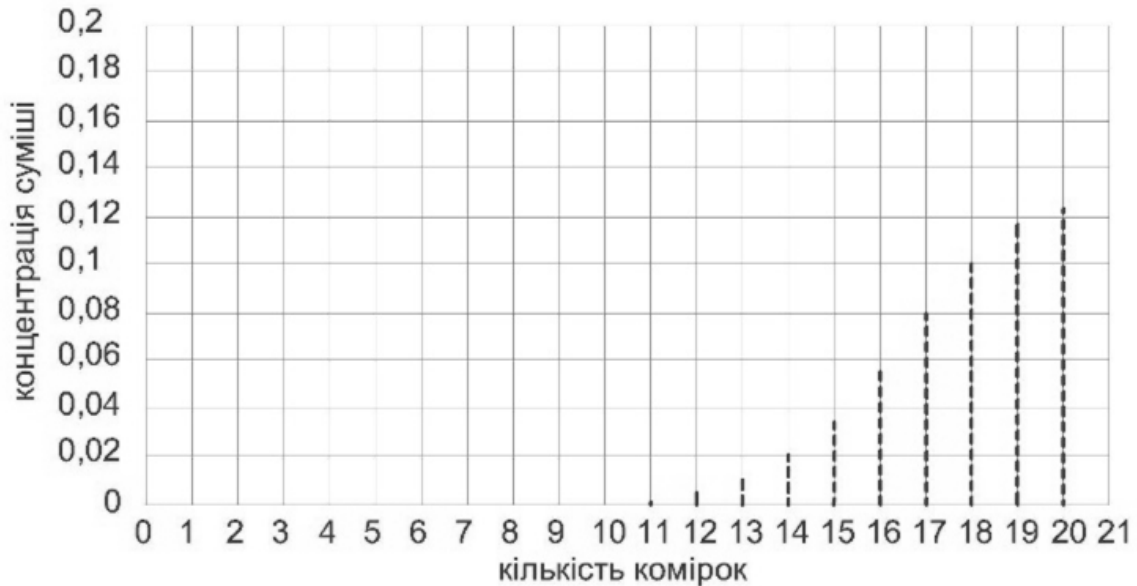
Для секційних гвинтових конвеєрів змішувачів, робоча зона яких поділена на комірки, при нерівномірному поступленні компонента в комірку, розподіл компонентів по об'єму відбувається в комірках по мірі транспортування. Середня швидкість потоку v_c відрізняється від максимальної швидкості гвинтового транспортування v_z ,

$$v_c = \psi_T v_z = \psi_T \omega T / (2\pi). \quad (4.32)$$

Виконанням гвинтового робочого органу з перфорованими кромками із різним кутом їх відхилення змінюють коефіцієнт пересипання ψ_T суміші через зазори. Із умови постійності об'ємної продуктивності (4.25) для комірок однакової площі живого перерізу із різним ψ_{Ti} отримаємо різний коефіцієнт заповнення відповідних комірок $\psi_{Ti} \varphi_{Ti} = \psi_{Tj} \varphi_{Tj} = \text{const}$. Оскільки початкова концентрація формується в завантажувальній комірці із суцільним шнеком, то в залежності (4.29) розрахунковий коефіцієнт заповнення приймають рівним коефіцієнту заповнення Δ_T в комірці завантаження $\psi_{Ti} = \Delta_T = 0,3...0,4$.



а)



б)

Рисунок 4.4 – Розподіл ключового компонента у комірках змішувача для ГКЗ із $\psi_T = 0,5$, відповідно, при $n_t = 20$ (а) та $n_t = 40$ (б).

Як випливає із (4.28) та (4.29) відповідний рівень згладжуючої здатності ГКЗ забезпечується вибором параметрів ψ_T , L та k_T , причому раціональне значення параметру $\psi_T = 0,5$ можна досягнути переходом із тихохідного режиму транспортування в нестійкий режим (режим змішування) та збільшенням коефіцієнта заповнення робочої зони конвеєра, що інтенсифікує пересипання

суміші через вал, тобто в іншу комірку, а також виконанням отворів по периферії гвинта чи виконанням його периферії у вигляді лопатей із відігнутими робочими поверхнями.

Розподіл ключового компоненту в суміші по робочому об'єму ГКЗ, в т.ч. по об'єму, комірки в загальному виді можна описати залежністю [34].

$$\frac{\partial C_i(x)}{\partial t} = \text{div}(D \cdot \text{grad}(C) - wC) \quad (4.33)$$

де D - коефіцієнт дифузії; w - коефіцієнт швидкості сегрегації.

Практичне використання залежності (4.32) ускладнене через нерівномірність руху потоку вантажу у гвинтових змішувачів взагалі і складність аналітичного опису руху потоку через перфоровані отвори з відігнутими периферійними кромками. А тому, для моделювання процесу змішування у змішувачах неперервної дії використовують залежність для поточної зміни коефіцієнта неоднорідності суміші $V_C(t)$ до моменту часу t , [34].

$$V_C(t) = aV_{CH}e^{-\Phi t}, \quad (4.34)$$

де V_{CH} – початкове значення коефіцієнта неоднорідності суміші (визначається співвідношенням компонентів суміші); a – коефіцієнт пропорційності; Φ - функція (або параметр), яка залежить від геометричних і режимних параметрів змішувача, а також від фізико-механічних властивостей суміші.

Розглянемо рух вантажу по гвинтовій поверхні. Умовний перепад висот ΔH , який проходить вантаж при ковзанні по гвинту шнека буде пропорційний радіусу R кожуха гвинтового конвеєра змішувача $\Delta H = k_r R$. Із закону збереження енергії

$W_K - A_{втр} = W_{II}$, де W_K та W_{II} - відповідно, кінетична та потенціальна енергії;

$A_{втр}$ - втрати на тертя від переміщення вантажу по поверхнях гвинта та кожуха.

Відповідно, закон збереження енергії опишеться співвідношенням

$$mg\Delta H - k_{\mu} \mu mg(l_k + l_c) = mv^2 / 2, \quad (4.35)$$

де μ - коефіцієнт тертя, k_μ - параметр пропорційності сил тертя, що залежить від конструктивних параметрів ГКЗ та кута його нахилу, l_k та l_c - відповідно шлях, що проходить вантаж по поверхні кожуха та спіралі, що, із врахуванням критеріїв геометричної подібності ГКЗ, пропорціональні R . Відповідно

$$v = \sqrt{2g(k_R R - k_\mu \mu (l_k + l_c))} = K_C \sqrt{2gR}, \quad (4.36)$$

де K_C - коефіцієнт режиму роботи ГКЗ.

Умовою не захоплення вантажу в гвинтовий рух, є не перевищення лінійної швидкості крайки гвинта швидкості v . Відповідно, кутова швидкість обертання гвинта не повинна перевищувати значення $\omega \leq v/R$. Із (4.35) отримуємо фізичний зміст коефіцієнту роботи з ГКЗ в режимі змішування.

$$K_C = \omega^2 R / g = P, \quad (4.37)$$

де P – коефіцієнт швидкохідності гвинтового конвеєра.

Аналіз впливу режиму роботи конвеєра на циркуляційний рух вантажу в перехідному режимі транспортування, за результатами досліджень (оціночно), в діапазоні зміни коефіцієнта швидкохідності P в межах $0,5 < P < 6$, де $P_{\max} = 1$, має вигляд, рисунок 4.5.

Цю залежність можна апроксимувати виразом виду

$$f(P) = \frac{A}{P^\zeta + 1/(BP)}, \quad (4.38)$$

де для гвинтового конвеєра із суцільним гвинтовим робочим органом: $\zeta = 0,1$; $A = 1,13$; $B = 7$.

Із врахуванням просипання, час проходження певного об'єму суміші через комірку буде

$$t_{\Delta i} = 2\pi\psi_i L_i / (k_T \omega T_i), \quad (4.39)$$

де ψ_i , L_i та T_i відповідно коефіцієнт просипання в i -ій комірці, її довжина та крок гвинта.

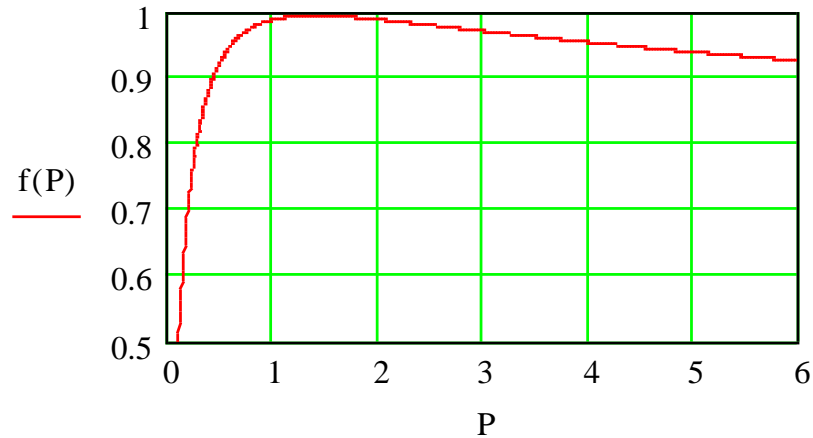


Рисунок 4.5 - Закономірності зміни впливу коефіцієнта швидкохідності на циркуляційне переміщення вантажу в робочому просторі.

Біжучий час проходження вантажу до біжучої комірки комірках буде

$$t = \sum_{n_i=0}^{n_{ii}} t_{\Delta i} \quad (4.40)$$

У випадку, коли ψ_i , L_i та T_i будуть постійними для кожної комірки, розрахунковий час проходження суміші до біжучої довжини $x = L_i$ буде

$$t_x = \frac{2\pi\psi}{\omega T} L_i = \frac{\psi L_T}{\omega R \operatorname{tg} \alpha} = \frac{\psi L_T}{\sqrt{R P g} \operatorname{tg} \alpha} \quad (4.41)$$

де α - кут підйому гвинтової поверхні, для змішувачів, $\alpha = 20 - 30^\circ$. А для проходження всієї довжини L ГКЗ, час знаходження елемента суміші в змішувачі відповідно

$$t_L = \frac{\psi L}{\sqrt{g R P} \operatorname{tg} \alpha} \quad (4.42)$$

$t = t_{\Delta} n_k = 2\pi L / (\omega T)$ Для похилих конвеєрів (з кутом нахилу до горизонту γ) внаслідок збільшення просипання продуктивність знижується за лінійною характеристикою, відповідно $\psi_\gamma = (1 - \chi \operatorname{tg} \gamma)$, де $\chi = 0,5 - 0,6$.

Аналіз відомих даних та експериментальних досліджень показав, що нерівномірність змішування знижується пропорційно часу перебування суміші в змішувачі, і, згідно (4.41), довжині змішувача, кількості комірок по мірі проходження вантажу та впливу режиму його роботи, а також конструктивне

виконання гвинта (в тому числі виконано у вигляді лопатей). Тоді залежність (4.34) можна представити у виді

$$V_C(t) = aV_{CH} \exp\left(\frac{-b_c f(P)(1 - \chi \operatorname{tg} \gamma) \psi k_t L_t}{\sqrt{gRP} \operatorname{tg} \alpha}\right), \quad (4.43)$$

де a – параметр що враховує підвищення інтенсифікації змішування конструктивним виконанням гвинта; b_c – параметр що враховує реологічні властивості компонентів в суміші, зокрема їх вологість та інші не враховані фактори. Зокрема для сухих компонентів суміші, які незначно відрізняються за об’ємною вагою та розмірами частинок приймають $b_c = 1$. Для ГКЗ із суцільним шнеком приймають $a = 1$, для виконання шнека із перфорованою стрічкою із відігнутими крайками в сторону руху суміші - $a = 0,7 - 0,8$, залежно від кута відгину кромки, для гвинтових стрічок із різностороннім відгином крайок - $a = 0,6 - 0,65$.

В загальному виді, для довільного ГКЗ залежність (4.41) можна представити як функцію від довжини ГКЗ (чи біжучої довжини L_T , при її встановленні та кількості заходів k_T гвинта і параметрів a та b , які для кожного конструктивного виконання ГКЗ матимуть свої значення.

$$V_C(t) = aV_{CH} \exp(-bk_T L_t) \quad (4.44)$$

Для змішування сумішей із суттою різницею в об’ємній вазі компонентів залежність (4.43) включатиме складову V_{Cw} від сегрегації суміші (4.33), яка може добавляти 3% і більше неоднорідності суміші.

$$V_C(t) = aV_{CH} \exp(-bk_T L_t) + V_{Cw} \quad (4.45)$$

Як впливає із аналізу (4.28 - 4.31)(4.41 - 4.43), такі фактори, як довжина конвеєра, кількість заходів гвинта і, відповідно кількість комірок, на які поділено потік, коефіцієнт пересипання суміші, найбільше впливають на згладжуючу здатність ГКЗ. На рівномірність розподілу суміші по об’єму, крім вказаних факторів, в найбільшій мірі впливає механічний розрив потоку всередині комірок (формування лопатей на крайці і їх відгин), а також режими роботи ГКЗ.

4.4 Висновки по розділу 4

1. Побудовано математичну модель згинальних коливань шнека крутонахиленої вітки гвинтового завантажувача-змішувача, які служать базою визначення впливу нелінійних та періодичних сил, а також руху сипкого матеріалу на динамічний процес. На основі виконаних розрахунків побудовані графічні залежності частоти власних коливань крутонахиленої вітки завантажувача від кутової швидкості обертання гвинта, погонної маси матеріалу та стискуючого зусилля. Вони показують що власна частота згинальних коливань круто нахиленої вітки шнека значною мірою залежить від кутової швидкості його обертання, погонної маси сипкого середовища та її довжини. Зростання кутової швидкості від 10 до 25 с^{-1} за маси сипкого середовища 10 кг/м спричиняє спадання його власної частоти у 2,3 , а при погонній масі середовища 25 кг/м - 1,4 рази; збільшення довжини круто нахиленої вітки шнека від 6 до 9 м за кутової швидкості його обертання 15 с^{-1} спричиняє зменшення частоти власних коливань майже у два рази.

2. На базі методу Ван-дер-Поля одержано розрахункові залежності для визначення впливу на амплітуду та частоту коливань крутонахиленого гвинтового робочого органу кутової швидкості обертання гвинта, погонної маси матеріалу та стискуючого зусилля. Встановлено особливості динаміки крутонахиленої вітки завантажувача, які значною мірою не відрізняються від горизонтальної у частині впливу погонної маси сипкого матеріалу, швидкості його руху, кутової швидкості руху гвинтового робочого органу. Щодо впливу поздовжньої стискаючої сили на власну частоту, а отже на амплітуду збурених коливань, то прояв більшою мірою реалізується для крутонахилених шнеків більших довжин.

3. Щоб уникнути резонансних явищ, під час експлуатації завантажувача-змішувача, які мають негативний вплив на процес завантаження і переміщення матеріалів та ресурс експлуатації конвеєрів. Проведено дослідження резонансних коливань в крутонахиленій вітці гвинтового з побудовою та аналізом математичної моделі процесу.

4. Для різних числових значень параметрів дослідженої системи та кутової швидкості обертання крутонахиленого робочого органу завантажувача-змішувача

досліджено значення амплітуди поперечних коливань під час переходу через головний резонанс. Результати досліджень показали, що:

- резонансна амплітуди залежать як від швидкості руху сипкого матеріалу, кутової швидкості обертання робочого гвинта та швидкості зміни (у резонансній зоні) частоти зовнішнього періодичного збурення;

- для менших значень погонної маси сипкого матеріалу, робочого гвинта та більшої швидкості переходу через головний резонанс значення резонансної амплітуди є меншим;

- зростання амплітуди при переході через резонанс для гвинтового робочого органу, який обертається у порівнянні із “стаціонарним” його положенням, є меншою для випадку більшої кількості відносного руху сипкого матеріалу.

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

РОЗДІЛ 5

ПРОГРАМА, МЕТОДИКА ТА УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Програма та методика проведення експериментальних досліджень гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій у сільськогосподарському виробництві

Експериментальні дослідження проводили для підтвердження теоретичних передумов та обґрунтування конструктивно-технологічних рішень, що стосуються гвинтових конвеєрів. Основною метою експериментальних досліджень було визначення раціональних технологічних параметрів ГК для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві та режимів робочого процесу.

Програма експериментальних досліджень передбачала наступні етапи:

- проектування, відібраних на основі проведеного синтезу ефективних моделей гвинтових конвеєрів, з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, та їх виготовлення;
- дослідження процесів викочування (вигвинчування) рухомої в осьовому напрямку частини шнека з нерухомої та заочування (вгвинчування) рухомої частини шнека в нерухому в телескопічному гвинтовому транспортері;
- проведення випробувань з визначення продуктивності перевантаження мобільними гвинтовими багатофункціональними транспортерами сільськогосподарських вантажів з оцінкою впливу кута нахилу, частоти обертання шнеків та його кроку;
- проведення випробувань з визначення величини крутного моменту на приводах шнеків мобільних гвинтових багатофункціональних транспортерів при перевантаженні сільськогосподарських вантажів з оцінкою впливу кутів нахилу, частот обертання, висоти перевантаження та довжин видовження ГРО;
- проведення випробувань з визначення витрат потужності на приводах багатофункціональних ГК при перевантаженні сільськогосподарських вантажів

мобільними гвинтовим транспортерами з встановленням впливу кутів нахилу, частот обертання, висоти перевантаження та довжин видовження ГРО;

- дослідження ефективності сепарування сільськогосподарських матеріалів багатофункціональними гвинтовими конвеєрами з оцінкою впливу маси сипкого матеріалу, частоти обертання та кута нахилу ГРО;

- дослідження якості змішування сільськогосподарських матеріалів багатофункціональними гвинтовими конвеєрами з оцінкою впливу частоти обертання та профілю ГРО;

- статистичне оброблення результатів експериментів з метою визначення рівнянь регресій та емпіричних залежностей, що адекватно описують досліджувані процеси.

Методика експериментальних досліджень гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження сільськогосподарських матеріалів передбачала використання стандартного інструментарію та розробленого експериментального устаткування [128, 141, 185, 322, 325, 329]. Зокрема серед стандартного інструментарію використовували: ваги лабораторні, мірну тару, рулетки, лінійки, транспортири, персональний комп'ютер (ПК) та перетворювач частоти (ПЧ) серії Altivar, що забезпечував зміну частоти обертання електродвигунів і заміри величини навантажень та витрат електроенергії з допомогою програмного забезпечення PowerSuite, специфічного стендового оснащення та спеціальних конструкцій ГРО, набору штампованих сит з різними діаметрами отворів, розроблених запобіжних муфт.

Величина крутного моменту та витрати потужності на приводах мобільних гвинтових транспортерів при перевантаженні сільськогосподарських вантажів визначали з допомогою персонального комп'ютера (ПК) та перетворювача частоти (ПЧ) серії Altivar, що забезпечував зміну частоти обертання електродвигунів і заміри величини навантажень та витрат електроенергії з допомогою програмного забезпечення PowerSuite (детально описано в п. 5.2). Продуктивність ГК визначались зважуванням вантажів, переміщених за одиницю часу. Ефективність

сепарування сільськогосподарських матеріалів визначалась детальною перевіркою відсепарованих часток і очищеного сільськогосподарського матеріалу, аналогічно як і оцінка відкаліброваного матеріалу при розділенні його на фракції. Визначення якості процесу змішування відбувалось шляхом взяття вибірок змішаної суміші та замірів концентрації контрольного компоненту суміші. Оцінку процесів транспортування і перетворення сільськогосподарських вантажів здійснювали візуальним спостереженням.

Оброблення отриманих даних експериментальних масивів проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення з використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних [208, 209, 222, 454]. Для отримання регресійних моделей та параметрів оптимізації вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у відповідній послідовності.

Оскільки, під час проведення експериментів незалежні фактори є неоднорідними та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів мають різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих. Після кодування вхідних факторів складались план-матриці повного факторного експерименту (ПФЕ) (табл. 5.1). Отримані результати розрахунків зводили до таблиці результатів експериментальних досліджень. Оброблення отриманих результатів експериментів проводили за допомогою загальновідомої методики та аналізу проведених експериментальних досліджень на ПК [209, 454].

Таблиця 5.1 – Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, У			Середні значення, У
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$U_{\text{сер.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	U_{1c}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	U_{2c}
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	U_{3c}
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	U_{4c}
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	U_{5c}
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	U_{6c}
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	U_{7c}
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	U_{8c}
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	Y_{91}	Y_{92}	Y_{93}	U_{9c}
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{101}	Y_{102}	Y_{103}	U_{10c}
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{111}	Y_{112}	Y_{113}	U_{11c}
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	Y_{121}	Y_{122}	Y_{123}	U_{12c}
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	Y_{131}	Y_{132}	Y_{133}	U_{13c}
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{141}	Y_{142}	Y_{143}	U_{14c}
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	Y_{151}	Y_{152}	Y_{153}	U_{15c}
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	Y_{161}	Y_{162}	Y_{163}	U_{16c}
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	Y_{171}	Y_{172}	Y_{173}	U_{17c}
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	Y_{181}	Y_{182}	Y_{183}	U_{18c}
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	Y_{191}	Y_{192}	Y_{193}	U_{19c}
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	Y_{201}	Y_{202}	Y_{203}	U_{20c}
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	Y_{211}	Y_{212}	Y_{213}	U_{21c}
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	Y_{221}	Y_{222}	Y_{123}	U_{22c}
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	Y_{231}	Y_{232}	Y_{233}	U_{23c}
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	Y_{241}	Y_{242}	Y_{243}	U_{24c}
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	Y_{251}	Y_{252}	Y_{253}	U_{25c}
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{261}	Y_{262}	Y_{263}	U_{26c}
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	Y_{271}	Y_{272}	Y_{273}	U_{27c}

При цьому функцію відгуку (параметр оптимізації) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратичного полінома [200], який описує реальний експериментальний процес:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (5.1)$$

де Y - експериментальне значення результуючої ознаки; $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти регресії відповідних значень вхідних факторів x_i ; x_1, x_2, x_3 - вхідні кодовані фактори.

Коефіцієнти апроксимуючого полінома за умови ортогональності та симетрії, визначали за відповідними загальними формулами [208]:

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору:

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N}; \quad (5.2)$$

- коефіцієнти факторів взаємодії b_{ij} :

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N}, \quad (5.3)$$

де x_{iu} - значення кодової змінної у відповідному стовпці плану експерименту; \bar{y}_u - середній результат u -го дослід; u - порядковий номер дослід; i - номер фактору; j, k - номер фактору, відмінного від i -го; N - кількість проведених експериментів.

За результатами розрахунків, які проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК, будували залежності поверхонь відгуку параметра оптимізації та двомірний переріз поверхонь відгуку для наочного відображення результатів проведених експериментальних досліджень.

Для побудови та аналізу одержаних залежностей на ПК використовували пакет статистики «Statistica 6.0». Аналіз випадковості процесу оцінювали за стандартними методиками, при цьому визначали математичну дисперсію випадкової величини D [208, 209, 454].

Залежність параметру оптимізації від зміни одного вхідного фактору, за постійного значення інших факторів, будували за допомогою пакета прикладної програми «MathCad 6.0».

Апроксимацію отриманих експериментальних даних ломаної лінії, яка побудована за результатами проведених досліджень, проводили за відомими стандартними методиками, при цьому величину відхилення («неузгодженості») визначали методом найменших квадратів [209, 454]:

$$\Theta = \sum_{i=1}^N \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^N (m_{i_e} - m_{i_m})^2, \quad (5.4)$$

де $\Theta = \varepsilon^2$ - величина “неузгодженості”; m_{i_e} , m_{i_m} - відповідно теоретичне, визначене за емпіричною формулою та експериментальне значення i -го досліджу.

5.1.1 Методика проведення випробувань з визначення продуктивності перевантаження сільськогосподарських вантажів гвинтовим завантажувачем з пересипом

Для підтвердження основних теоретичних викладок, які відносяться до встановлення закономірностей зміни продуктивності гвинтового завантажувача з пересипом (ГЗП) від частоти обертання шнека n , кута нахилу вивантажувальної магістралі α та кроку витків шнека T , проведено лабораторні експериментальні

дослідження. Визначали залежність продуктивності перевантаження сільськогосподарських вантажів ГЗП від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , кроку витків шнека T та кута нахилу вивантажувальної магістралі α , тобто $Q=f(n, T, \alpha)$.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 5.2. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ 3³ прийнято:

- частоту обертання шнека n , яку кодували індексом x_1 ;
- крок витків шнека T , який кодували індексом x_2 ;
- кут нахилу транспортера α , який кодували індексом x_3 .

Таблиця 5.2 – Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні продуктивності перевантаження сільськогосподарських вантажів гвинтовим завантажувачем з пересипом

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур.(кодовані)		
	натур.	код.				
Частота обертання шнека	n , об/хв.	x_1	198,8	710 (+1)	511,2 (0)	312,4 (-1)
Крок витків шнека	T , м	x_2	0,025	0,14 (+1)	0,115 (0)	0,09 (-1)
Кут нахилу вивантажувальної магістралі	α , град.	x_3	15	60 (+1)	45 (0)	30 (-1)

5.1.2 Методика проведення експериментальних досліджень величини крутного моменту при перевантаженні сільськогосподарських вантажів мобільними гвинтовими транспортерами

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) телескопічного гвинтового конвеєра (ТГК) на крутний момент приводу шнека під час транспортування кукурудзи, пшениці та комбікорму (параметр оптимізації T) проведено повнофакторні експерименти залежності, тобто визначення величини крутного моменту на приводі шнека ТГК від зміни трьох

основних факторів: частоти обертання шнека $n_{ш}$, довжини видовження шнека l та кута нахилу транспортера γ , тобто $T=f(n_{ш}, l, \gamma)$ [380].

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 5.3. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ 3^3 прийнято:

- частоту обертання шнека $n_{ш}$, яку кодували індексом x_1 ;
- довжину видовження шнека l , яку кодували індексом x_2 ;
- кут нахилу транспортера γ , який кодували індексом x_3 .

Таблиця 5.3 – Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні крутного моменту на приводі шнека телескопічного гвинтового транспортера

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур.(кодовані)		
	натур.	код.				
Частота обертання шнека	$n_{ш}$, об/хв.	x_1	200	700 (+1)	500 (0)	300 (-1)
Довжина видовження шнека	l , м	x_2	0,14	1,61 (+1)	1,47 (0)	1,33 (-1)
Кут нахилу транспортера	γ , град.	x_3	20	45 (+1)	25 (0)	5 (-1)

Проведення експериментальних досліджень величини крутного моменту приводу шнека ТГК при зміні частоти обертання шнека, довжини його видовження шнека та кута нахилу, та обробку експериментальних даних виконано згідно наведеної вище методики.

Для підтвердження основних теоретичних положень, які відносяться до встановлення закономірностей зміни крутного моменту на приводі гвинтового завантажувача з пересипом від частоти обертання шнека n , кута нахилу вивантажувальної магістралі α та висоти транспортування H проведено лабораторні експериментальні дослідження, порядок виконання яких наведено вище. Визначено зміни крутного моменту на приводі гвинтового завантажувача з пересипом від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , кута

нахилу вивантажувальної магістралі α та висоти транспортування H тобто $M=f(n,\alpha,H)$.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 5.4. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ 3^3 прийнято:

- частоту обертання шнека n , яку кодували індексом x_1 ;
- кут нахилу транспортера α , який кодували індексом x_2 ;
- висота транспортування H , яку кодували індексом x_3 .

Таблиця 5.4 – Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні крутного моменту на приводі шнека гвинтового завантажувача з пересипом

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур.(кодовані)		
	натур.	код.				
Частота обертання шнека	n , об/хв.	x_1	198,8	710 (+1)	511,2 (0)	312,4 (-1)
Кут нахилу вивантажувальної магістралі	α , град.	x_3	15	60 (+1)	45 (0)	30 (-1)
Висота транспортування	H , м	x_3	15	2,5 (+1)	2,0 (0)	1,5 (-1)

Проведення експериментальних досліджень крутного моменту на приводі шнека ГЗП при зміні зазначених факторів, та обробку експериментальних даних виконано згідно наведеної вище методики.

5.1.3 Методика проведення експериментальних досліджень витрат потужності при перевантаженні сільськогосподарських вантажів мобільними гвинтовими транспортерами

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) ТГК на потужність приводу шнека під час транспортування кукурудзи, пшениці та комбікорму (параметр оптимізації N) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення величини потужності

на приводі шнека телескопічного гвинтового транспортера від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека $n_{ш}$, довжини видовження шнека l та кута нахилу транспортера γ , тобто $N=f(n_{ш}, l, \gamma)$ [403]. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 5.5. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ 3^3 прийнято:

- частоту обертання шнека $n_{ш}$, яку кодували індексом x_1 ;
- довжину видовження шнека l , яку кодували індексом x_2 ;
- кут нахилу транспортера γ , який кодували індексом x_3 .

Таблиця 5.5 – Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні витрат потужності на приводі шнека телескопічного гвинтового транспортера

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур.(кодовані)		
	натур.	код.				
Частота обертання шнека	$n_{ш}$, об/хв.	x_1	200	700 (+1)	500 (0)	300 (-1)
Довжина видовження шнека	l , м	x_2	0,14	1,61 (+1)	1,47 (0)	1,33 (-1)
Кут нахилу транспортера	γ , град.	x_3	20	45 (+1)	25 (0)	5 (-1)

Проведення експериментальних досліджень величини енерговитрат приводу шнека ТГК від зміни частоти обертання шнека, довжину його видовження шнека та кута нахилу, та обробку експериментальних даних виконано згідно наведеної вище методики.

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) ГЗП на його питомі енерговитрати під час транспортування пшениці, ячменю та кукурудзи, проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення величини питомих енерговитрат ГЗП від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , кута нахилу вивантажувальної магістралі α , висоти транспортування, тобто $w=f(n, \alpha, H)$.

Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення даних експерименту.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 5.6. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ 3^3 прийнято:

- частоту обертання шнека n , яку кодували індексом x_1 ;
- кут нахилу вивантажувальної магістралі α , який кодували індексом x_2 ;
- висоту транспортування H , яку кодували індексом x_3 .

Таблиця 5.6 – Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні питомих енерговитрат гвинтового завантажувача з пересипом при транспортуванні пшениці, ячменю та кукурудзи

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	Код.	Натур.				
Частота обертання шнека, n , об/хв.	X_1	x_1	174	348/-1	522/0	696/+1
Кут нахилу вивантажувальної магістралі, α , град.	X_2	x_2	15	30/-1	45/0	60/+1
Висота транспортування, H , м	X_3	x_3	1,5	1,5/-1	2/0	2,5/+1

Проведення експериментальних досліджень величини енерговитрат приводу шнека ГЗП при зміні зазначених факторів, та обробку експериментальних даних виконано згідно наведеної вище методики.

5.1.4 Методика проведення експериментальних досліджень ефективності сепарування сільськогосподарських матеріалів багатофункціональними гвинтовими конвеєрами

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) багатофункціонального гвинтового конвеєра на процес сепарації під час транспортування пшениці та проса, проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення ефективності просівання від зміни трьох основних

факторів: частоти обертання шнека n , маси сипкого матеріалу в телескопічному конвеєрі m та кута нахилу вивантажувальної магістралі γ , тобто $E=f(n, m, \gamma)$.

Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення даних експерименту.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 5.7. При побудові даної таблиці у якості вхідних змінних факторів ПФЕ 3³ прийнято:

- частоту обертання шнека n , яку кодували індексом x_1 ;
- масу сипкого матеріалу в конвеєрі m , яку кодували індексом x_2 ;
- кут нахилу вивантажувальної магістралі γ , який кодували індексом x_3 .

Таблиця 5.7 – Результати кодування факторів та рівні їх варіювання при дослідженні питомих енерговитрат гвинтового завантажувача з пересипом при транспортуванні пшениці, ячменю та кукурудзи

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	Код.	Натур.				
Частота обертання шнека, n , об/хв.	X_1	x_1	174	300/-1	500/0	700/+1
Маса сипкого матеріалу в конвеєрі, m , кг	X_2	x_2	15	50/-1	30/0	10/+1
Кут нахилу транспортера, γ , град.	X_3	x_3	1,5	14/-1	7/0	0/+1

5.2 Устаткування для проведення експериментальних досліджень

5.2.1 Стендове обладнання для експериментального дослідження ефективності перевантаження та технологічного перетворення сільськогосподарських вантажів телескопічними гвинтовими транспортерами

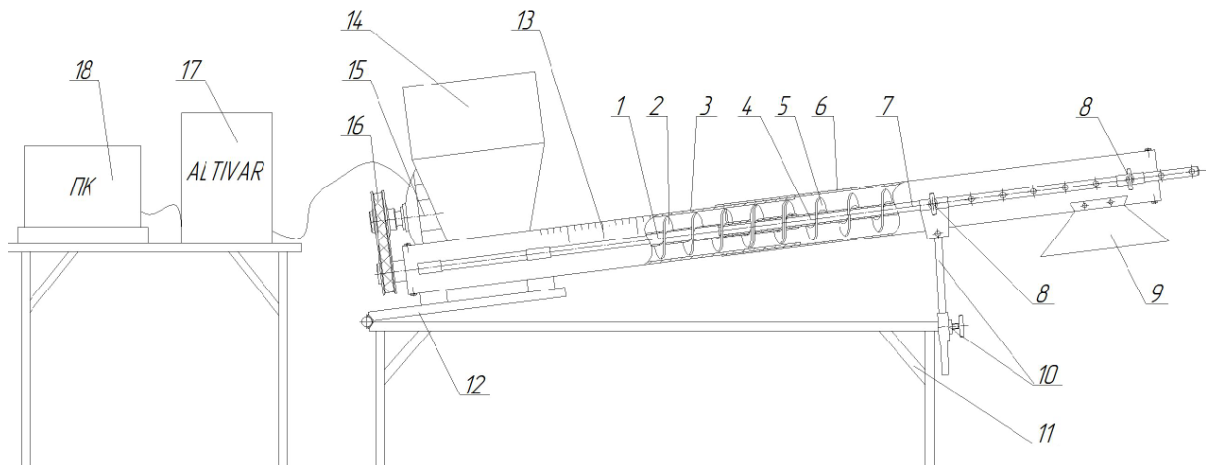
З метою дослідження характеристик телескопічних гвинтових конвеєрів (ТГК) і на основі проведеного патентного пошуку та аналізу наукових літературних джерел нами проведеного синтез телескопічних гвинтових конвеєрів [136] на базі

чого спроектовано і виготовлено стенд для дослідження транспортування сипких вантажів [136, 141, 179, 181, 184, 321, 489].

Стенд для дослідження транспортування сипких вантажів ТГК представлено на рисунках 5.1 – 5.3. Його виконано у вигляді рами 11, на якій закріплено з можливістю колового провертання рухомий стіл 12 і з можливістю переміщення у вертикальному напрямку опору регулювання висоти подачі матеріалу 10. На рухомому столі 12 жорстко встановлено електропривід транспортера 15 та нерухому в осьовому напрямку частину кожуха 3, в якій встановлено з можливістю колового провертання нерухому в осьовому напрямі секція гвинта 1 із шнеком 2. В одній частині кожуха 3 у підшипниковій опорі розташовується секція гвинта 1 (на рис. 5.1 у лівій) з шківом пасової передачі 16, а інша частина кожуха входить в зачеплення з рухомою в осьовому напрямку частиною кожуха 6. Аналогічно входять в зачеплення нерухома 1 і рухома в осьовому напрямку 4 секції гвинта та шнеки нерухомої 2 та рухомої в осьовому напрямку 5 секцій гвинта. Причому зовнішній діаметр шнеків є рівним, а внутрішній діаметр шнека рухомої в осьовому напрямку секції гвинта 5 є більшим, як у шнека 2, для можливого провертання по секції 1. Шнек 2 жорстко беззазорно по всій його довжині закріплено до секції 1 (труби), а шнек 5 жорстко закріплено до секції 4 лише у крайній правій частині, що знаходиться в підшипниковій опорі у правому кінці кожуха 6. Секція 4 виконана у вигляді труби, яка має зовнішній діаметр дещо меншим за внутрішній діаметр труби секції 1, і своїм лівим кінцем входить в зачеплення з можливістю осьового і колового зміщення в трубу секції 1. Відповідно шнек 5 своєю лівою частиною може ковзати по трубі секції 1 вгвинчуючись чи розгвинчуючись зі шнеком 2, тим самим збільшуючи чи зменшуючи трасу перевантаження вантажів телескопічного гвинтового транспортера. По боках нерухомої 3 та рухомої 6 частин кожуха в жорстко закріплених до них опорах розташовані направляючі 7, що регулюють довжину телескопічного гвинтового транспортера з допомогою фіксаторів 8. У лівій частині кожуха 3 знаходиться бункер для завантаження сипкого матеріалу, а у правій частині кожуха 6 закріплено вивантажувальний патрубков 9.



а)



б)

Рисунок 5.1 – Стенд для дослідження характеристик телескопічних гвинтових конвеєрів:
 а – загальний вигляд; б – конструктивна схема: 1 - нерухома в осьовому напрямку секція гвинта; 2- шнек нерухомої в осьовому напрямку секції гвинта; 3 - нерухома в осьовому напрямку частина кожуха; 4 - рухома в осьовому напрямку секція гвинта; 5 - шнек рухомої в осьовому напрямку секції гвинта; 6 - рухома в осьовому напрямку частина кожуха; 7 - направляючі; 8 - фіксатори направляючих; 9 - вивантажувальний патрубков; 10 - опора регулювання висоти подачі матеріалу; 11 - рама; 12 - рухомий стіл; 13 - шкала перекривання шнеків; 14 - бункер; 15 - електропривід транспортера; 16 - пасова передача; 17 - перетворювач частоти обертання приводу; 18 - персональний комп'ютер



Рисунок 5.2 – Шкала перекривання шнеків стану для дослідження характеристик телескопічних гвинтових транспортерів



Рисунок 5.3 – Стенд для дослідження телескопічних гвинтових транспортерів в розібраному стані

Електродвигун 15 через пасову передачу з'єднано з валом секції 1. На нерухомій 3 частині кожуха (рис. 5.22) виконано шкалу перекривання шнеків 13, з допомогою якої можна визначати ефективність процесу перевантаження матеріалу при відповідному розсуванні транспортера. Кожух 6 розташовано на опорі регулювання висоти подачі матеріалу 10 з можливістю осьового переміщення. До електроприводу транспортера 15 під'єднано перетворювач частоти обертання приводу 17 (Altivar 71), який керується з персонального комп'ютера (ПК) 18. Ним через ПК здійснюється керування роботою двигуна і гвинтового конвеєра загалом, і при цьому є можливість плавного нарощування та зменшення частоти обертання шнека в широких межах, що дозволяють виконувати дослідження згідно розробленої методики проведення експериментів.

У вихідному положенні стенд для дослідження характеристик телескопічних гвинтових транспортерів знаходиться у згвинченому стані (максимально загвинчені шнеки 2 і 5). При проведенні експериментальних досліджень шнек 5 розгвинчують зі шнека 2 на потрібну відстань, тим самим збільшуючи трасу перевантаження вантажів телескопічного гвинтового транспортера. При забезпеченні необхідної відстані з допомогою фіксаторів 8 фіксуються направляючі 7, які регулюють довжину телескопічного гвинтового транспортера. Також за допомогою опори

регулювання висоти подачі матеріалу 10, яку закріплено на рамі 11, регулюється нахил рухомого стола 12 і, відповідно, робочого органу транспортера до горизонту.

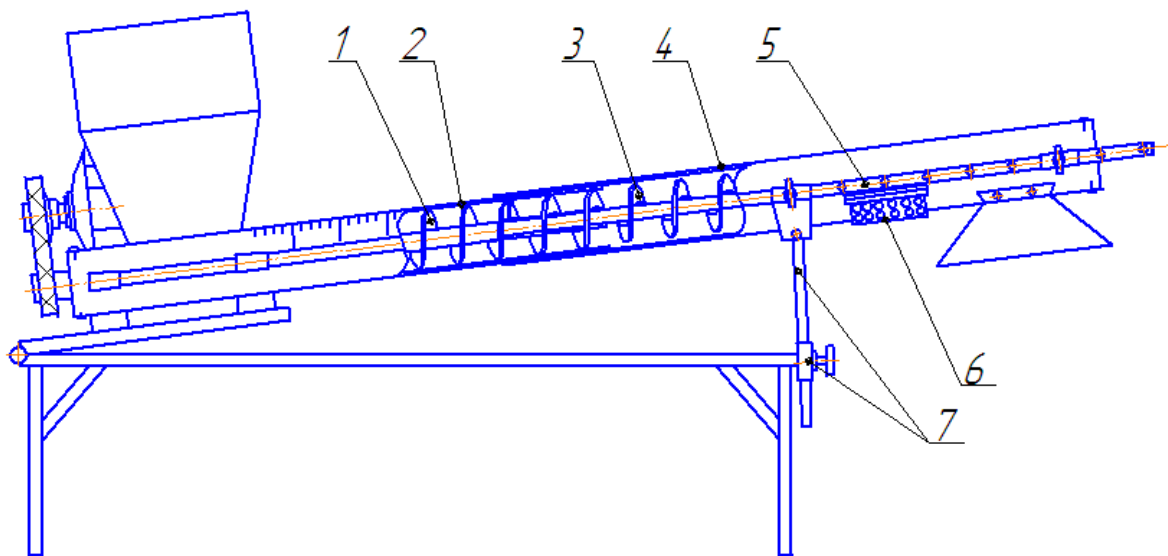
Виконуючи дослідження завантажують бункер 14 сипким матеріалом, який з нього потрапляє в кожух 3 на шнек 2, яким здійснюється його транспортування до кожуха 6 на шнек 5, і далі сипкий матеріал через вивантажувальний патрубок 9 потрапляє до мірного посуду. Обертовий рух шнек 2 отримує через пасову передачу від електроприводу 15, керування якими здійснюється з ПК з фіксацією усіх необхідних даних у табличному чи графічному вигляді згідно розробленої методики проведення експериментальних досліджень. Зі шнека 2 обертовий рух передається на шнек 5 за рахунок тертя, що виникає між стінками шнеків, що й дозволяє проводити процес перевантаження сипкого матеріалу. При цьому продуктивність телескопічного гвинтового транспортера при різних коефіцієнтах заповнення кожуха та частотах обертання шнека визначається в напівавтоматизованому режимі. Силові характеристики можна визначати при плавному та різкому пуску, реверсуванні та моделюванні різноманітних навантажень в автоматизованому режимі за допомогою ПЧ та ПК.

Для дослідження ефективності сепарування у ТГК дослідну установку було модернізовано (рис. 5.4) і оснащено сепаруючими решетами (рис. 5.5 і рис. 5.6) [175].

В дослідній установці зовнішній діаметр шнека становить 97 мм; внутрішній діаметр шнека рухомої в осьовому напрямку секція гвинта становить 40 мм; внутрішній діаметр нерухомого патрубка - 100 мм; зовнішній - 106 мм; внутрішній діаметр рухомого патрубка - 107 мм; зовнішній діаметр труби (основи) нерухомої в осьовому напрямку секція гвинта – 36 мм; зовнішній діаметр труби (основи) рухомої в осьовому напрямку секція гвинта – 28 мм; крок гвинта – 70 мм. Рухомий патрубок виконано із оцинкованого листа, а тому він містить з'єднувальний шов і овальності та нерівності по усій довжині, що впливало на швидкість скручування і розкручування телескопічної частини гвинтового транспортера. На зовнішній поверхні рухомого патрубка виконано направляючі, в які можна вставляти сітки різних фракцій.



а)



б)

Рисунок 5.4 – Стенд для дослідження характеристик телескопічних гвинтових транспортерів-сепараторів: а – загальний вигляд; б – конструктивна схема: 1 - нерухома в осьовому напрямку секція гвинта; 2 - нерухома в осьовому напрямку частина кожуха; 3 - рухома в осьовому напрямку секція гвинта; 4 - рухома в осьовому напрямку частина кожуха; 5 - направляючі; 6 – сепаруюча сітка; 7 - опора регулювання висоти



Рисунок 5.5 – Сепаруюча сітка, закріплена на рухомій в осьовому напрямку частині кожуха телескопічного гвинтового конвеєра



Рисунок 5.6 – Сепаруючі сітки, використовувані при дослідженні ефективності сепарування гвинтовим конвеєром

При проведенні досліджень з використанням розробленого стенду є можливість вибрати і досліджувати ті характеристики, які необхідно досліджувати згідно розробленої методики проведення випробувань. В процесі проведення випробувань вони відображаються на моніторі ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей. Фіксація даних проводиться із наперед заданою частотою. Завдяки цій програмі в автоматизованому режимі на ПК здійснюється вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і проводиться його запуск. Також при керуванні роботи двигуна є можливість плавного нарощування та зменшення його частоти обертання в межах від 0 до 1480 об/хв., що дозволяє виконувати дослідження як в статиці, так і в динаміці. Крім того, існує можливість різкої зупинки та раптового включення реверсу вала двигуна. Для роботи експериментальної апаратури використовувалась програма PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar, в якій проводився вибір тих характеристик, які необхідні були при проведенні експериментів згідно розробленої методики проведення випробувань. В процесі проведення випробувань вони відображаються на моніторі ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей у процентному співвідношенні до номінальної потужності із наперед заданою частотою.

Стенд для експериментального випробування ТГК дозволяє досліджувати:

1. Процес викочування (вигвинчування) рухомої в осьовому напрямку частини шнека на нерухому.
2. Процес заочування (вгвинчування) рухомої в осьовому напрямку частини шнека на нерухому.
3. Продуктивність телескопічного гвинтового конвеєра при різних кутах нахилу до горизонту.
4. Особливості перекривання рухомої в осьовому напрямку частини шнека з нерухомою та вплив перекривання на умови надійного виконання процесу перевантаження вантажів.
5. Крутний момент та потужність приводу шнека при всіх згаданих вище режимах роботи.
6. Сили тертя, що виникають між кожухом та транспортованим матеріалом.
7. Вплив зазорів між кожухом та спіраллю в різних секціях телескопа на процес перевантаження сипких матеріалів різних фракцій.
8. Температури нагрівання кожуха в режимах руху та статички.
9. Коефіцієнт завантаження телескопічного гвинтового конвеєра.
10. Різні типи кожухів і шнеків в телескопічному виконанні.

При виконанні досліджень на розробленому стенді можна змінювати: плавно і різко частоту обертання шнека від 0 до 1400 об/хв.; кут нахилу телескопічного гвинтового конвеєра відносно горизонту від 0 до 90 градусів; забезпечувати обертання шнека в реверсному напрямі.

5.2.2 Експериментальне устаткування для дослідження ефективності перевантаження та виконання транспортно-технологічних операцій гвинтовим завантажувачем з пересипом

З метою проведення експериментальних досліджень з визначення продуктивності та енерговитрат гвинтового завантажувача з пересипом (ГЗП) і встановлення його основних функціонально - експлуатаційних характеристик на базі створених винаходів спроектовано та виготовлено дослідну установку [177, 185, 329]. З її допомогою проведено відповідні експериментальні дослідження в широких діапазонах частоти обертання шнеків та зміни кута нахилу

вивантажувальної вітки гвинтового завантажувача з отриманням даних у персональному комп'ютері (рис. 5.7) [403, 490].



Рисунок 5.7 – Загальний вигляд стенда гвинтового завантажувача з пересипом

При дослідженні процесу перевантаження сільськогосподарських вантажів використовувалось спеціальне оснащення, прилади та інструменти для заміру конструктивно-силових параметрів.

Стенд [329] для дослідження перевантаження сипких матеріалів з горизонтальної на мобільну вітку (рис. 5.8) виконано у вигляді рами 1, горизонтального жолоба 2 з гвинтовим робочим органом 3 і мобільного жолоба 4 з гвинтовим робочим органом 5. Горизонтальний жолоб 2 жорстко закріплено на підставці 6 на рамі 1. Внизу мобільного жолоба 4, який має можливість з допомогою штанги 20 та рухомої опори 13 змінювати кут нахилу, виконано перпендикулярно до його осі пересипний поворотний патрубок 7, який забезпечує провертання мобільного жолоба 4. На вході горизонтального жолоба 2 встановлено бункер 8 в який засипається сипкий матеріал 9. Стенд оснащений приводом 10, з

якого через Т-подібний косозубий редуктор 25 з передаточним відношенням 1:1 здійснюється подача обертового руху на центральний вал 3 і мобільний гвинтовий робочий орган 5 через кутовий конічний косозубий редуктор 23 з передаточним відношенням 1:3 та пасові передачі 11 і 12. Щоб забезпечити натяг пасу 11 встановлено гвинтовий натяжний пристрій 21, а для натягу пасу 12 передбачено натяжний ролик 22. Для забезпечення безперебійного транспортування і унеможливлення забивання патрубків в установці з допомогою кутового редуктора 23 забезпечено у три рази вищу швидкість обертання гвинтового робочого органу 5. У верхній частині мобільного жолоба 4 виконано вивантажувальне вікно 14, з якого транспортований матеріал зсипається у ємність 15. У нижній частині горизонтального жолоба 2 поблизу місця перевантаження до мобільного жолоба 4 виконано вихідне вікно 16 з шибером для заміру продуктивності горизонтальної секції. Під вихідним вікном встановлено ємність 17 для збору сипкого матеріалу, який переміщає горизонтальна секція. Кроки циліндричного горизонтального гвинтового робочого органу рівномірно збільшено в напрямку виходу матеріалу з нього. Електродвигун 10 стенду закріплений на плиті 24 приводиться в рух частотним перетворювачем 18 з персонального комп'ютера 19 з допомогою програми PowerSuite для налаштування перетворювачів частоти серії Altivar.

Завдяки використанню цього оснащення існує можливість підбору необхідної частоти обертання вала двигуна в широкому діапазоні та фіксації досліджуваних даних в ПК у вигляді табличних даних та графічних залежностей у процентному співвідношенні до номінальної потужності.

При дослідженні продуктивності перевантаження сипких матеріалів у горизонтальній секції відкривають шибер під ємністю 17 (рис. 5.8), фіксують час і в подальшому шляхом зважування перевантаженого матеріалу визначають продуктивність. Для встановлення продуктивності горизонтальної і мобільної секцій, шибер на горизонтальній секції закривають і весь сипкий матеріал транспортується через вікно 14 в ємність 15 для подальшого заміру.

У стенді гвинтового завантажувача з пересипом в обох секціях внутрішній діаметр патрубків становить 100 мм; зовнішній діаметр шнеків - 97 мм; внутрішній діаметр шнеків - 37 мм; крок гвинтів – 70 мм.

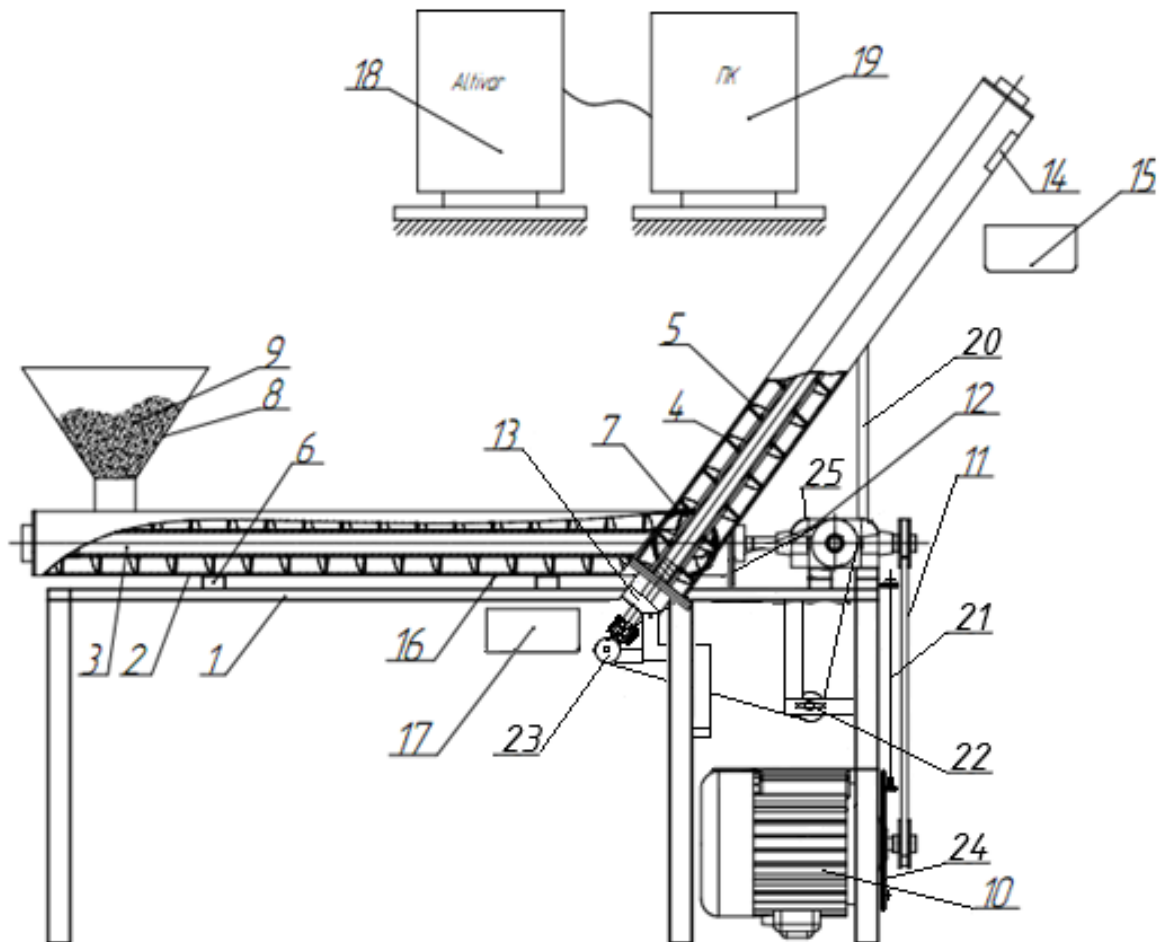


Рисунок 5.8 – Конструктивна схема стенда для дослідження змішуванні і та перевантаження сільськогосподарських матеріалів з горизонтальної на мобільну вітку: 1 - рама; 2 - горизонтальний жолоб; 3 - гвинтовий робочий орган; 4 - мобільний жолоб; 5 - гвинтовий робочий орган; 6 - підставка; 7- поворотний патрубок; 8 - бункер; 9 - сипкий матеріал; 10 - привід; 11, 12 - пасові передачі; 13 - рухома опора; 14 - вивантажувальне вікно; 15- ємність; 16 - вихідне вікно; 17 - ємність; 18 - частотний перетворювач; 19 - персональний комп'ютер; 20 - штанга; 21 - натяжний пристрій; 22- натяжний ролик

При дослідженні якості змішування сільськогосподарських матеріалів на даному стенді використовують горизонтальну секцію (рис. 5.8). При цьому у горизонтальній вітці стенда ГЗП використовувались гвинтові робочі органи з різного типу (рис. 5.9).

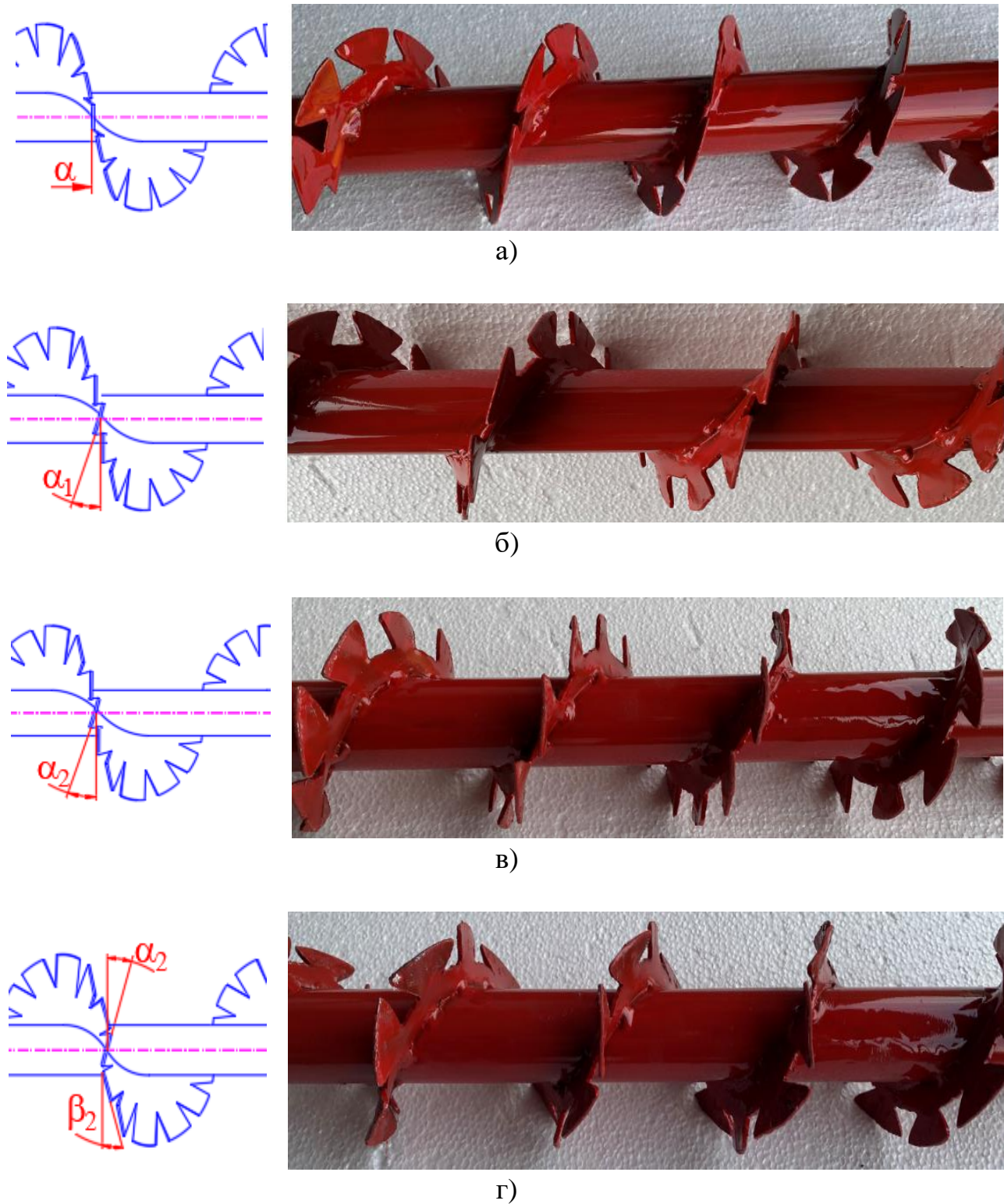


Рисунок 5.9 - Загальний вигляд використовуваних гвинтових робочих органів для змішування стнда гвинтового завантажувача з пересипом:

а – $\alpha = 0^\circ$; б – $\alpha_1 = 15^\circ$; в – $\alpha_2 = 30^\circ$; г – $\alpha_2 = \beta_2 = 30^\circ$

Процес дослідження здійснювали подібно, як і у першому випадку. При виконанні процесу змішування сільськогосподарські матеріали різних компонентів

завантажувались у бункер, а з нього транспортувались перемішуючись до шибера під ємкістю 17. Далі відкривали шибер і наповнювали мірну тару. Потім проводились заміри концентрації контрольного компонента суміші в залежності від зміни конструктивних параметрів. При цьому використовувався набір штампованих сит з різними діаметрами отворів і лабораторні ваги. Вибірki суміші відбирались із тари і кожна вибірка засипалась в сито з відповідним прохідним перерізом. Після просіювання один із компонентів залишався на ситі, а інший просипався вниз, після чого на лабораторних вагах зважувались обидва компоненти.

5.3 Висновки по розділу 5

1. Розроблено програму експериментальних досліджень, яка передбачала проектування та виготовлення стендового обладнання для дослідження гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, розроблення плану випробувань з визначення величини крутного моменту та витрат потужності на приводах стендів, дослідження ефективності сепарування і якості змішування сільськогосподарських матеріалів гвинтовими конвеєрами, статистичне оброблення результатів експериментів.

2. Розроблено методику повнофакторних експериментальних досліджень, яка передбачала визначення зміни продуктивності гвинтового завантажувача з пересипом від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , кроку витків шнека T та кута нахилу вивантажувальної магістралі α , тобто $Q=f(n, T, \alpha)$.

3. Обґрунтовано методику проведення повнофакторних експериментальних досліджень, які передбачали визначення величини крутного моменту при перевантаженні сільськогосподарських вантажів:

- телескопічним гвинтовим конвеєром від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n_w , довжини видовження шнека l та кута нахилу транспортера γ , тобто $T=f(n_w, l, \gamma)$;

- гвинтовим завантажувачем з пересипом від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , кута нахилу вивантажувальної магістралі α та висоти транспортування H тобто $M=f(n, \alpha, H)$.

4. Розроблено методику проведення повнофакторних експериментальних досліджень, яка передбачала визначення величини енерговитрат при перевантаженні сільськогосподарських вантажів:

- телескопічним гвинтовим конвеєром від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека $n_{ш}$, довжини видовження шнека l та кута нахилу транспортера γ , тобто $N=f(n_{ш}, l, \gamma)$;

- гвинтовим завантажувачем з пересипом від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , кута нахилу вивантажувальної магістралі α , висоти транспортування, тобто $w=f(n, \alpha, H)$.

5. Обґрунтовано методику проведення повнофакторних експериментальних досліджень, яка передбачала визначення ефективності сепарування сільськогосподарських матеріалів багатофункціональними гвинтовими конвеєрами від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , маси сипкого матеріалу в конвеєрі m та кута нахилу транспортера γ , тобто $T=f(n, m, \gamma)$.

6. Розроблено та виготовлено стендове обладнання для дослідження гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, яке дозволяє з допомогою програмного забезпечення PowerSuite керувати перетворювачем частоти серії Altivar з персонального комп'ютера і проводити заміри величини навантажень та витрат електроенергії.

РОЗДІЛ 6

**РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГВИНТОВИХ
КОНВЕЄРІВ З МОЖЛИВОСТЯМИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПЕРЕТВОРЕННЯ
І МОБІЛЬНОЇ ЗМІНИ ТРАЕКТОРІЇ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ**

**6.1 Дослідження процесів викочування-закочування рухомої частини
шнека в секційному гвинтовому транспортері**

Згідно програми експериментальних досліджень було проведено дослідження процесів викочування (вигвинчування) рухомої в осьовому напрямку частини шнека з нерухомої та закочування (вгвинчування) рухомої частини шнека в нерухому в телескопічному гвинтовому транспортері. Для проведення даного дослідження використано стенд ТГК, який представлений на рис. 5.1 – 5.3. Результати експериментальних досліджень представлено на рис. 6.1 – 6.4 [177].

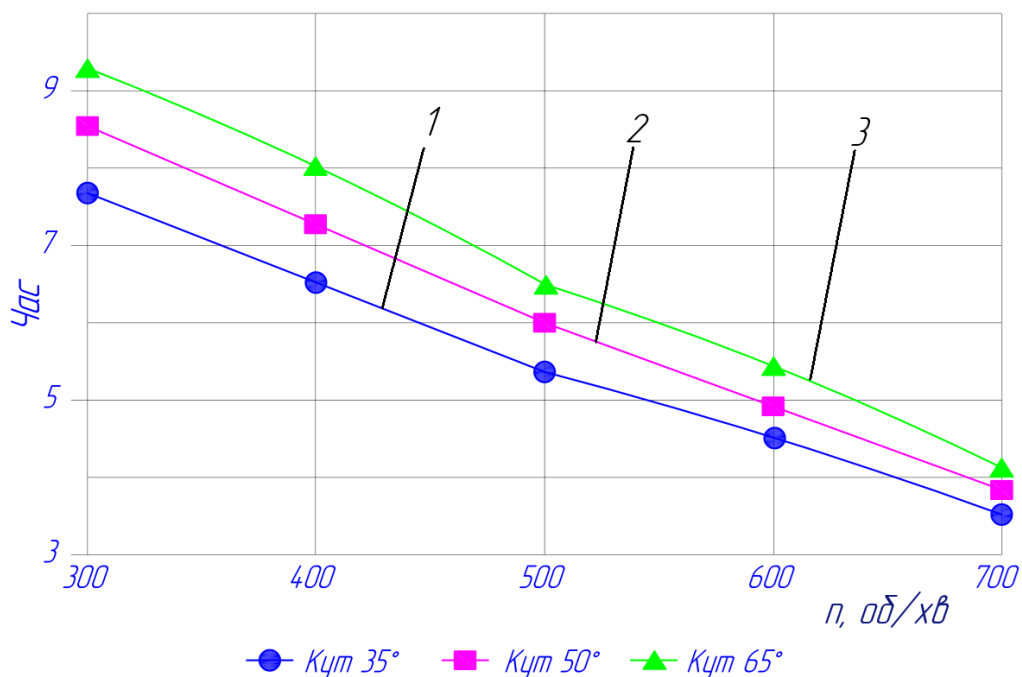


Рисунок 6.1 – Залежність часу викочування шнека від частоти його обертання при куті нахилу вітки: 1 - $\alpha = 35^\circ$; 2 - $\alpha = 50^\circ$; 3 - $\alpha = 65^\circ$

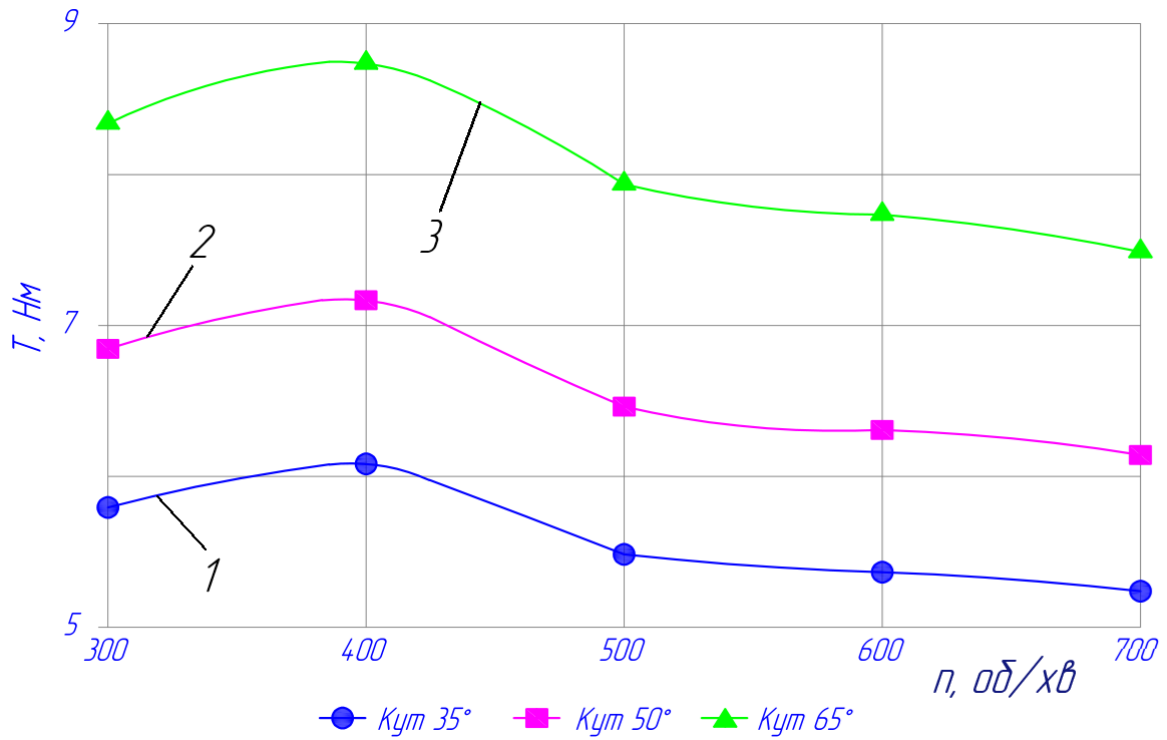


Рисунок 6.2 – Залежність величини крутного моменту при викочуванні шнека від частоти його обертання при куту нахилу вітки: 1 - $\alpha = 35^\circ$; 2 - $\alpha = 50^\circ$; 3 - $\alpha = 65^\circ$

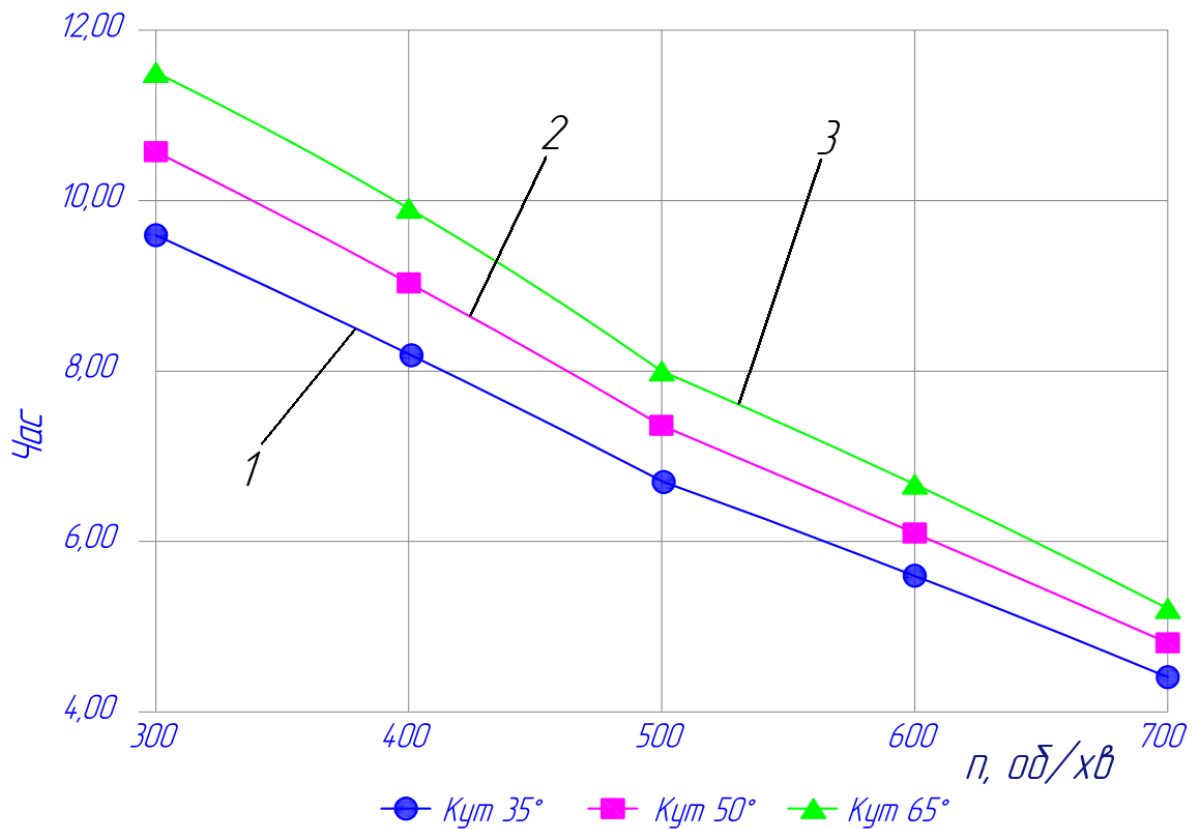


Рисунок 6.3 – Залежність часу заочування шнека від частоти його обертання при куту нахилу вітки: 1 - $\alpha = 35^\circ$; 2 - $\alpha = 50^\circ$; 3 - $\alpha = 65^\circ$

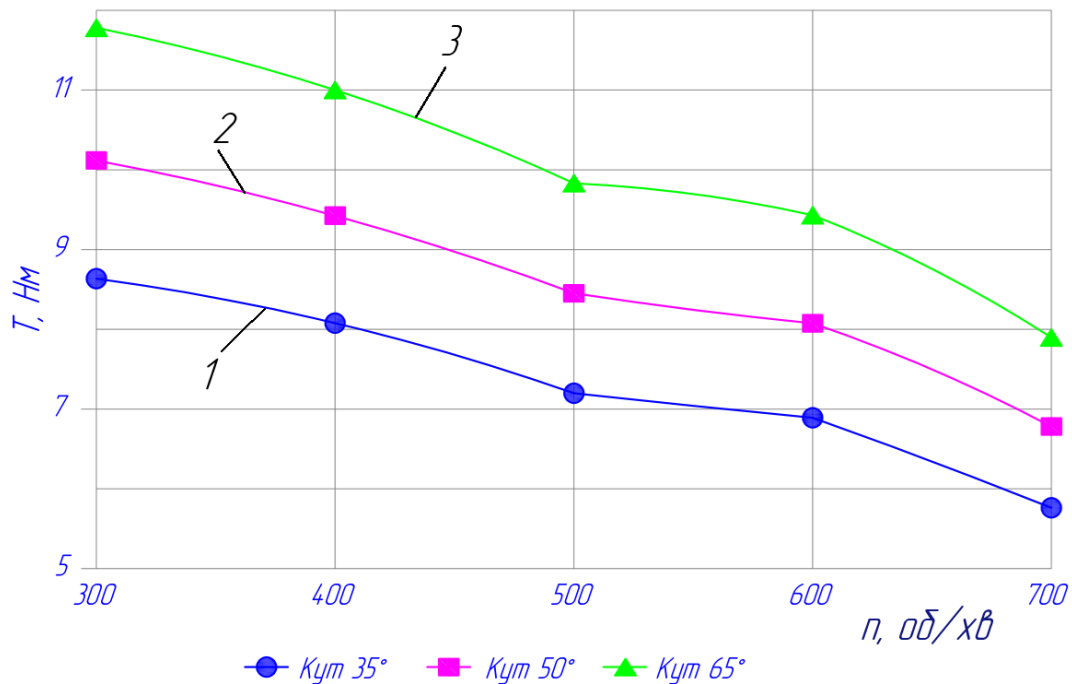


Рисунок 6.4 – Залежність величин крутного моменту при заочуванні шнека від частоти його обертання при куту нахилу вітки: 1 - $\alpha = 35^\circ$; 2 - $\alpha = 50^\circ$; 3 - $\alpha = 65^\circ$

З допомогою виготовленого стенду [177] досліджено вплив різноманітних факторів на ефективність роботи телескопічних гвинтових конвеєрів. Зокрема дослідження процесу викочування (вигвинчування) рухомої в осьовому напрямку частини шнека з нерухомої (рис. 6.1 і 6.3) показало, що час викочування чи заочування рухомої в осьовому напрямку частини шнека значно залежить від частоти його обертання, а кут нахилу вітки при цьому має незначний вплив на даний процес. Графічні залежності величин крутного моменту при викочуванні шнека від частоти його обертання при куту нахилу вітки показують (рис. 6.2 і 6.4), що на даний параметр впливає як початковий момент зрушування спіралі і кожуха при зміщенні, так і неточності в їх виготовленні.

В результаті проведених досліджень було встановлено, що найбільшою проблемою в ТГК є збереження однакового зазору між кожухом та спіраллю в різних його секціях, що значно впливає на час викочування та заочування рухомої в осьовому напрямку частини шнека в нерухому.

Скріншоти показів Altivar показано на рисунку 6.5.

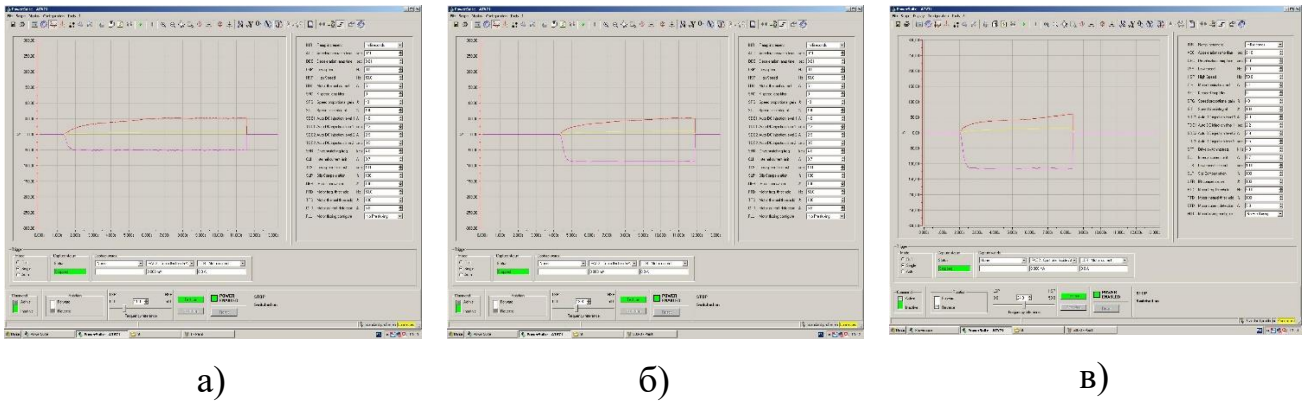


Рисунок 6.5 - Скріншоти показів Altivar при різних частотах обертання:
а) 300 об/хв; б) 500 об/хв; в) 700 об/хв.

6.2 Визначення продуктивності перевантаження мобільними гвинтовими багатofункціональними транспортерами сільськогосподарських вантажів

6.2.1 Визначення продуктивності секційного гвинтового транспортера

Згідно програми експериментальних досліджень проведено дослідження продуктивності перевантаження сільськогосподарських вантажів телескопічним гвинтовим транспортером. Для проведення використано стенд ТГК, який представлений на рис. 5.1 – 5.3. Результати експериментів з продуктивності перевантаження кукурудзи при різній частоті обертання шнека ТКГ представлено на рисунку 6.6 [177].

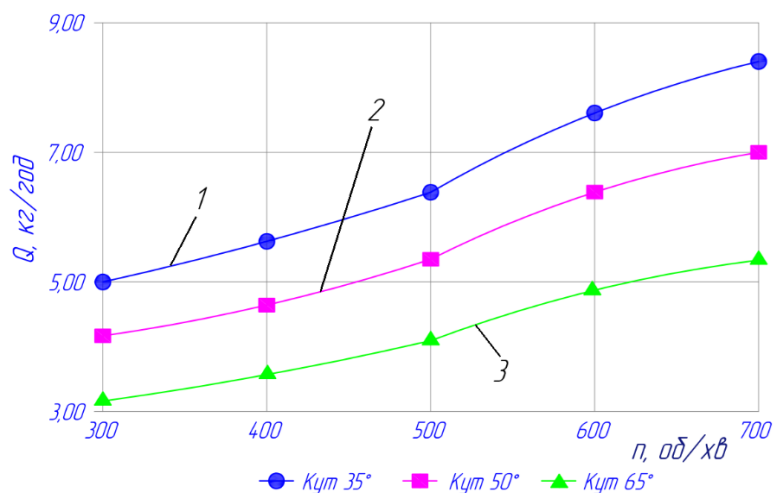


Рисунок 6.6 – Залежність продуктивності перевантаження кукурудзи від частоти обертання шнека при куту нахилу вітки: 1 - $\alpha = 35^\circ$; 2 - $\alpha = 50^\circ$; 3 - $\alpha = 65^\circ$

Як видно з рисунку, продуктивність перевантаження ТГК зростає прямопропорційно до зростання частоти обертання шнека і в меншій мірі залежить від кута його нахилу. Також встановлено, що продуктивність перевантаження сільськогосподарських вантажів ТКГ не відрізняється від продуктивності перевантаження цих матеріалів традиційними ГК.

6.2.2 Визначення продуктивності гвинтового завантажувача з пересипом

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) гвинтового завантажувача з пересипом на його продуктивність під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші, яка складається з кукурудзи (5 частин), пшениці (3 частини) та проса (2 частини) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення продуктивності ГЗП від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , кроку витків шнека T та кута нахилу вивантажувальної магістралі α , тобто $Q=f(n, T, \alpha)$.

Оброблення отриманих експериментальних даних проведено з використанням загальновідомих методик регресійного аналізу [208, 209, 222, 454]. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту. Функцію відгуку продуктивності ГЗП $Q=f(n, T, \alpha)$, визначену експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 5.2.

Крутний момент заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 5. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту.

Визначені невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коеф.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Продуктивність	6,353	0,644	0,323	-1,611	-0,078	-0,228	-0,162	0,066	-0,779	-0,779

Загальний вигляд рівнянь регресії продуктивності залежно від зміни частоти обертання шнека n , кроку витків шнека T та кута нахилу вивантажувальної магістралі α , тобто $Q_{(x_1, x_2, x_3)} = f(n, T, \alpha)$, за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодованих величинах під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші дорівнює:

$$Q_{(x_1, x_2, x_3)} = 6,353 + 0,644x_1 + 0,323x_2 - 1,611x_3 - 0,078x_1x_2 - 0,228x_1x_3 - 0,162x_2x_3 + 0,066x_1^2 - 0,779x_2^2 - 0,779x_3^2. \quad (6.1)$$

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівняння регресії реальному експериментальному процесу проводили згідно відомої методики.

Відповідно у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (6.1) для визначення продуктивності транспортування багатокомпонентної кормової суміші після перетворення та спрощення виразу прийнято в кінцевому вигляді:

$$Q_{(n, T, \alpha)} = -19,93 + 6,77 \cdot 10^{-3}n + 327,05T + 0,29\alpha - 0,0157nT - 7,64 \cdot 10^{-5}n\alpha - 0,43T\alpha + 1,67 \cdot 10^{-6}n^2 - 1246,4T^2 - 3,46 \cdot 10^{-3}\alpha^2. \quad (6.2)$$

Отримане рівняння регресії (6.1) та регресійна залежність (6.2) можуть бути використані для визначення продуктивності Q ГЗП залежно від частоти обертання шнека n , кута нахилу вивантажувальної магістралі α та кроку витків шнека T при

перевантаженні багатокomпонентної кормової суміші у наступних межах зміни вхідних факторів:

$$312,4 \leq n \leq 710 \text{ (об/хв.)}; 30 \leq \alpha \leq 60 \text{ (град)}; 0,09 \leq T \leq 0,14 \text{ (м)}.$$

Для визначення впливу основних конструктивних параметрів гвинтового завантажувача з пересипом на продуктивність використовувалось програмне забезпечення для ПК, за допомогою якого побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів продуктивності Q , як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

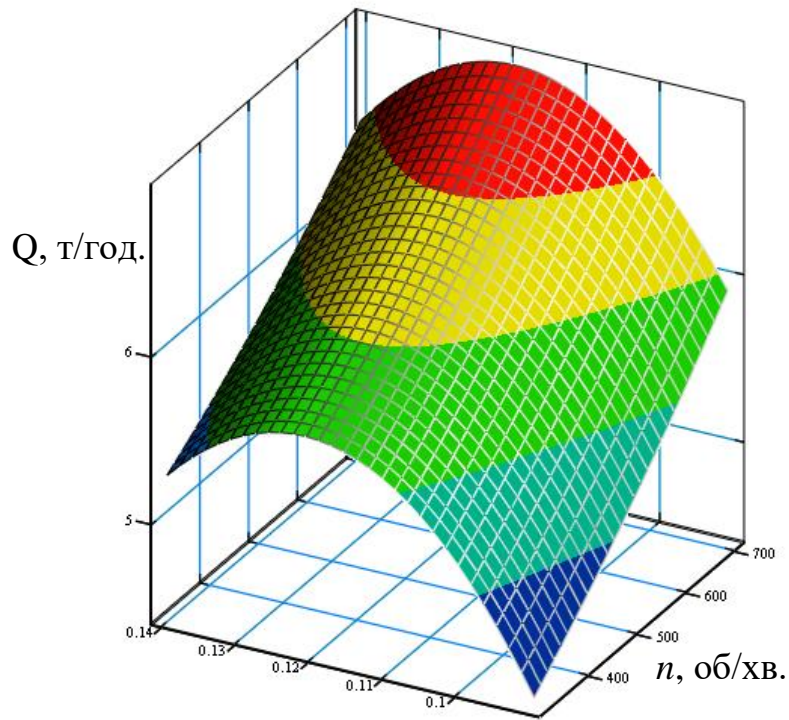
Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення продуктивності є: фактори $x_1, x_2, (n, T)$ та комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора x_3 (α) призводить до зниження продуктивності. В загальному для збільшення продуктивності необхідно збільшувати величину частоти обертання робочого органу, вибирати оптимальний крок витків шнека та зменшувати кут нахилу транспортера.

Згідно отриманих рівнянь регресії побудовано поверхні відгуку та двомірні їх перерізи продуктивності від зміни двох факторів для $x_3 = const$. Графічні значення результатів залежності продуктивності з використанням «Mathcad Professional» наведено на рис. 6.7 – рис. 6.9.

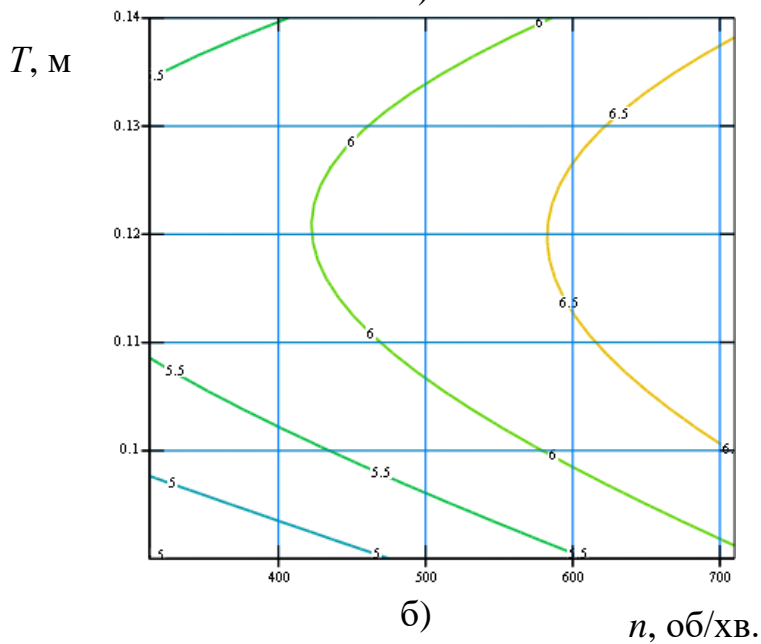
З рисунків 6.6 – 6.8 видно, що із збільшенням частоти обертання гвинтового робочого органу величина продуктивності зростає, при цьому збільшення кроку витків до 0,12 м також призводить до зростання продуктивності. При використанні кроку витків ГРО величиною більше 0,12 м спостерігалось зниження продуктивності, що пояснюється зростання кількості матеріалу, що не переміщується, або зміщується в зворотному напрямку за рахунок сили ваги. Тобто оптимальним є крок витків шнека 0,12 м. Збільшення кута нахилу транспортера

призводить до зниження продуктивності.

Максимальна значення продуктивності під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші ГЗП складало 7,7 т/год. При цьому мінімальне значення складає 2,64 т/год. при мінімальній частоті обертання робочого органу і мінімальному кроку витків.

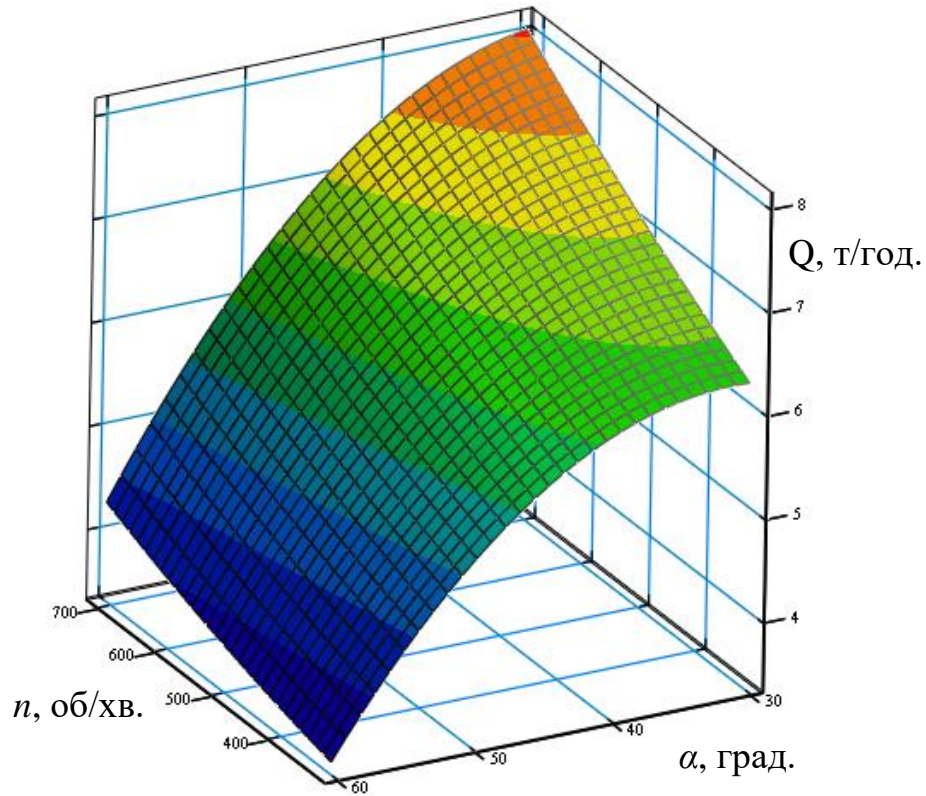


а)

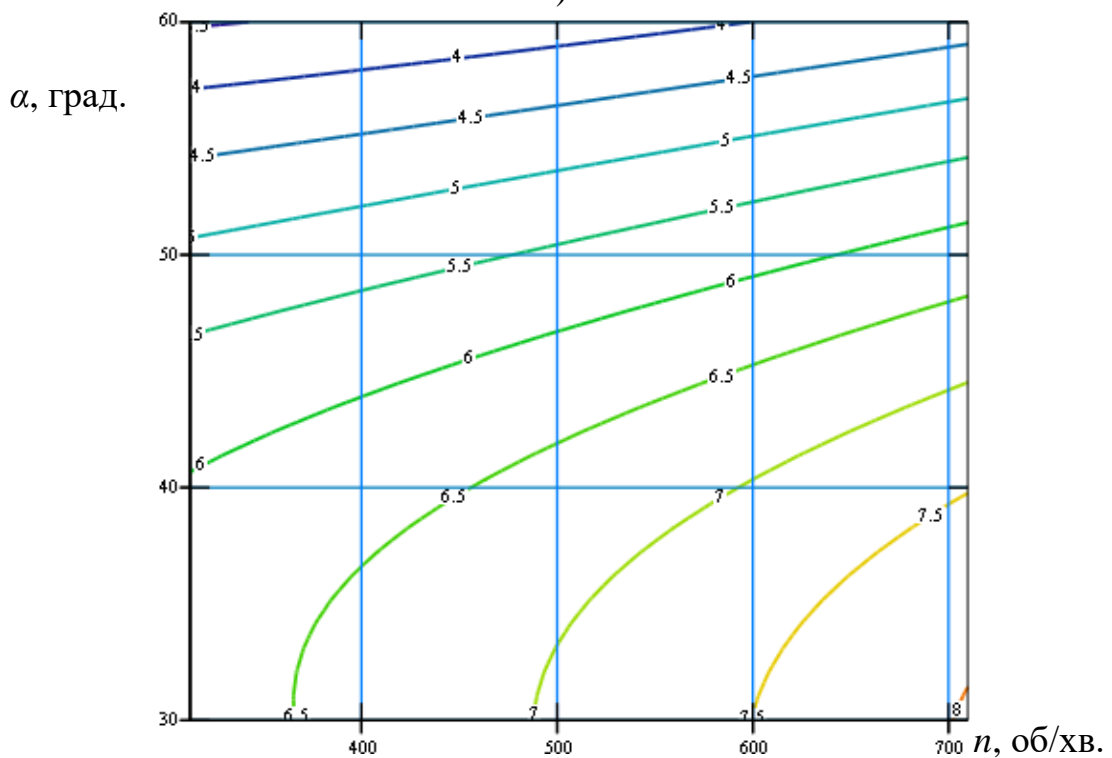


б)

Рисунок 6.7 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності продуктивності транспортера $Q_{(n,T)}$ під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші від частоти обертання шнека n та кроку витків шнека T ($\alpha=45$ град.)

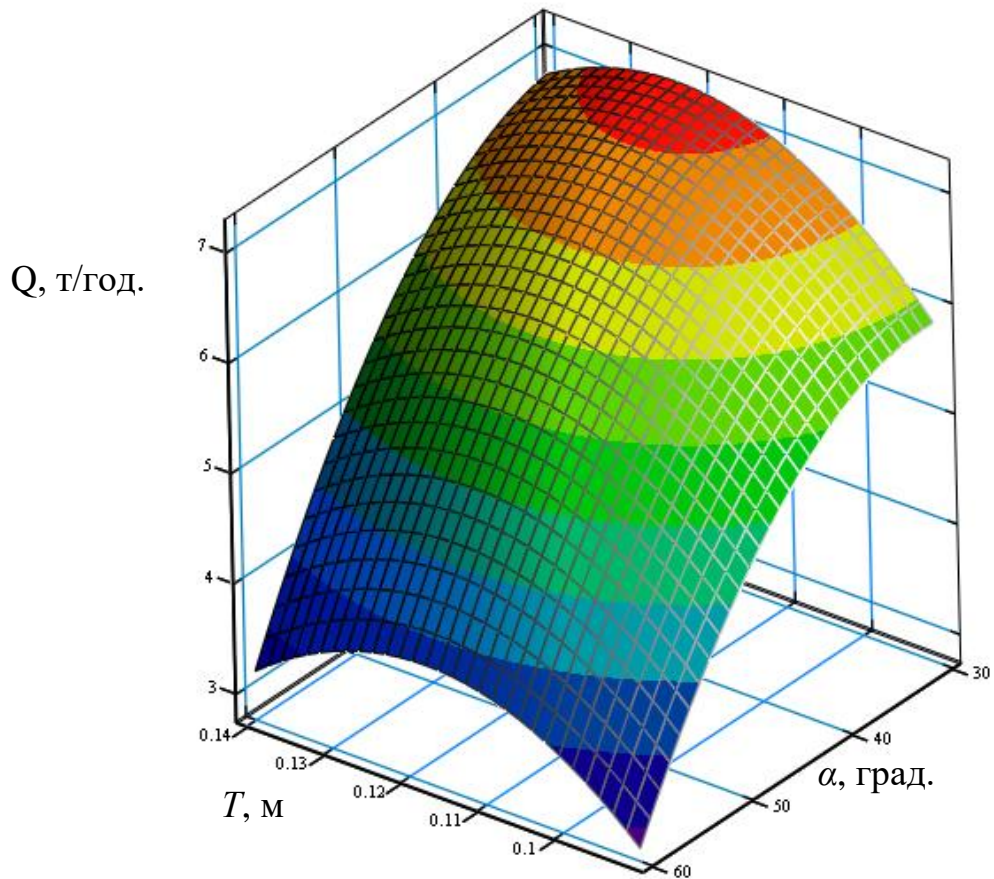


а)

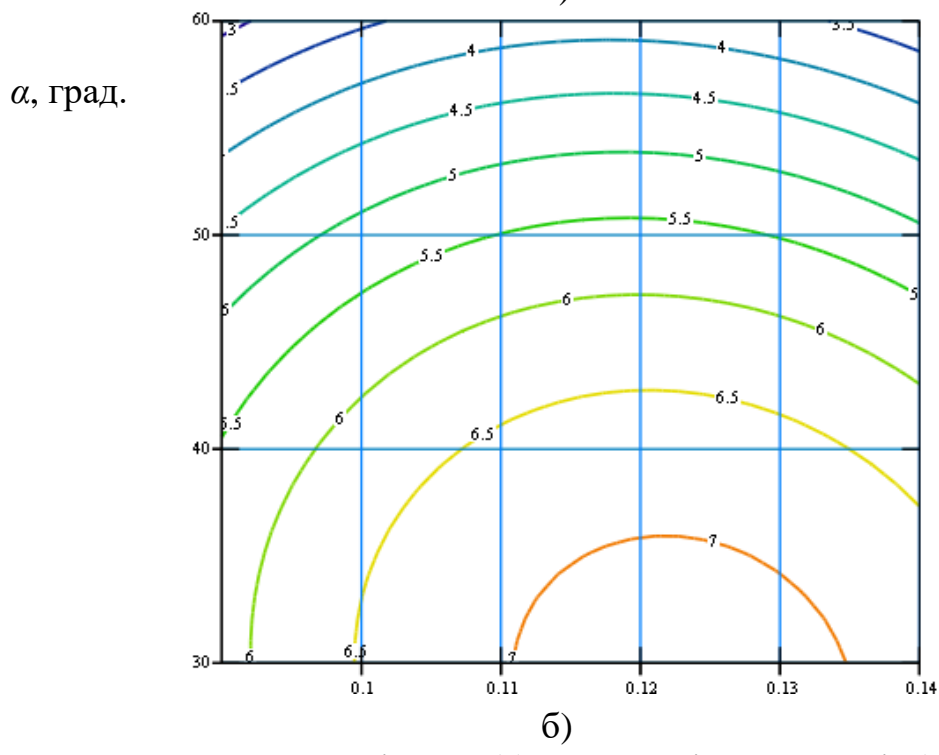


б)

Рисунок 6.8 - Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності продуктивності транспортера $Q_{(n,\alpha)}$ під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші від частоти обертання шнека n та кута нахилу вивантажувальної магістралі α ($T = 0,115$ м)



а)



б)

Рисунок 6.9 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності продуктивності транспортера $Q_{(T,\alpha)}$ під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші від кроку витків шнека T та кута нахилу вивантажувальної магістралі α ($n = 511,2$ об/хв.)

6.3 Дослідження величини крутного моменту при перевантаженні сільськогосподарських вантажів мобільними гвинтовими транспортерами

6.3.1 Дослідження величини крутного моменту на приводі телескопічного гвинтового конвеєра

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) телескопічних гвинтових конвеєрів (ТГК) на крутний момент приводу шнека під час транспортування кукурудзи, пшениці та комбікорму (параметр оптимізації T) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення величини крутного моменту на приводі шнека ТГК від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека $n_{ш}$, довжини видовження шнека l та кута нахилу транспортера γ , тобто $T=f(n_{ш}, l, \gamma)$ [184].

Оброблення отриманих експериментальних даних проведено з використанням загальновідомих методик регресійного аналізу. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту. Функцію відгуку, тобто крутний момент на приводі шнека $T=f(n_{ш}, l, \gamma)$, визначену експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у таблиці 5.3.

Крутний момент заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 5. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводили не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів.

Визначені невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коеф.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
кукурудза	13,54	1,62	1,47	0,3	-0,125	0	0	0,116	-0,034	-0,184
пшениця	14,221	1,701	1,544	0,315	-0,131	0	0	0,122	-0,036	-0,193
комбікорм	12,19	1,458	1,323	0,27	-0,112	0	0	0,105	-0,03	-0,165

Загальний вигляд рівняння регресії крутного моменту залежно від зміни частоти обертання шнека $n_{ш}$, довжини видовження шнека l , кута нахилу транспортера γ , тобто $T_{(x_1, x_2, x_3)} = f(n_{ш}, l, \gamma)$ за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах дорівнює:

- під час транспортування кукурудзи:

$$T_{(x_1, x_2, x_3)} = 13,54 + 1,62x_1 + 1,47x_2 + 0,3x_3 - 0,125x_1x_2 + 0,116x_1^2 - 0,034x_2^2 - 0,184x_3^2; \quad (6.3)$$

- під час транспортування пшениці:

$$T_{(x_1, x_2, x_3)} = 14,221 + 1,701x_1 + 1,544x_2 + 0,315x_3 - 0,131x_1x_2 + 0,122x_1^2 - 0,036x_2^2 - 0,193x_3^2; \quad (6.4)$$

- під час транспортування комбікорму:

$$T_{(x_1, x_2, x_3)} = 12,19 + 1,458x_1 + 1,323x_2 + 0,27x_3 - 0,112x_1x_2 + 0,105x_1^2 - 0,03x_2^2 - 0,165x_3^2, \quad (6.5)$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання шнека; x_2 - кодоване значення довжини видовження шнека; x_3 - кута нахилу транспортера.

Коефіцієнти рівнянь регресій (6.3) – (6.5) b_{13} та b_{23} є незначущими.

Відповідно у натуральних величинах рівняння регресії (6.3) – (6.5) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- транспортування кукурудзи:

$$T_{(n_{uu}, l, \gamma)} = -12,91 + 1,18 \cdot 10^{-2} n_{uu} + 17,83l + 3,8 \cdot 10^{-2} \gamma - 4,46 \cdot 10^{-3} n_{uu} l + 2,9 \cdot 10^{-6} n_{uu}^2 - 1,73l^2 - 4,6 \cdot 10^{-4} \gamma^2; \quad (6.6)$$

- транспортування пшениці:

$$T_{(n_{uu}, l, \gamma)} = -13,59 + 1,23 \cdot 10^{-2} n_{uu} + 18,77l + 3,99 \cdot 10^{-2} \gamma - 4,68 \cdot 10^{-3} n_{uu} l + 3,05 \cdot 10^{-6} n_{uu}^2 - 1,84l^2 - 4,83 \cdot 10^{-4} \gamma^2; \quad (6.7)$$

- транспортування комбікорму:

$$T_{(n_{uu}, l, \gamma)} = -11,53 + 1,05 \cdot 10^{-2} n_{uu} + 15,95l + 3,412 \cdot 10^{-2} \gamma - 4 \cdot 10^{-3} n_{uu} l + 2,63 \cdot 10^{-6} n_{uu}^2 - 1,53l^2 - 4,12 \cdot 10^{-4} \gamma^2. \quad (6.8)$$

Отримані рівняння регресії (6.3) – (6.5) та (6.6) – (6.8) можуть бути використані для визначення крутного моменту на приводі шнека телескопічного гвинтового транспортера T залежно від частоти обертання шнека n_{uu} , довжини видовження шнека l та кута нахилу транспортера γ для транспортування кукурудзи, ячменю та комбікорму у наступних межах зміни вхідних факторів:

$$300 \leq n_{uu} \leq 700 \text{ (об/хв)}; 1,33 \leq l \leq 1,61 \text{ (м)}; 5 \leq \gamma \leq 45 \text{ (град)}.$$

За допомогою програмного забезпечення Statistica-6.0 для ПК побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів крутного моменту T як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення крутного моменту на приводі є: фактори x_1 , x_2 , (n_{uu} , l) та комбінації цих факторів. Для зменшення крутного моменту необхідно зменшувати частоту обертання шнека та зменшувати кут нахилу транспортера.

Графічні значення результатів залежності крутного моменту, одержаного з використанням Mathcad 2000 Professional, наведено на рисунках 6.10 – 6.11.

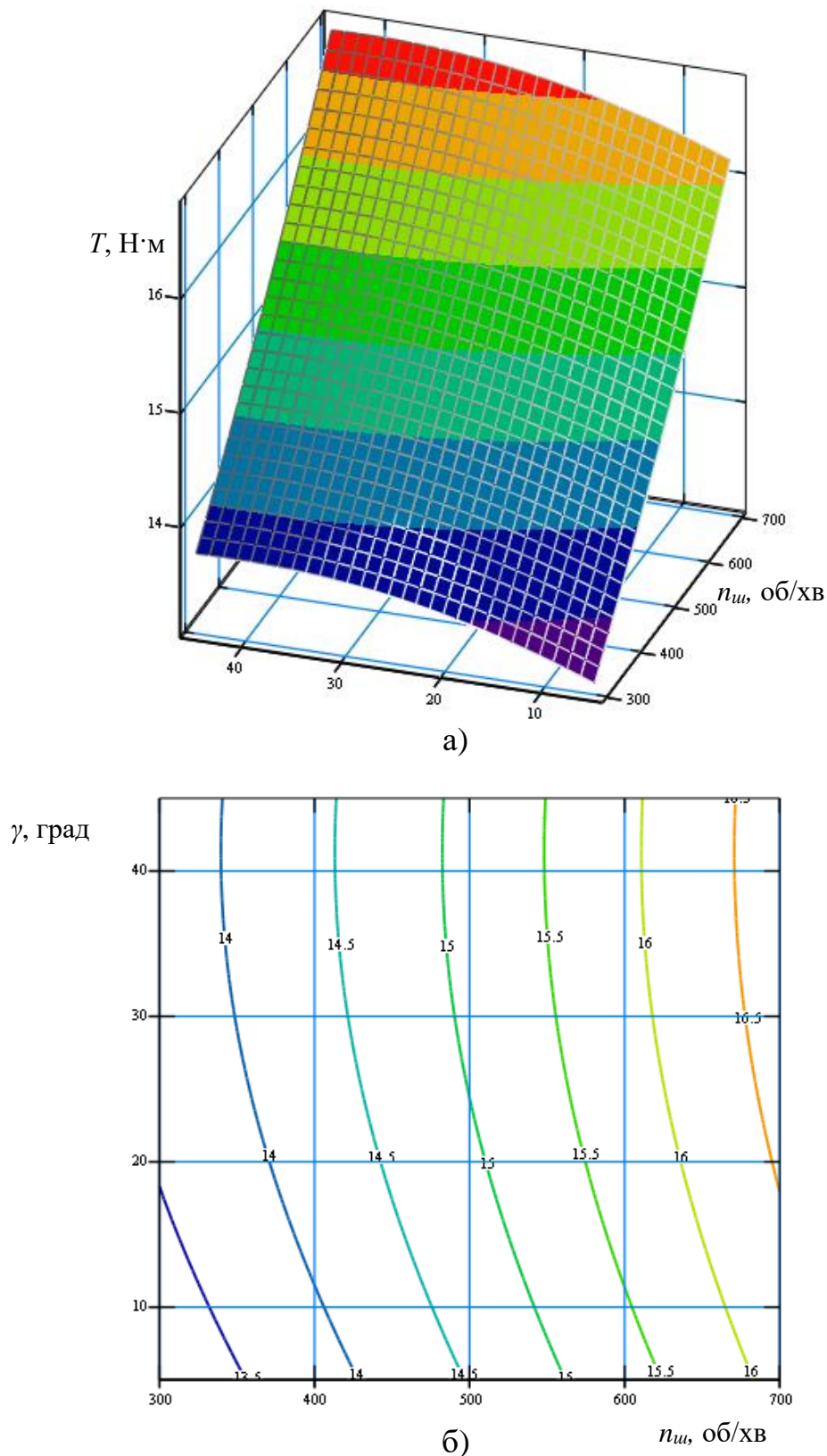


Рисунок 6.10 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності величини крутного моменту від частоти обертання шнека та кута нахилу транспортера ($l=1,61$ м) під час транспортування кукурудзи

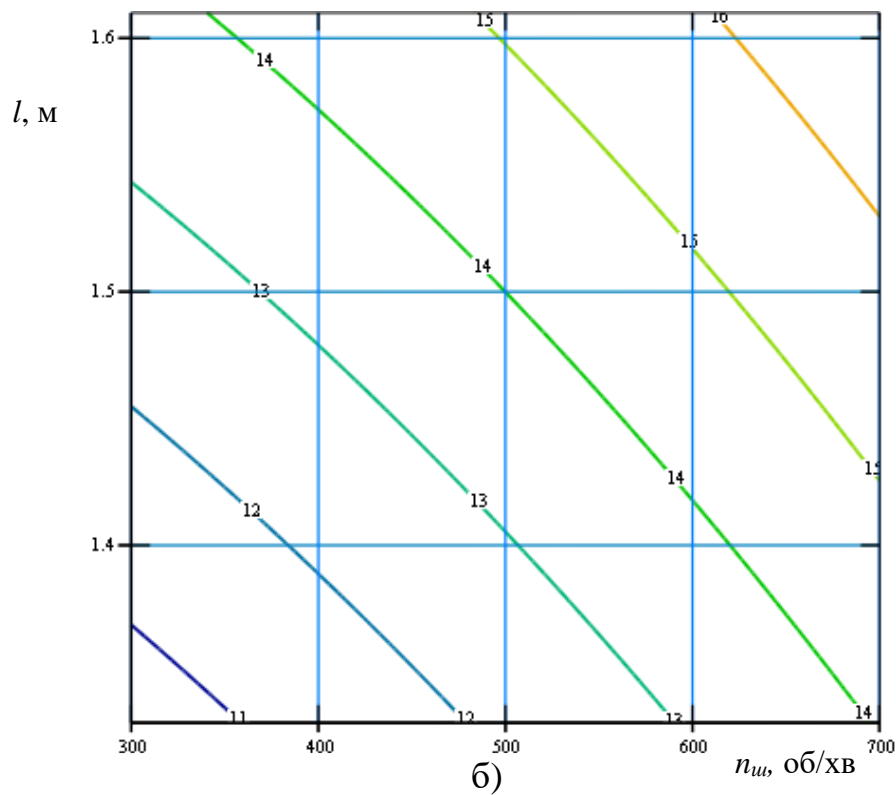
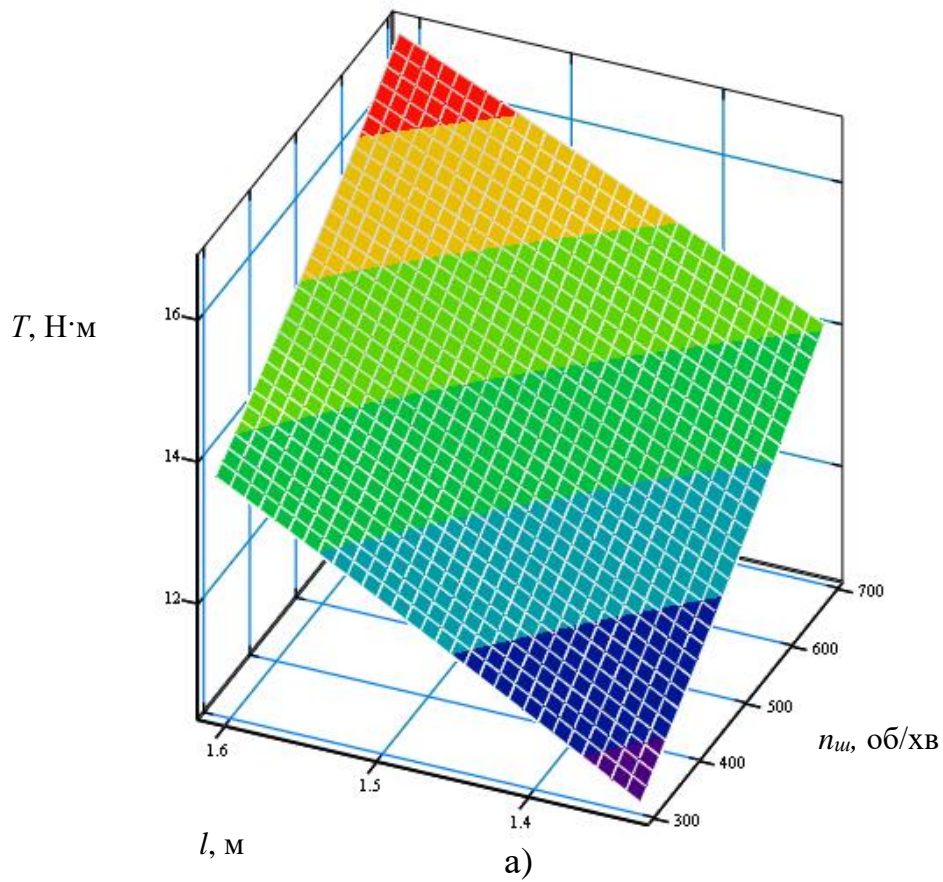


Рисунок 6.11 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності величини крутного моменту від частоти обертання шнека та довжини видовження шнека ($\gamma = 45$ град.) під час транспортування кукурудзи
З рисунків та на основі аналізу рівнянь регресії (6.6 - 6.8) видно, що із

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

6.3.2 Дослідження величини крутного моменту на приводі гвинтового завантажувача з пересипом

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) гвинтового завантажувача з пересипом на крутний момент приводу шнека під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші, яка складається з кукурудзи (5 частин), пшениці (3 частини) та проса (2 частини) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення продуктивності ГЗП від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , кроку витків шнека T та висоти транспортування H , тобто $M=f(n, \alpha, H)$.

Оброблення отриманих експериментальних даних проведено з використанням загальновідомих методик регресійного аналізу. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту. Функцію відгуку, тобто крутний момент на приводі шнека ГЗП $M=f(n, \alpha, H)$, визначену експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у таблиці 5.4.

Крутний момент заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 5. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту.

Визначені невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 6.3.

Таблиця 6.3 – Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коеф.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
Крутий момент	13,68	2,89	-0,27	0,109	$-1 \cdot 10^{-3}$	$-1 \cdot 10^{-3}$	-0,066	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$

Загальний вигляд рівнянь регресії крутного моменту на приводі залежно від зміни частоти обертання шнека n , кута нахилу вивантажувальної магістралі α , та висоти транспортування H , тобто $M_{(x_1, x_2, x_3)} = f(n, \alpha, H)$ за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодovаних величинах під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші має наступний вигляд:

$$M_{(x_1, x_2, x_3)} = 13,68 + 2,89x_1 - 0,27x_2 + 0,109x_3 - 0,00125x_1x_2 - 0,00125x_1x_3 - 0,066x_1x_3 + 0,0014x_1^2 + 0,0014x_2^2 + 0,0014x_3^2. \quad (6.9)$$

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (6.9) реальному експериментальному процесу проводили згідно відомої методики.

Таким чином, після проведених розрахунків із значеннями коефіцієнтів рівняння регресії (6.9) $b_{12} = -1 \cdot 10^{-3}$, $b_{13} = -1 \cdot 10^{-3}$, $b_{11} = 1,4 \cdot 10^{-3}$, $b_{22} = 1,4 \cdot 10^{-3}$, і $b_{33} = 1,4 \cdot 10^{-3}$ не виконується умова їх значущості.

Тоді кінцеве рівняння регресії, що відображає функціональну залежність крутного моменту на приводі ГЗП, у кодovаних величинах має вигляд:

$$M_{(x_1, x_2, x_3)} = 13,68 + 2,89x_1 - 0,27x_2 + 0,109x_3 - 0,066x_1x_3. \quad (6.10)$$

Отримані рівняння регресії (6.9) та (6.10) можуть бути використані для

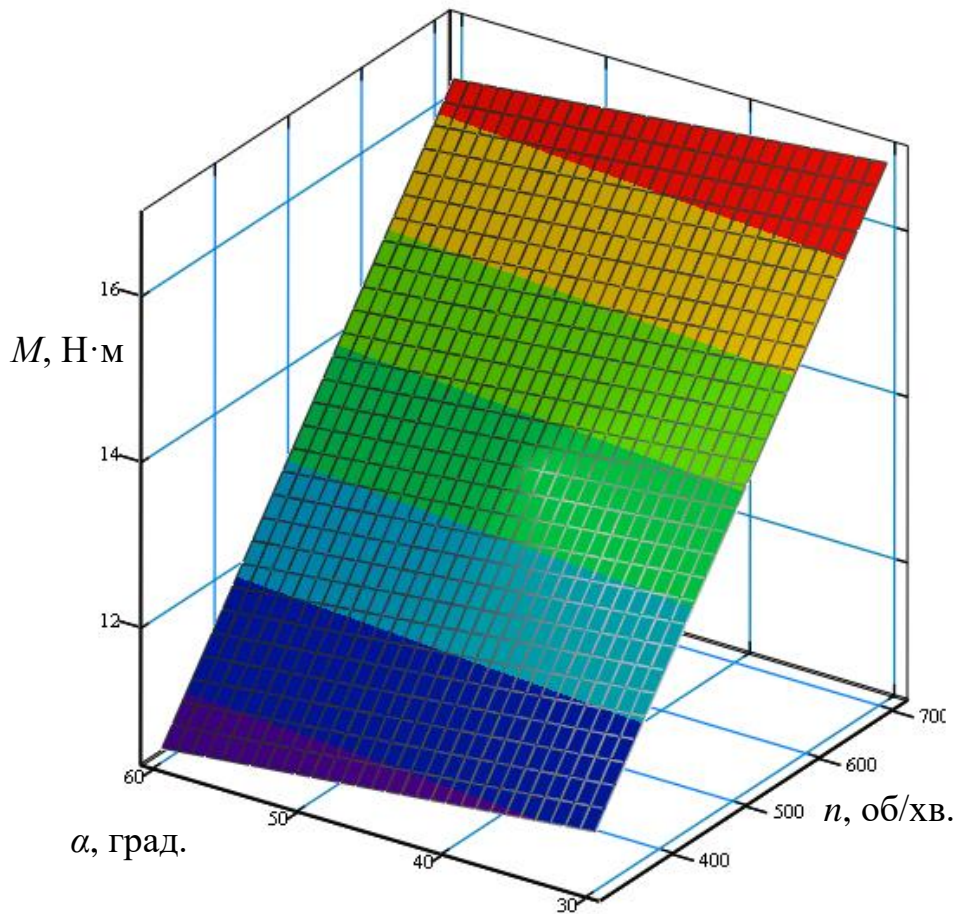
визначення крутного моменту на приводі шнека ГЗП M залежно від частоти обертання шнека n , кута нахилу вивантажувальної магістралі α та висоти транспортування H при перевантаженні багатокомпонентної кормової суміші у таких межах зміни вхідних факторів:

$$312,4 \leq n \leq 710 \text{ (об/хв.)}; 30 \leq \alpha \leq 60 \text{ (град)}; 1,5 \leq H \leq 2,5 \text{ (м)}.$$

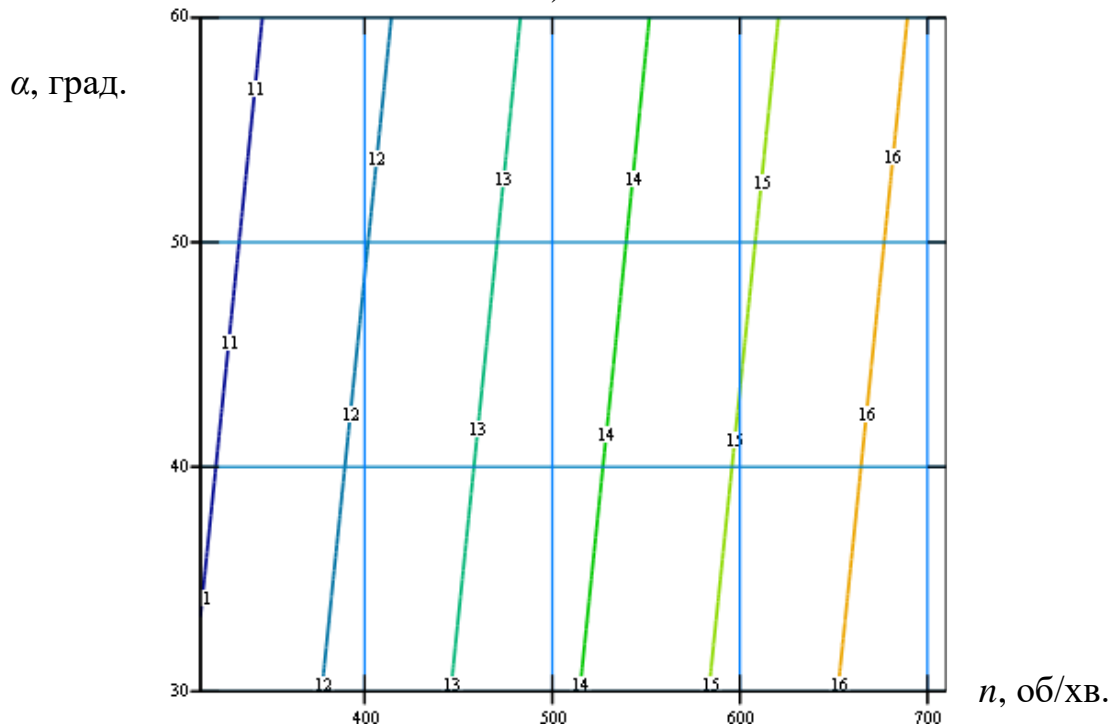
За допомогою програмного забезпечення Statistica-6.0 для ПК побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів крутного моменту M як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення крутного моменту на приводі, є фактори x_1 , x_3 , (n , H). Збільшення величини фактора x_2 (α) призводить до зниження крутного моменту.

Графічні значення результатів залежності крутного моменту, одержаного з використанням Mathcad 2000 Professional, наведено на рисунках 6.12 і 6.13. З рисунків видно, що із збільшенням частоти обертання ГРО та висоти транспортування величина крутного моменту на приводі ГЗП зростає, оскільки при цьому зростає продуктивність конвеєра, а, відповідно, і силові навантаження. Збільшення кута нахилу транспортера призводить до зменшення величина крутного моменту. Максимальне значення крутного моменту на приводі під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші складало 17,72 Н·м; при цьому мінімальне значення складає 10,72 Н·м при мінімальній частоті обертання робочого органу і мінімальній висоті підйому.

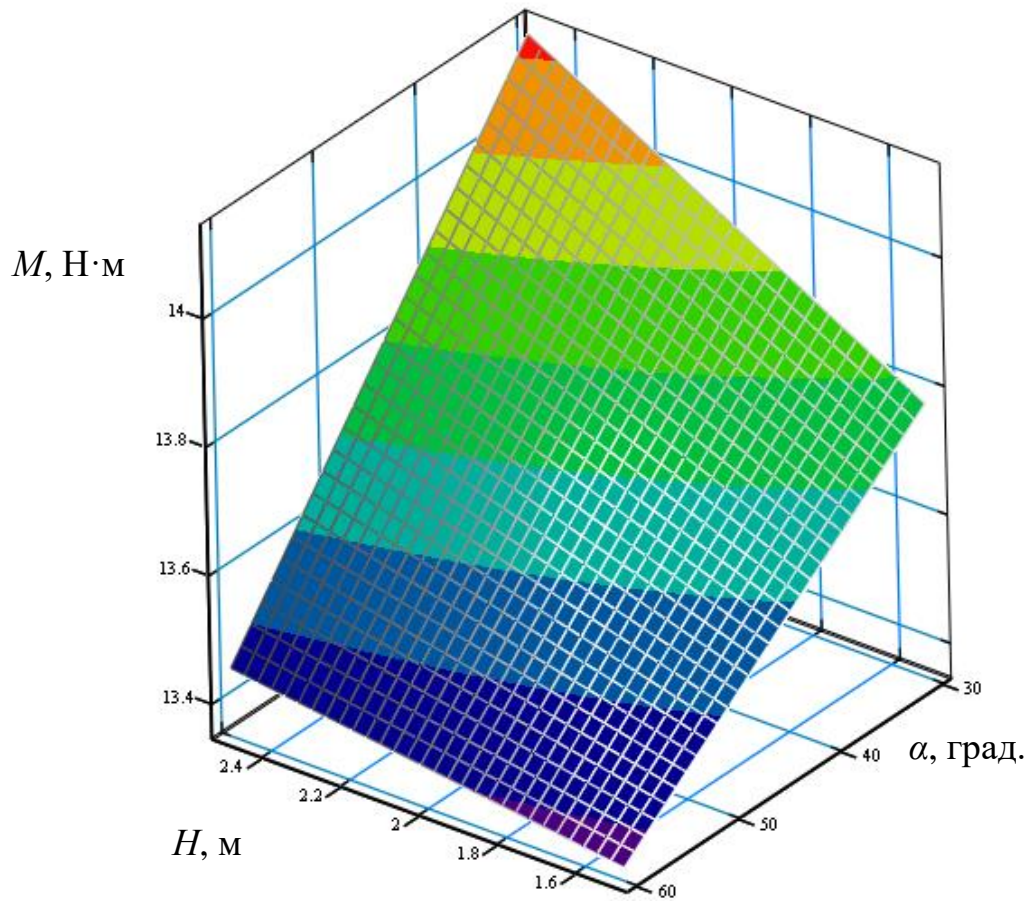


а)

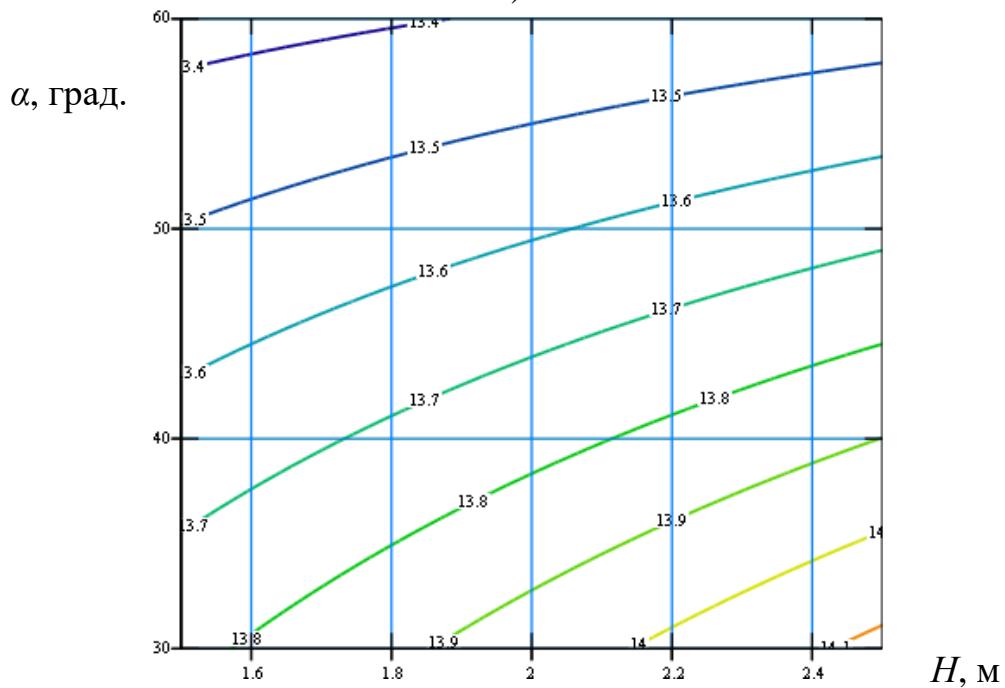


б)

Рисунок 6.12 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності крутного моменту на приводі транспортера $M_{(n,\alpha)}$ під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші від частоти обертання шнека n та кута нахилу вивантажувальної магістралі α ($H = 2$ м)



а)



б)

Рисунок 6.13 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності крутного моменту на приводі транспортера $M_{(\alpha,H)}$ під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші від висоти транспортування H та кута нахилу вивантажувальної магістралі α ($n = 511,2$ об/хв.)

6.4 Результати експериментальних досліджень витрат потужності при перевантаженні сільськогосподарських вантажів мобільними гвинтовим транспортерами

6.4.1 Дослідження витрат потужності при перевантаженні сільськогосподарських вантажів гвинтовим секційним конвеєром

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) ТГК на потужність приводу шнека під час транспортування кукурудзи, пшениці та комбікорму (параметр оптимізації N) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення величини потужності на приводі шнека телескопічного гвинтового транспортера від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека $n_{ш}$, довжини видовження шнека l та кута нахилу транспортера γ , тобто $N=f(n_{ш}, l, \gamma)$ [380].

Оброблення отриманих експериментальних даних проведено з використанням загальновідомих методик регресійного аналізу [208, 209]. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту.

Функцію відгуку, тобто потужність на приводі шнека $N=f(n_{ш}, l, \gamma)$, визначену експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у таблиці 5.5.

Побудову даної таблиці проведено наступним чином. Вхідними змінними факторами ПФЕ 3^3 прийнято:

- частота обертання шнека $n_{ш}$, яку кодували індексом x_1 ;
- довжина видовження шнека l , яку кодували індексом x_2 ;
- кут нахилу транспортера γ , який кодували індексом x_3 .

Після кодування вхідних факторів складали план-матриці повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загальної кількості дослідів $N_1 = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість вхідних факторів у експерименті.

Потужність заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 5. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів,

після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту.

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у таблицю 6.4.

Таблиця 6.4 – Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коеф.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
кукурудза	0,708	0,367	0,075	0,016	0,026	0,0063	0	0,037	0,00066	-0,0073
пшениця	0,743	0,385	0,078	0,016	0,027	0,0066	0	0,039	0,00069	-0,0077
комбі- корм	0,637	0,33	0,067	0,014	0,023	0,0056	0	0,033	0,00059	-0,0066

Загальний вигляд рівняння регресії потужності залежно від зміни частоти обертання шнека $n_{ш}$, довжини видовження шнека l , кута нахилу транспортера γ , тобто $N_{(x_1, x_2, x_3)} = f(n_{ш}, l, \gamma)$ за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах дорівнює:

- для транспортування кукурудзи:

$$N_{(x_1, x_2, x_3)} = 0,708 + 0,367x_1 + 0,075x_2 + 0,016x_3 + 0,026x_1x_2 + 0,0063x_1x_3 + 0,037x_1^2 + 0,00066x_2^2 - 0,0073x_3^2; \quad (6.11)$$

- для транспортування пшениці:

$$N_{(x_1, x_2, x_3)} = 0,743 + 0,385x_1 + 0,078x_2 + 0,016x_3 + 0,027x_1x_2 + 0,0066x_1x_3 + 0,039x_1^2 + 0,00069x_2^2 - 0,0077x_3^2; \quad (6.12)$$

- для транспортування комбікорму:

$$N_{(x_1, x_2, x_3)} = 0,637 + 0,33x_1 + 0,067x_2 + 0,014x_3 + 0,023x_1x_2 + 0,0056x_1x_3 + 0,033x_1^2 + 0,00059x_2^2 - 0,0066x_3^2. \quad (6.13)$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання шнека; x_2 - кодоване значення довжини видовження шнека; x_3 - кута нахилу транспортера.

Коефіцієнт рівнянь регресій (6.11 – 6.13) b_{23} є незначущим.

Відповідно у натуральних величинах рівняння регресії (6.11 – 6.13) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- для транспортування кукурудзи:

$$N_{(n_{ш},l,\gamma)} = -2,22 \cdot 10^{-2} - 4,94 \cdot 10^{-4} n_{ш} - 2,76 \cdot 10^{-2} l + 9,25 \cdot 10^{-4} \gamma + 9,29 \cdot 10^{-4} n_{ш} l + 1,58 \cdot 10^{-6} n_{ш} \gamma + 9,25 \cdot 10^{-7} n_{ш}^2 + 3,37 \cdot 10^{-2} l^2 - 1,83 \cdot 10^{-5} \gamma^2; \quad (6.14)$$

- для транспортування пшениці:

$$N_{(n_{ш},l,\gamma)} = -2,13 \cdot 10^{-2} - 5,09 \cdot 10^{-4} n_{ш} - 2,85 \cdot 10^{-2} l + 9,38 \cdot 10^{-4} \gamma + 9,64 \cdot 10^{-4} n_{ш} l + 1,65 \cdot 10^{-6} n_{ш} \gamma + 9,75 \cdot 10^{-7} n_{ш}^2 + 3,52 \cdot 10^{-2} l^2 - 1,93 \cdot 10^{-5} \gamma^2; \quad (6.15)$$

- для транспортування комбікорму:

$$N_{(n_{ш},l,\gamma)} = -2,68 \cdot 10^{-2} - 4,18 \cdot 10^{-4} n_{ш} - 2,06 \cdot 10^{-2} l + 8,25 \cdot 10^{-4} \gamma + 8,21 \cdot 10^{-4} n_{ш} l + 1,4 \cdot 10^{-6} n_{ш} \gamma + 8,25 \cdot 10^{-7} n_{ш}^2 + 3,01 \cdot 10^{-2} l^2 - 1,65 \cdot 10^{-5} \gamma^2. \quad (6.16)$$

Отримані рівняння регресії (6.11) – (6.13) та (6.14) – (6.16) можуть бути використані для визначення потужності на приводі шнека телескопічного гвинтового транспортера N залежно від частоти обертання шнека $n_{ш}$, довжини видовження шнека l та кута нахилу транспортера γ для транспортування кукурудзи, ячменю та комбікорму у таких межах зміни вхідних факторів:

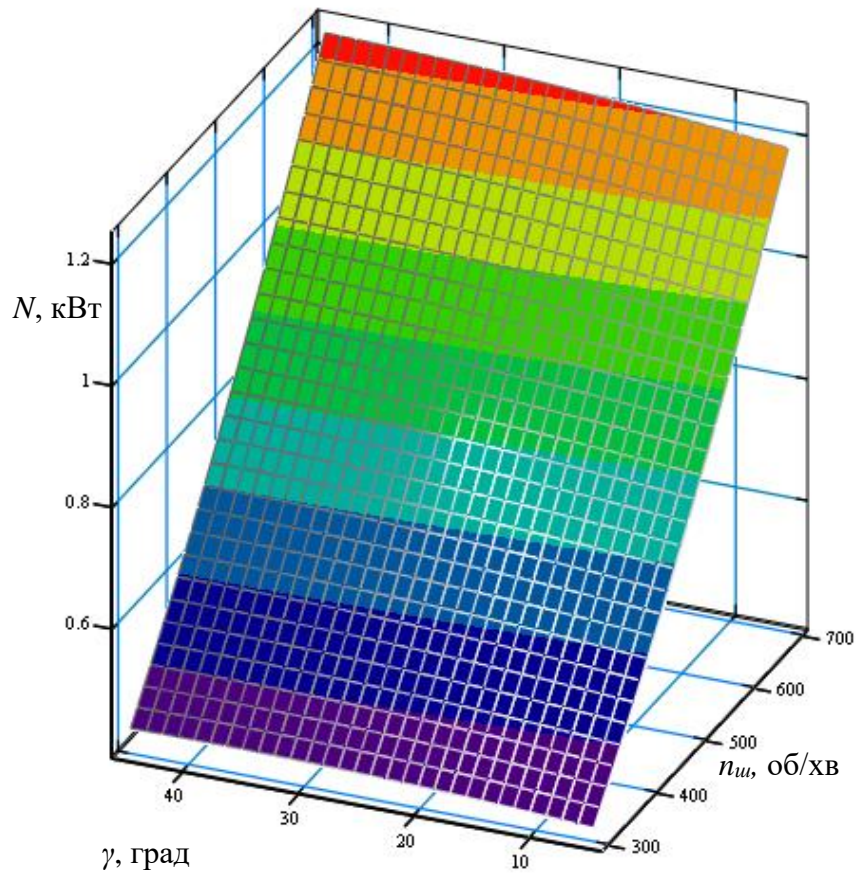
$$300 \leq n_{ш} \leq 700 \text{ (об/хв.)}; 1,33 \leq l \leq 1,61 \text{ (м)}; 5 \leq \gamma \leq 45 \text{ (град.)}.$$

За допомогою програмного забезпечення Statistica-6.0 для ПК побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів потужності N як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

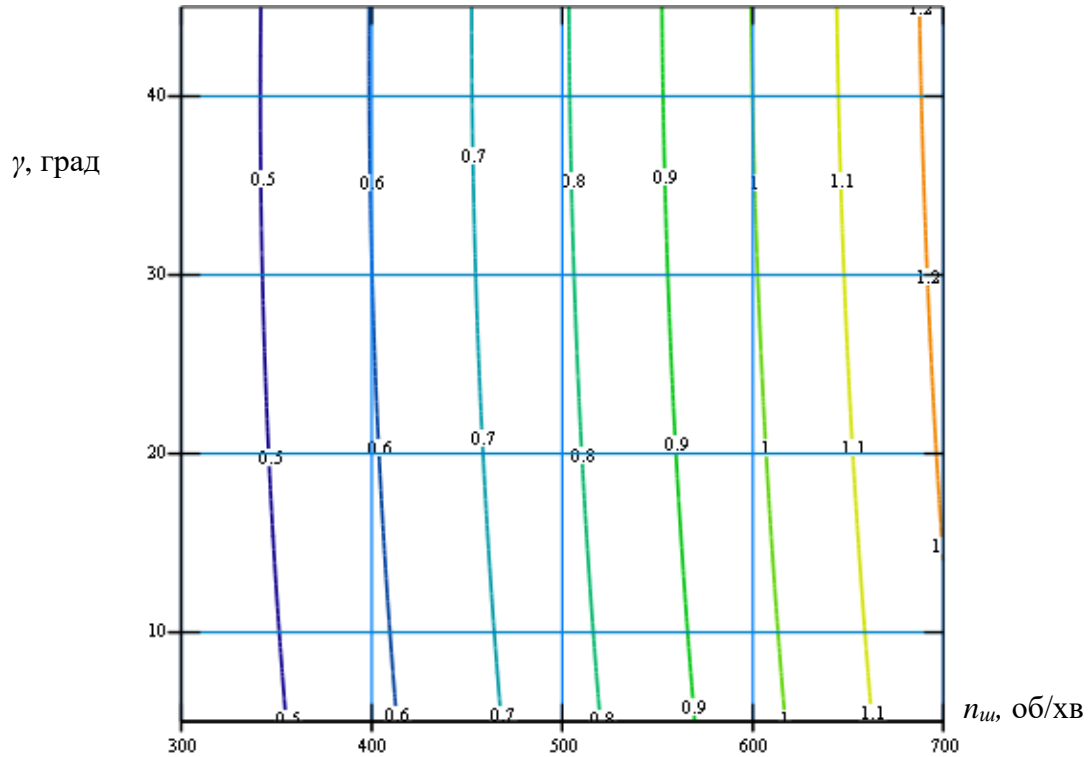
Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основними факторами, які впливають на збільшення потужності на приводі є: фактори x_1 , x_2 , ($n_{ш}$, l) та комбінації цих факторів. Збільшення величини фактора x_3 (γ) призводить до підвищення потужності на 4,2%. При цьому збільшення величини фактора $x_2(l)$ призводить до збільшення потужності на 9,8%.

В загальному для зменшення потужності необхідно зменшувати частоту обертання шнека та зменшувати кут нахилу транспортера.

Графічні значення результатів залежності потужності, одержаних з використанням Mathcad 2000 Professional на основі аналізу рівнянь регресії, наведено на рисунках 6.14 - 6.15. З рисунків видно, що із збільшенням частоти обертання шнека, довжини видовження шнека та кута нахилу гвинтового транспортера величина потужності на приводі шнека зростає, при чому найбільша потужність 1,29 кВт досягається під час транспортування пшениці. Максимальна потужність на приводі шнека телескопічного гвинтового транспортера для транспортування кукурудзи та комбікорму складає 1,23 кВт та 1,10 кВт відповідно, а мінімальна – 0,31 кВт та 0,28 кВт відповідно. Збільшення частоти обертання шнека $n_{ш}$, від 300 об/хв. до 700 об/хв. призводить до підвищення потужності на приводі шнека в 3,14 рази.



а)



б)

Рисунок 6.14 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності величини витрат потужності від частоти обертання шнека та кута нахилу транспортера ($l=1,61$ м) під час транспортування кукурудзи

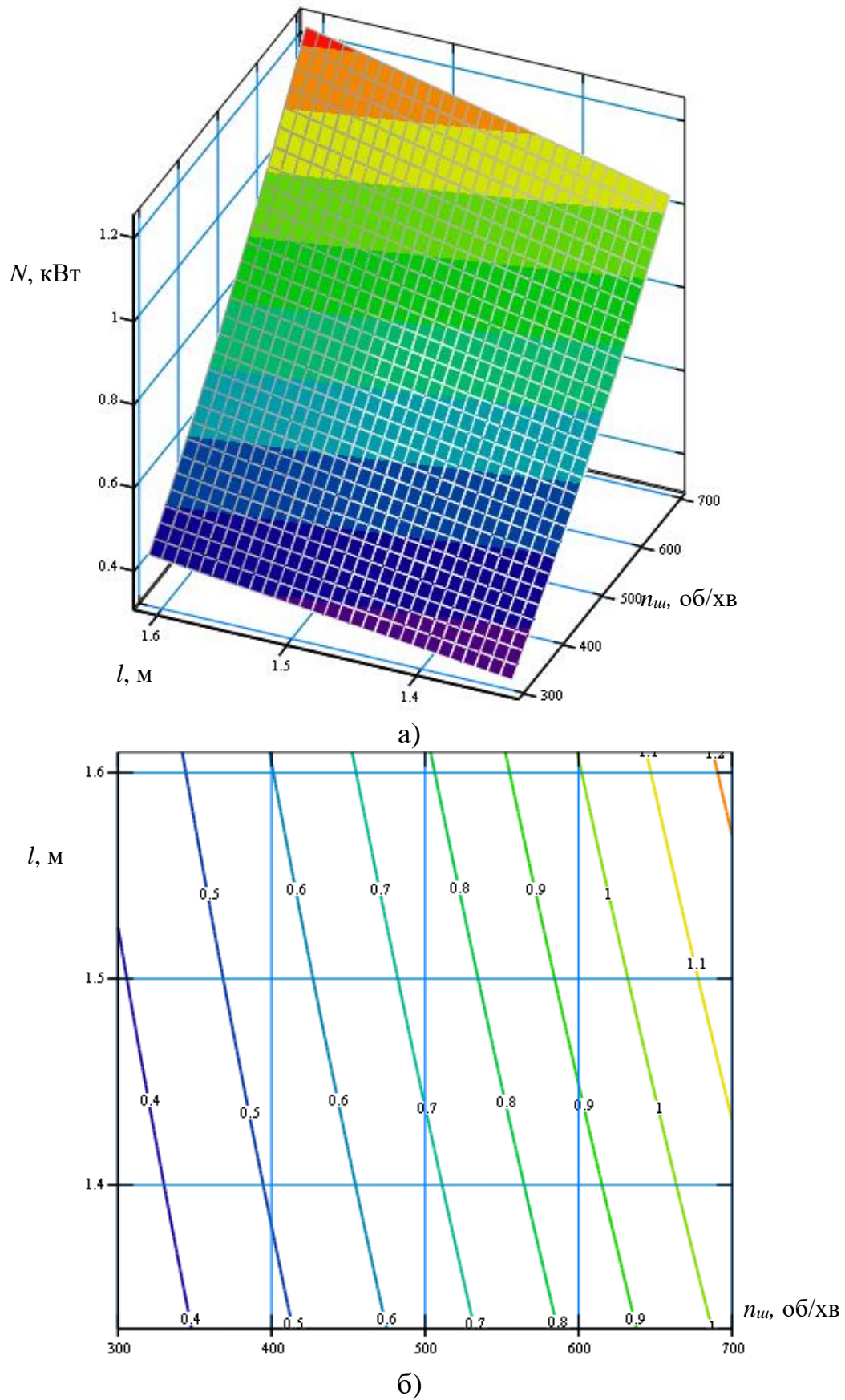


Рисунок 6.15 – Поверхня відгуку (а) та її двовірний переріз (б) залежності величини витрат потужності від частоти обертання шнека та довжини транспортування ($\gamma=45$ град) під час транспортування кукурудзи

6.4.2 Дослідження питомих енерговитрат при перевантаженні сільськогосподарських вантажів гвинтовим завантажувачем з пересипом

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) гвинтового завантажувача на його питомі енерговитрати під час транспортування (пшениці, ячменю, кукурудзи) (параметри оптимізації w) проведено повнофакторні експерименти, тобто визначення величини питомих енерговитрат ГЗП від зміни трьох основних факторів: частота обертання шнека n , кута нахилу вивантажувальної магістралі α та висоти транспортування H , $w=f(n, \alpha, H)$.

Оброблення отриманих експериментальних даних проведено з використанням загальновідомих методик регресійного аналізу [208, 209]. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту.

Функцію відгуку, тобто питомі енерговитрати під час транспортування (пшениці, ячменю, кукурудзи) $w=f(n, \alpha, H)$, визначену експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 5.6.

Побудову даної таблиці проведено наступним чином. Вхідними змінними факторами ПФЕ 3^3 прийнято:

- частоту обертання шнека n , яку кодували індексом x_1 ;
- кут нахилу вивантажувальної магістралі α , який кодували індексом x_2 ;
- висоту транспортування H , яку кодували індексом x_3 .

Після кодування вхідних факторів склали план-матриці повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загальної кількості дослідів $N_1 = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість вхідних факторів у експерименті.

Потужність заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 5. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводили не менше 3 разів, після чого визначали середнє значення результату, яке використовували для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту.

На основі методики проведення досліджень з використанням повнофакторного експерименту та одержаних результатів експериментів, пов'язаних із визначали питомі енерговитрати конвеєра за формулою:

$$w = \frac{N}{QL}. \quad (6.17)$$

Конструктивні параметри були наступними: внутрішній діаметр шнека $D = 96$ мм; кут нахилу $\alpha = 30...60^\circ$; довжина зовнішньої магістралі $L = 1200$ мм; довжина вертикальної вітки магістралі $L = 2500$ мм; товщина витка 3 мм.

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у таблицю 6.5.

Таблиця 6.5 – Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коеф.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
пшениця	0,015	$0,15 \cdot 10^{-5}$	0,0012	-0,0042	$0,13 \cdot 10^{-6}$	$-0,64 \cdot 10^{-6}$	$0,11 \cdot 10^{-4}$	$0,55 \cdot 10^{-8}$	$-0,1 \cdot 10^{-4}$	0,0012
ячмінь	0,0016	0,0002	-0,0032	-0,148	$0,4 \cdot 10^{-5}$	-0,00012	0,0016	$0,21 \cdot 10^{-6}$	$0,21 \cdot 10^{-4}$	0,034
кукурудза	0,038	$0,18 \cdot 10^{-4}$	0,0001	-0,047	$0,64 \cdot 10^{-7}$	$0,64 \cdot 10^5$	0,00029	$0,1 \cdot 10^{-7}$	$-0,43 \cdot 10^{-5}$	0,0098

На основі методики проведення досліджень з використанням повнофакторного експерименту проведено ряд експериментальних досліджень, в яких визначали питомі енерговитрати для транспортування пшениці (з об'ємною масою 780 кг/м³), ячменю (з об'ємною масою 750 кг/м³), кукурудзи (з об'ємною масою 700 кг/м³).

Загальний вигляд рівняння регресії питомих енерговитрат гвинтового завантажувача залежно від зміни частота обертання шнека n , кута нахилу вивантажувальної магістралі α та висоти транспортування H , тобто $w_{(x_1, x_2, x_3)} = f(n, \alpha, H)$ за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодіваних величинах дорівнює:

- для транспортування пшениці:

$$w_{(x_1, x_2, x_3)} = 0,015 + 0,15 \cdot 10^{-5} \check{\sigma}_1 + 0,0012 \check{\sigma}_2 - 0,0042 x_3 + 0,13 \cdot 10^{-6} \check{\sigma}_1 \check{\sigma}_2 - \quad (6.18)$$

$$- 0,64 \cdot 10^{-6} x_1 x_3 + 0,11 \cdot 10^{-4} x_2 x_3 + 0,55 \cdot 10^{-8} \check{\sigma}_1^2 - 0,1 \cdot 10^{-4} \check{\sigma}_2^2 + 0,0012 \cdot x_3^2,$$

- для транспортування ячменю:

$$w_{(x_1, x_2, x_3)} = 0,016 + 0,0002 \check{\sigma}_1 - 0,0032 \check{\sigma}_2 - 0,148 x_3 + 0,4 \cdot 10^{-5} \check{\sigma}_1 \check{\sigma}_2 - \quad (6.19)$$

$$- 0,00012 x_1 x_3 + 0,0016 x_2 x_3 + 0,21 \cdot 10^{-6} \check{\sigma}_1^2 + 0,21 \cdot 10^{-4} \check{\sigma}_2^2 + 0,034 \cdot x_3^2,$$

- для транспортування кукурудзи:

$$w_{(x_1, x_2, x_3)} = 0,038 + 0,18 \cdot 10^{-4} \check{\sigma}_1 + 0,0001 \check{\sigma}_2 - 0,047 x_3 + 0,64 \cdot 10^{-7} \check{\sigma}_1 \check{\sigma}_2 + \quad (6.20)$$

$$+ 0,38 \cdot 10^{-5} x_1 x_3 + 0,00029 x_2 x_3 + 0,1 \cdot 10^{-7} \check{\sigma}_1^2 - 0,43 \cdot 10^{-5} \check{\sigma}_2^2 + 0,0098 \cdot x_3^2,$$

де x_1 - кодоване значення частоти обертання шнека; x_2 - кут нахилу вивантажувальної магістралі; x_3 - висота перевантаження.

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (6.18 – 6.20) реальному експериментальному процесу проводили згідно відомої методики [208, 209].

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- для транспортування пшениці:

$$w_{(n, \alpha, H)} = -0,014 + 0,0012 \alpha - 0,0041 H + 0,24 \cdot 10^{-6} n \cdot \alpha + 0,1 \cdot 10^{-4} \alpha^2 + 0,0012 H^2; \quad (6.21)$$

- для транспортування ячменю:

$$w_{(n, \alpha, H)} = -0,11 + 0,0005 n - 0,0048 \cdot 10^{-5} n \cdot \alpha - 0,12 \cdot 10^{-3} n \cdot H + 0,0012 \alpha H; \quad (6.22)$$

- для транспортування кукурудзи:

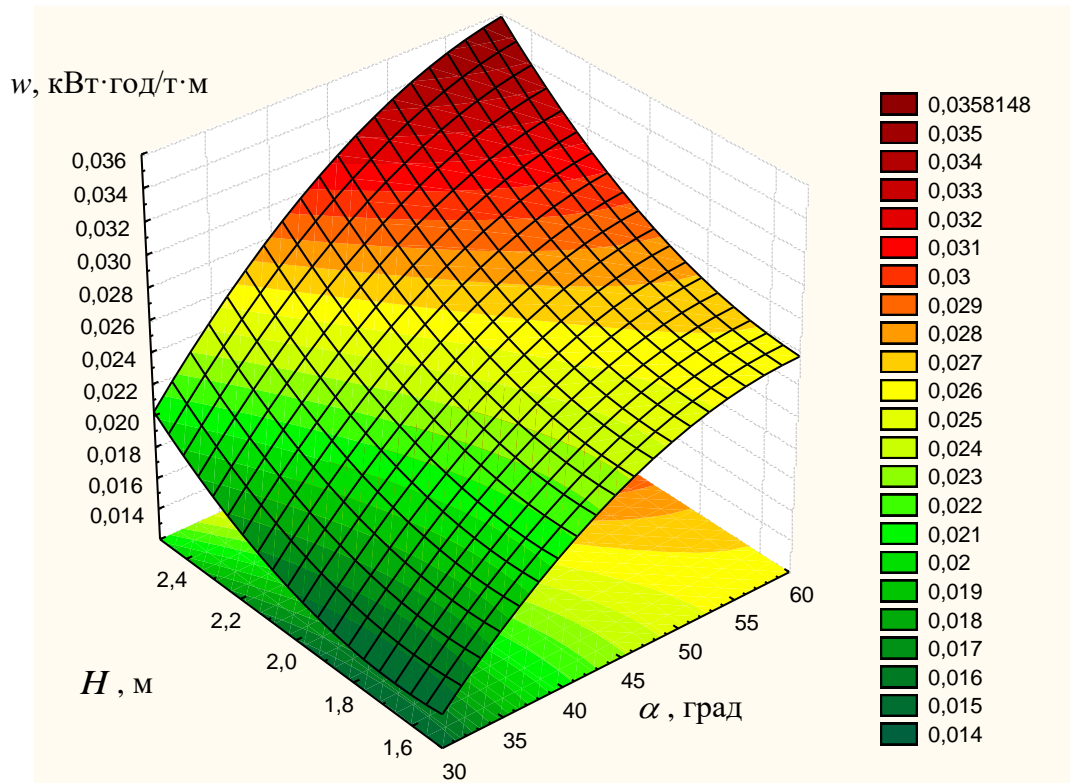
$$w_{(n,\alpha,H)} = 0,046 - 0,047H + 0,58 \cdot 10^{-5} n \cdot H - 0,37 \cdot 10^{-5} \alpha^2 + 0,00029\alpha \cdot H + 0,0096H^2. \quad (6.23)$$

Отримані рівняння регресії (6.21 - 6.22) можуть бути використані для визначення питомих енерговитрат w гвинтового завантажувача залежно від обертання шнека n , кута нахилу вивантажувальної магістралі α та висоти транспортування H , для транспортування пшениці, ячменю і кукурудзи у таких межах зміни вхідних факторів:

$$348 \leq n \leq 696 \text{ (об/хв.)}; 30 \leq \alpha \leq 60 \text{ (град.)}; 1,5 \leq H \leq 2,5 \text{ (м)}.$$

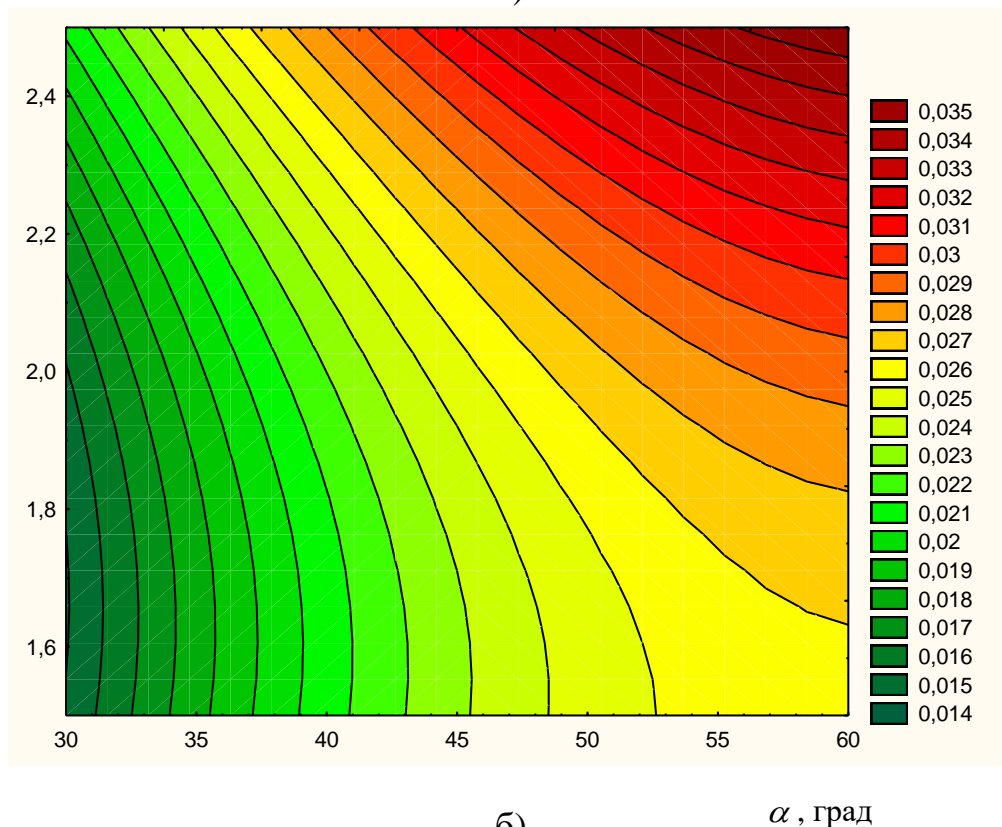
За допомогою прикладної програми побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів питомих енерговитрат w як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$ (рис. 6.16 – 6.19).

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основним фактором, який впливає на збільшення питомих енерговитрат є фактор $x_1(n)$ і в меншій мірі фактор $x_3(H)$. Виявлено, що меншення величини фактора $x_2(\alpha)$ призводить до зменшення питомих енерговитрат.



H , м

а)



б)

α , град

Рисунок 6.17 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності питомих енерговитрат гвинтового завантажувача $w_{(\alpha,H)}$ при транспортуванні пшениці від гвинтового завантажувача та висоти транспортування ($n = 522$ об/хв.)

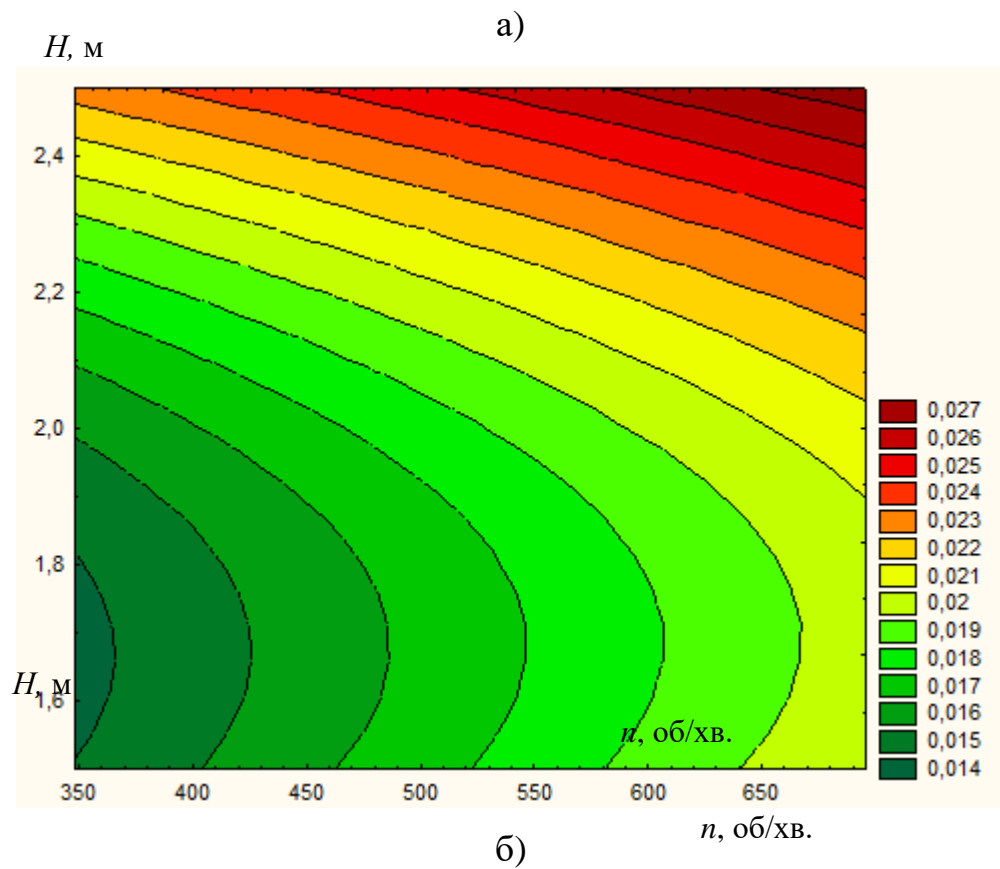
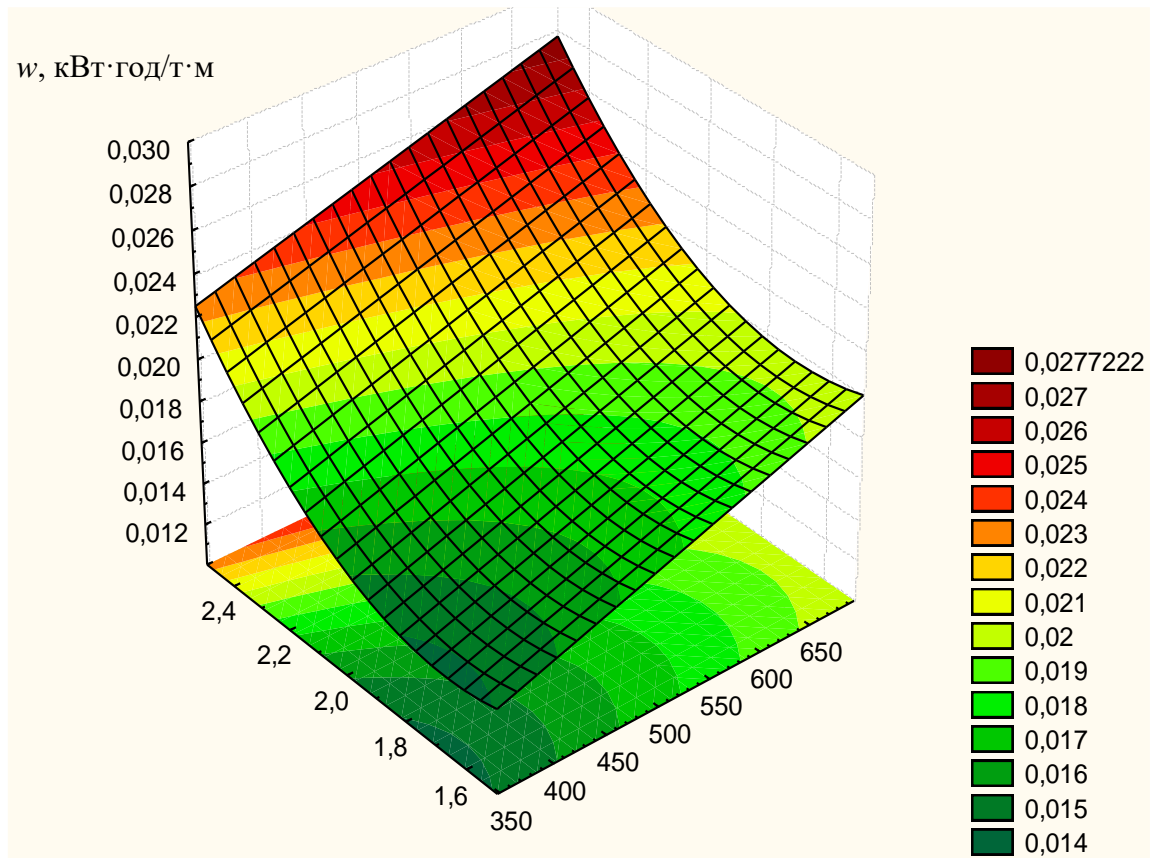


Рисунок 6.19 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності питомих енерговитрат завантажувача $w_{(n,H)}$ при транспортуванні ячменю від частоти обертання шнека та висоти транспортування ($\alpha = 45$ град.)

З рисунків 6.16 – 6.19 видно, що із збільшенням частоти обертання, кута нахилу круто нахиленої вітки ГЗП та із збільшенням висоти транспортуванням величина питомих енерговитрат завантажувача зростає. Максимальні питомі енерговитрати гвинтового завантажувача при транспортуванні ячменю складають 0,036 кВт·год/т·м, а мінімальні – 0,011 кВт·год/т·м. Збільшення частоти обертання шнека від 348 об/хв. до 696 об/хв. призводить до зростання питомих енерговитрат гвинтового завантажувача від 16 до 22%. При цьому збільшення кута нахилу завантажувача від 30 до 60 град. надає приросту питомих енерговитрат конвеєра від 12 до 18%.

6.5 Результати експериментальних досліджень ефективності сепарування сільськогосподарських матеріалів багатофункціональним гвинтовим транспортером-сепаратором

Для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) ТГК на ефективність сепарації під час транспортування пшениці та проса (параметри оптимізації E), тобто визначення ефективності просівання від зміни трьох основних факторів: частоти обертання шнека n , маси сипкого матеріалу в телескопічному конвеєрі m та кута нахилу вивантажувальної магістралі γ , тобто $E=f(n, m, \gamma)$. Для проведення даного дослідження було використано стенд для дослідження характеристик телескопічних гвинтових транспортерів-сепараторів (рис. 6.20), конструкція якого представлена на рисунку 5.4.

Оброблення отриманих експериментальних даних проведено з використанням загальновідомих методик регресійного аналізу [208, 209]. Для отримання регресійних моделей параметрів оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту.

Функцію відгуку, тобто визначення ефективності просівання $E=f(n, m, \gamma)$, визначену експериментальним шляхом, представлено у вигляді математичної моделі повного квадратичного полінома. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у таблиці 5.7.



Рисунок 6.20 – Загальний вигляд процесу сепарування телескопічним гвинтовим транспортером-сепаратором

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у таблицю 6.6.

Таблиця 6.6 – Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коеф.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
пшениця	91,376	$5,8 \cdot 10^{-3}$	0,167	0,4257	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$	-0,0071	$0,14 \cdot 10^{-5}$	$-6,9 \cdot 10^{-4}$	0,011
просо	93,071	0,0033	0,167	0,214	$-1,9 \cdot 10^{-10}$	$-7,1 \cdot 10^{-4}$	$-7,1 \cdot 10^{-3}$	$0,64 \cdot 10^{-9}$	$0,21 \cdot 10^{-3}$	0,0034

Загальний вигляд рівняння регресії ефективності просівання пшениці та проса телескопічним гвинтовим транспортером-сепаратором залежно від зміни частота обертання шнека n , маси сипкого матеріалу в телескопічному конвеєрі m та кута нахилу вивантажувальної магістралі γ , тобто $E=f(n, m, \gamma)$ за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодованих величинах дорівнює:

- для сепарування пшениці:

$$E = 91,376 + 0,0058n + 0,167m + 0,4257\gamma - 0,00015n \cdot m - 0,0006n \cdot \gamma - 0,0071m \cdot \gamma + 0,14 \cdot 10^{-5}n^2 - 0,00069m^2 + 0,011\gamma^2; \quad (6.24)$$

- для сепарування проса:

$$E = 93,097 + 0,0033n + 0,167m + 0,214\gamma - 0,19 \cdot 10^{-9}n \cdot m - 0,00071n \cdot \gamma - 0,0071m \cdot \gamma + 0,64 \cdot 10^{-9}n^2 - 0,0021m^2 + 0,0034\gamma^2. \quad (6.25)$$

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (6.24 – 6.25) реальному експериментальному процесу проводили згідно відомої методики [208, 209].

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- для сепарування пшениці:

$$E = 91,322 + 0,0072n + 0,126m + 0,42\gamma - 0,00015n \cdot m - 0,0006n \cdot \gamma - 0,0071m \cdot \gamma; \quad (6.26)$$

- для сепарування проса:

$$E = 93,04 + 0,0033n + 0,17m + 0,26\gamma - 0,00071n \cdot \gamma - 0,0021m^2 - 0,0071m \cdot \gamma. \quad (6.27)$$

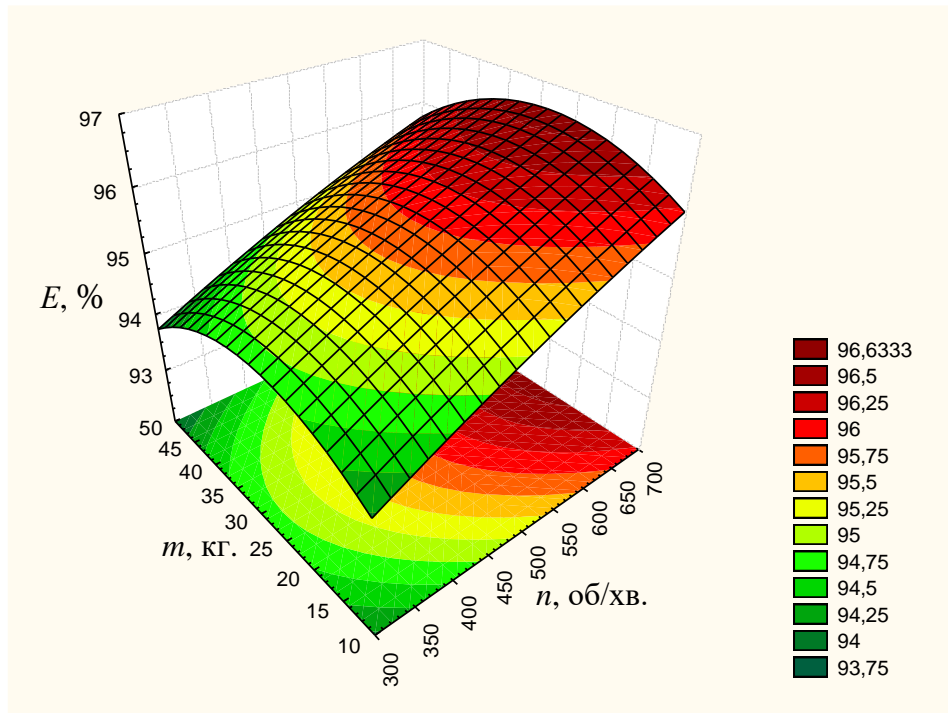
Отримані рівняння регресії (6.26 - 6.27) можуть бути використані для визначення ефективності просівання пшениці та проса телескопічним гвинтовим транспортером-сепаратором залежно від зміни частота обертання шнека n , маси сипкого матеріалу в телескопічному конвеєрі m та кута нахилу вивантажувальної магістралі γ у таких межах зміни вхідних факторів:

$$300 \leq n \leq 700 \text{ (об/хв.)}; \quad 50 \leq m \leq 10 \text{ (кг)}; \quad 14 \leq \gamma \leq 0 \text{ (град.)}.$$

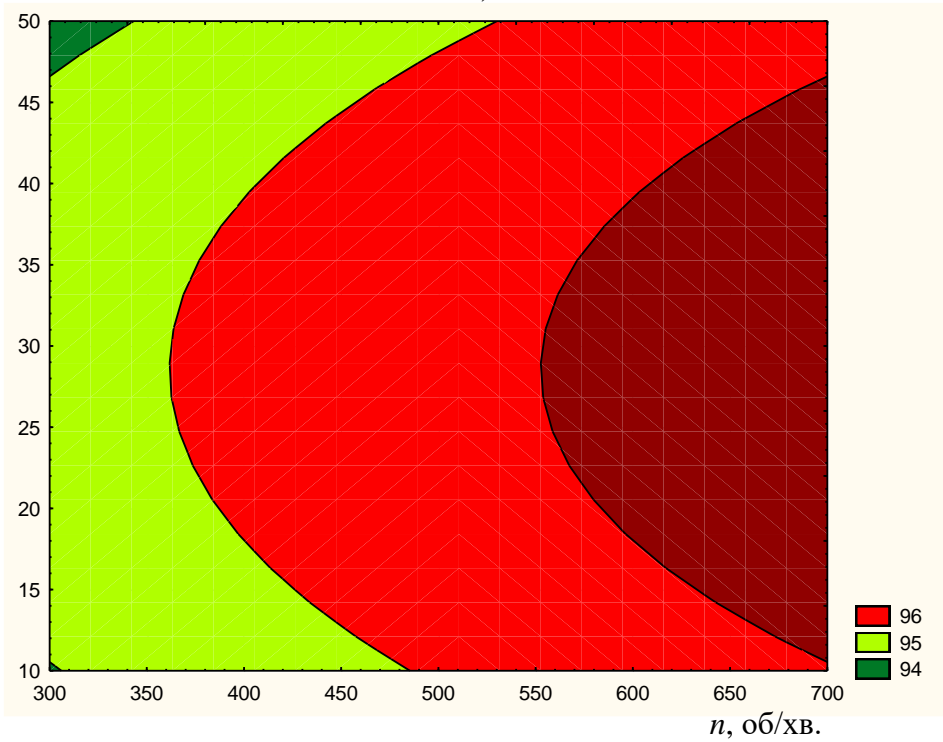
За допомогою прикладної програми побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів ефективності просівання E як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$ (рис. 6.21 – 6.26).

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основним фактором, який впливає на процес ефективності просівання $x_1(n)$ і в меншій мірі фактор $x_2(m)$. При збільшенні величини фактора $x_2(\gamma)$ призводить до зменшення ефективності просівання

- для сепарування пшениці:

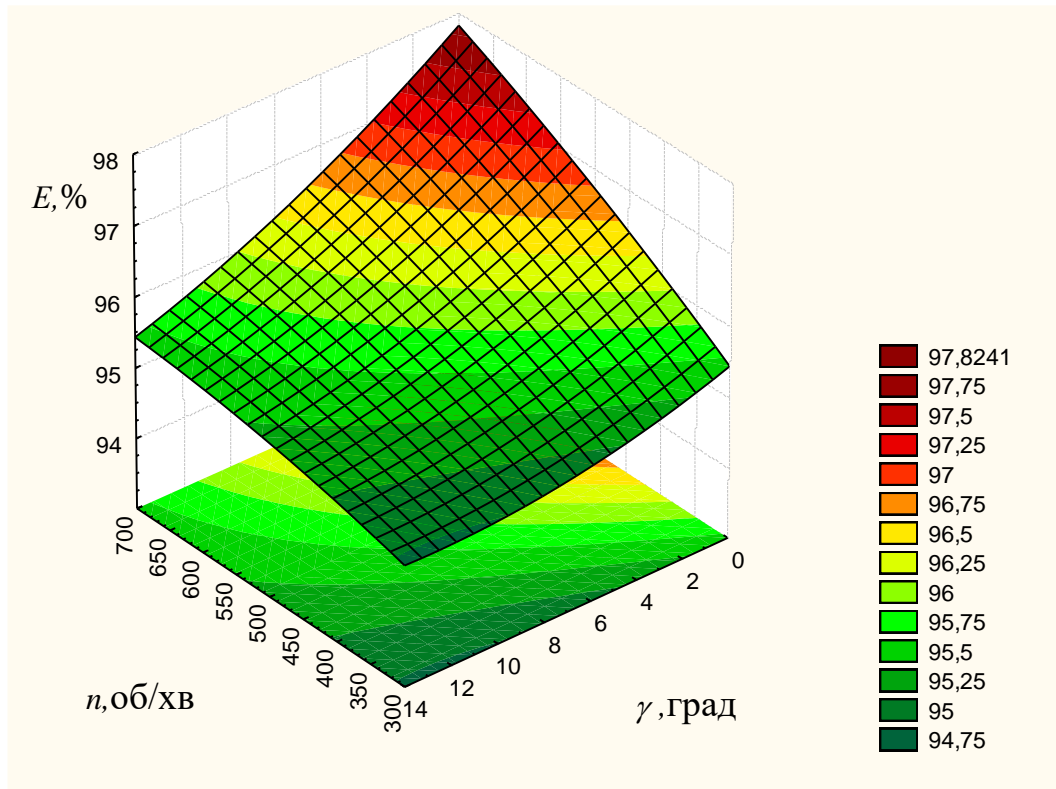
 m , кг.

а)

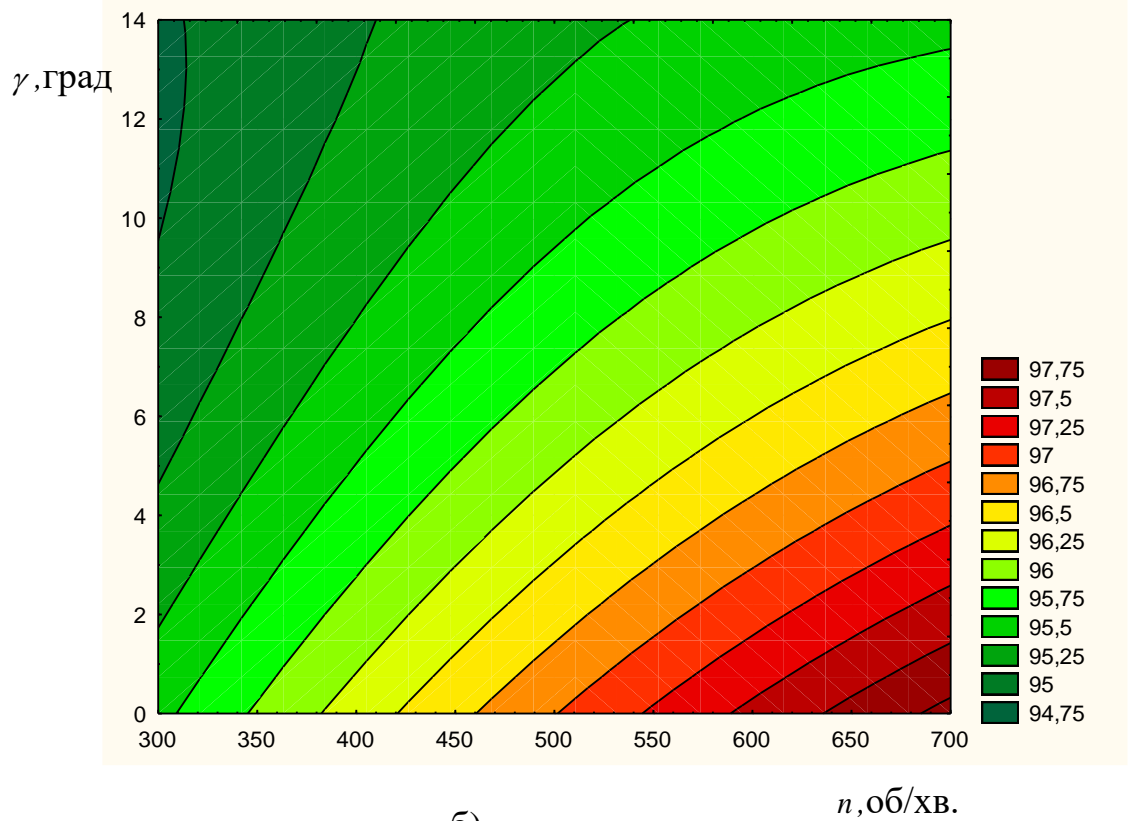


б)

Рисунок 6.21 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності ефективності просівання E від частоти обертання робочого органа та маси сипкого матеріалу при куті нахилу робочого органа $\gamma = 7$ град.



а)



б)

Рисунок 6.22 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності ефективності просівання E від частоти обертання робочого органа та кута нахилу робочого органа при масі сипкого матеріалу $m = 30$ кг

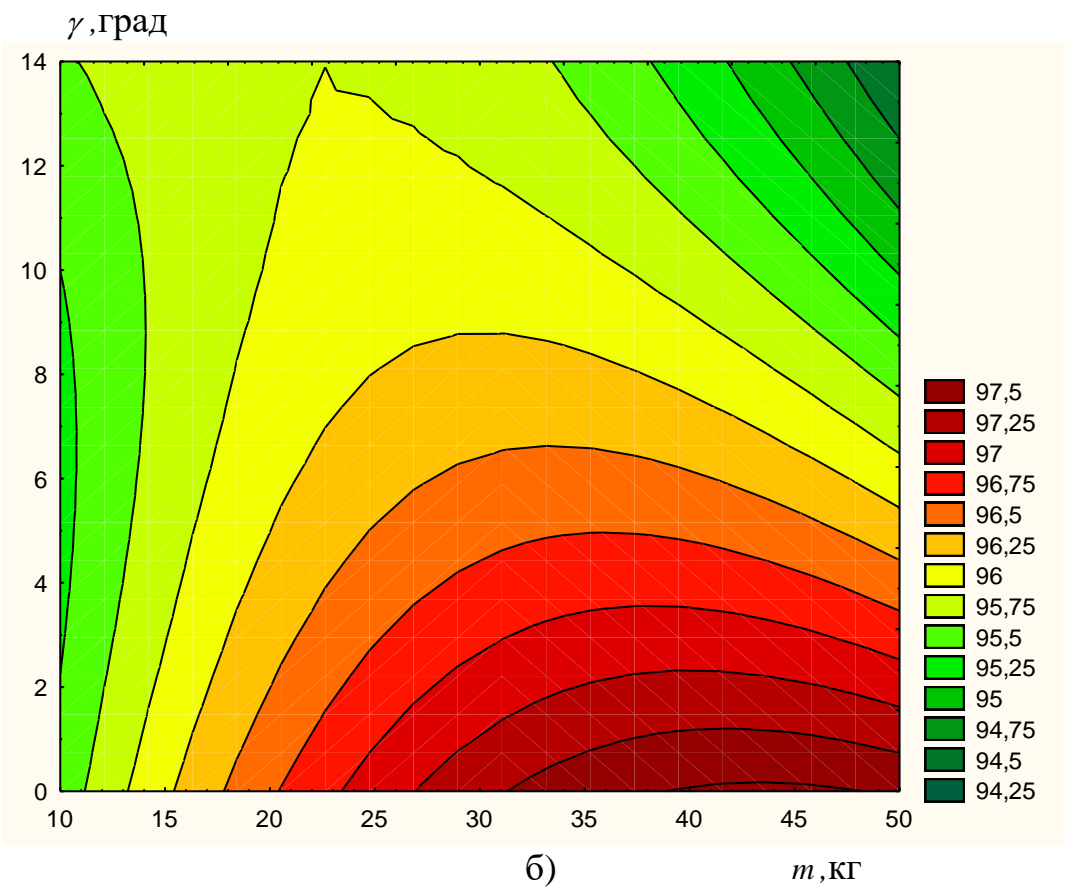
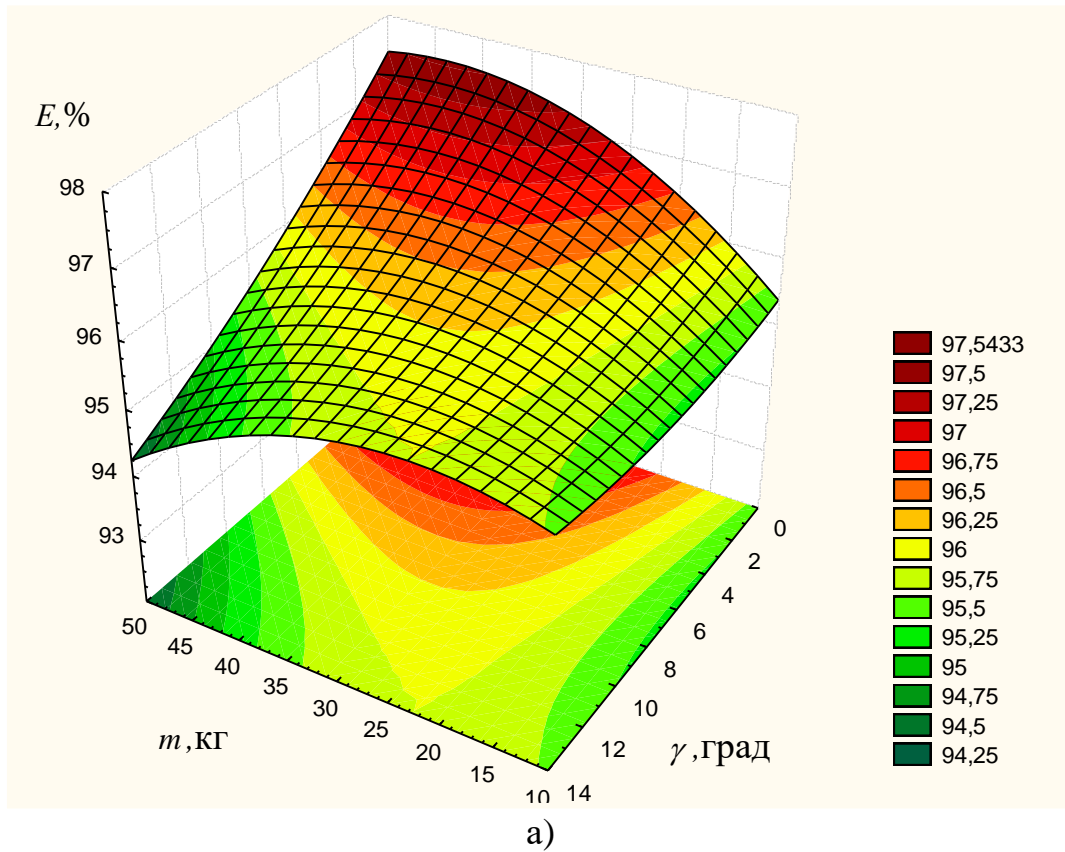
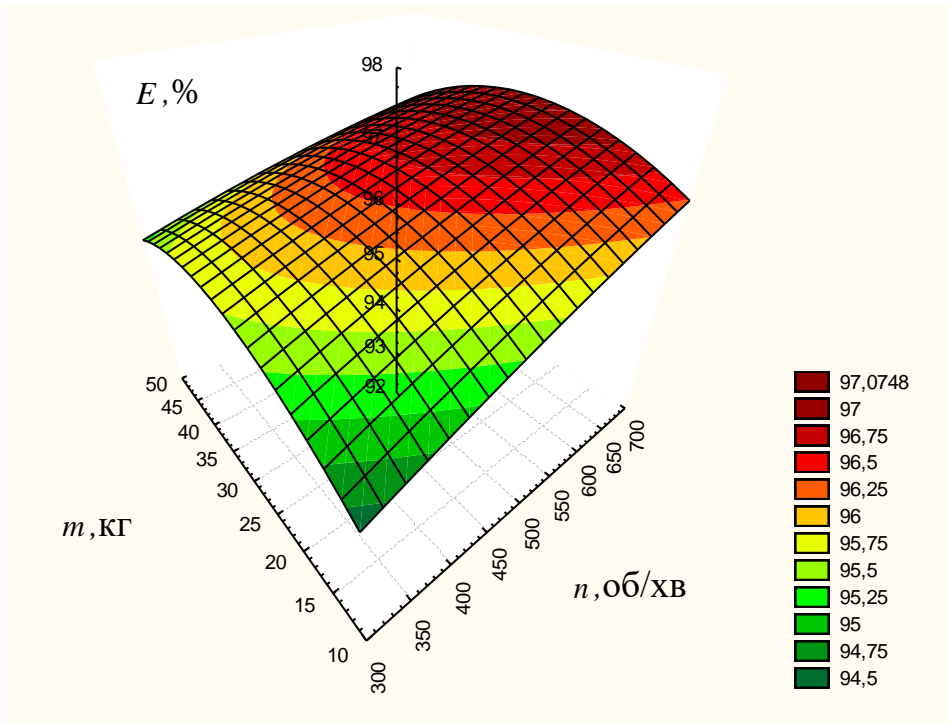
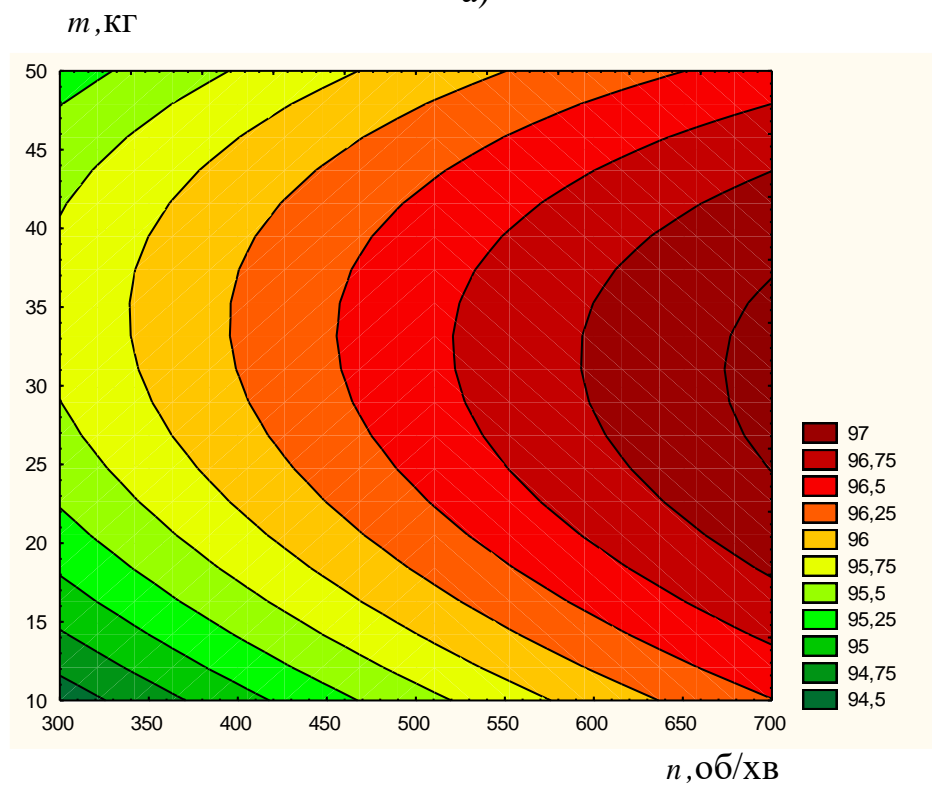


Рисунок 6.23 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності ефективності просівання E від маси сипкого матеріалу та кута нахилу робочого органа при частоті обертання робочого органа $n = 500$ об/хв.

- для сепарування проса:

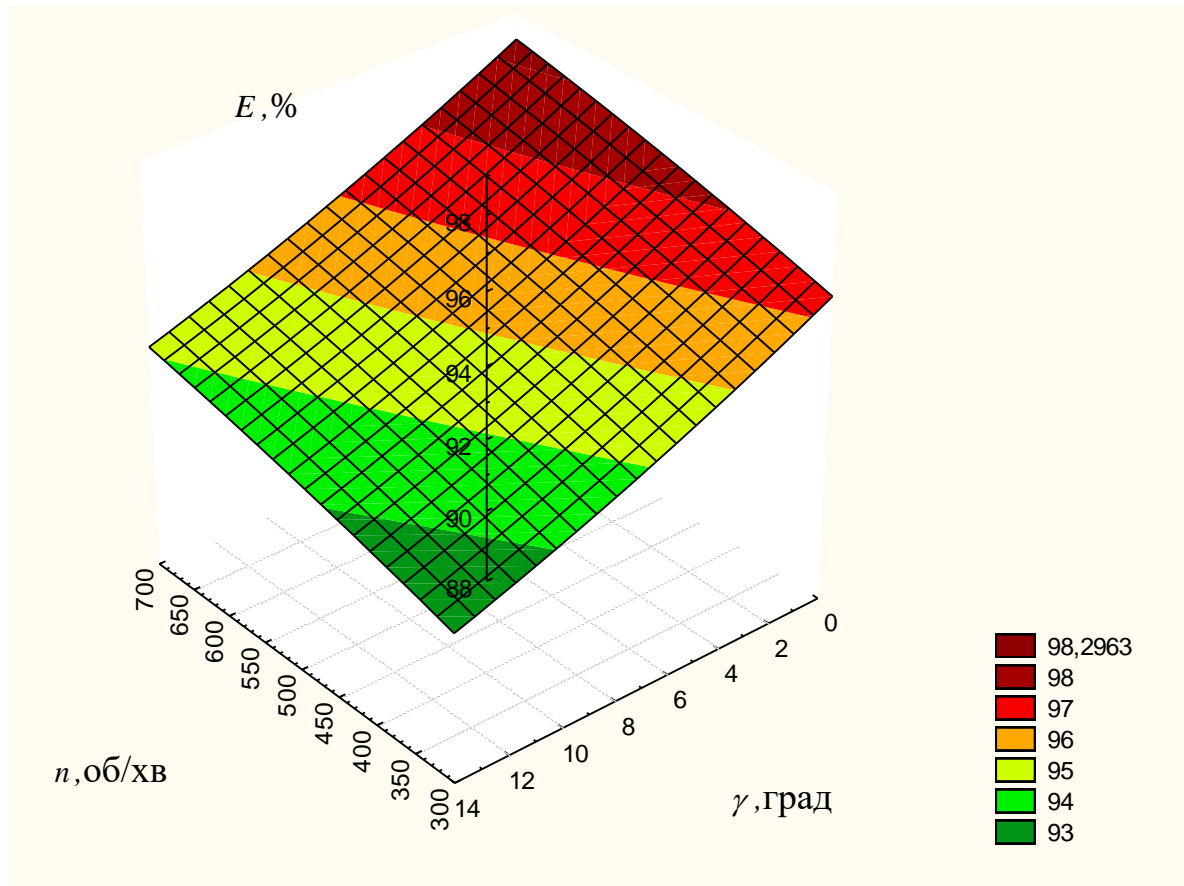


а)

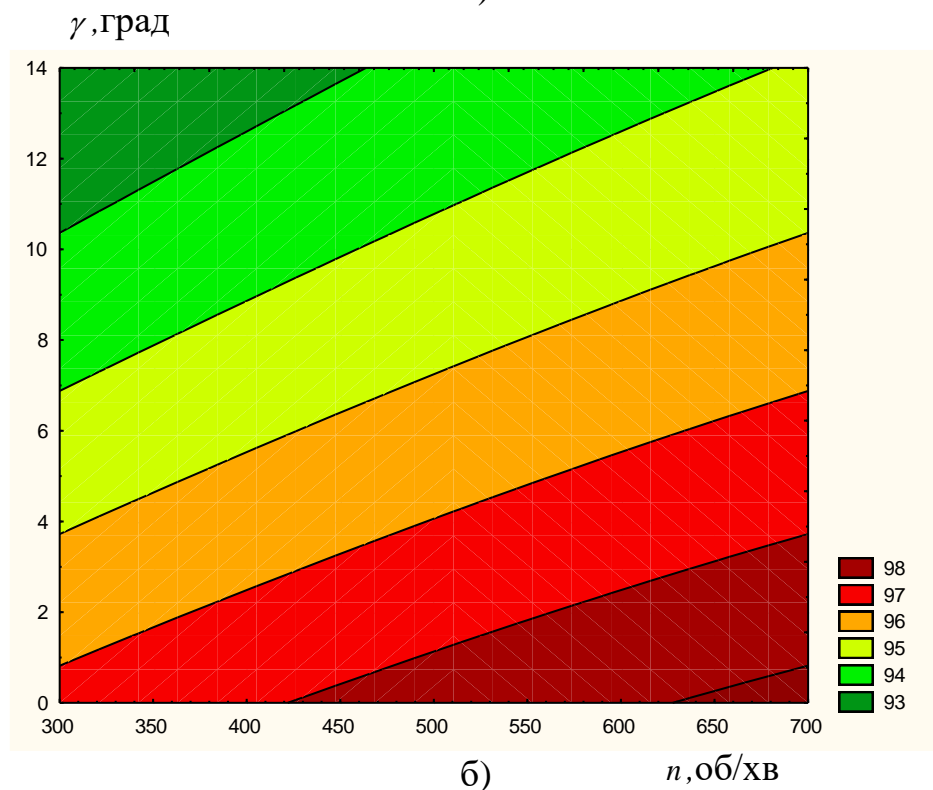


б)

Рисунок 6.24 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності ефективності просівання E від частоти обертання робочого органа та маси сипкого матеріалу при куті нахилу робочого органа $\gamma = 7$ град.

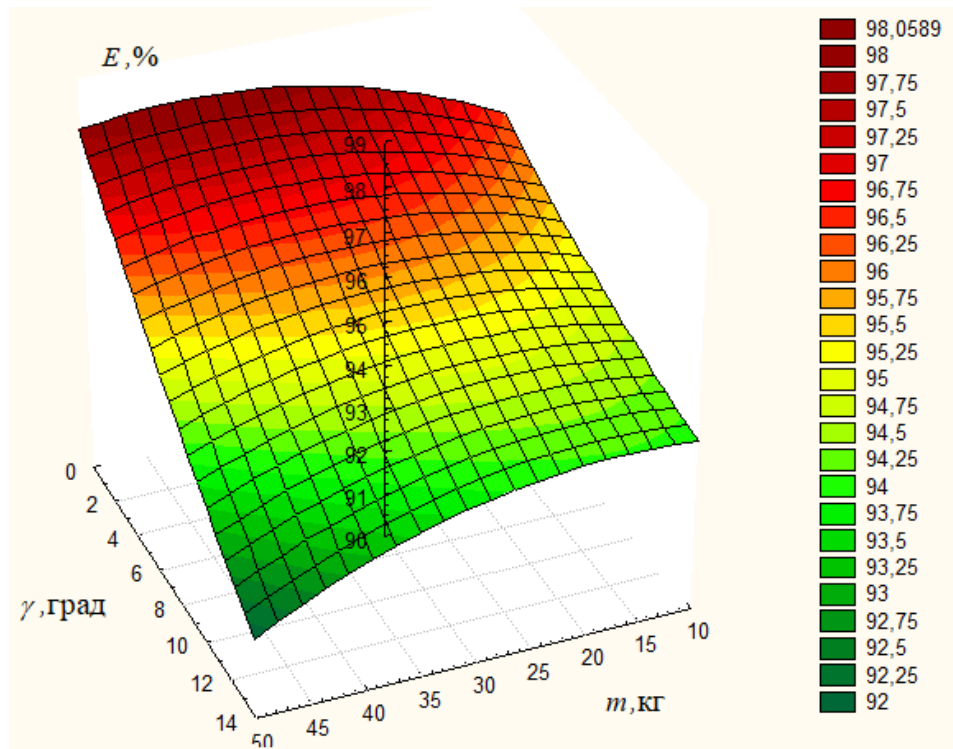


а)

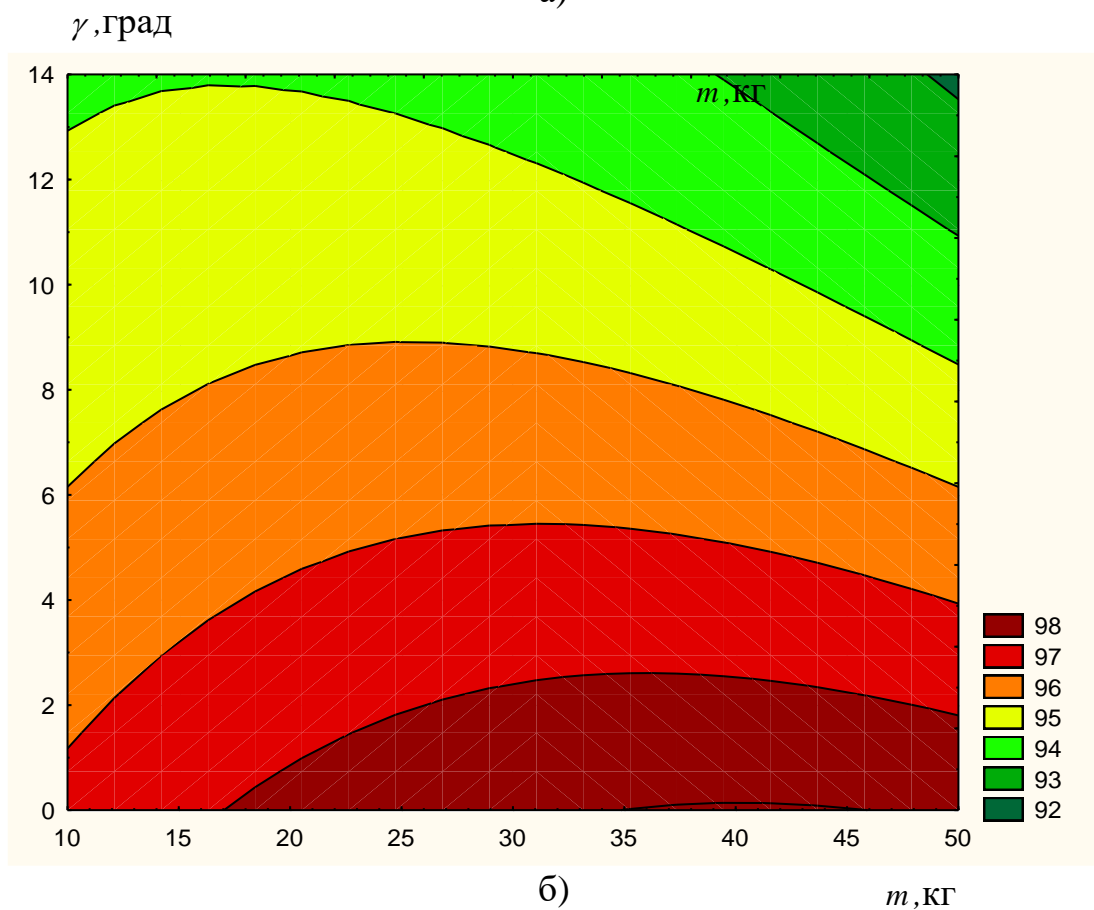


б)

Рисунок 6.25 – Поверхня відгуку (а) та її двомірний переріз (б) залежності ефективності просівання E від частоти обертання робочого органа та кута нахилу робочого органа при масі сипкого матеріалу $m = 30 \text{ кг}$



а)



б)

Рисунок 6.26 – Поверхня відгуку (а) та її двовірний переріз (б) залежності ефективності просівання E від маси сипкого матеріалу та кута нахилу робочого органа при частоті обертання робочого органа $n = 500 \text{ об/хв}$.

З рис. (6.21-6.26) встановлено, що для ефективного просівання обрані раціональні значення параметрів лежать в межах: кут нахилу сита – $0...14^\circ$, частота обертання робочого органа становить 300-700 об/хв. Зі збільшенням кута нахилу робочого органа при сталому питомому навантаженні ефективності просівання зменшується. Ефективність сепарації зернової маси залежить від кута нахилу, частоти обертання робочого органа при транспортування матеріалу та питомого навантаження і за раціональних їх значень $n=480$ об/хв.; $q_{\text{пнт}}=0,9-4,7$ кг/год \times см 2 , $\gamma=0-14^\circ$, становить 0,22–0,7 кВт. на розмір робочого сита 100 x 200 мм.

6.6 Результати експериментальних досліджень якості змішування сільськогосподарських матеріалів багатофункціональним гвинтовим транспортером-змішувачем з пересипом

Згідно програми експериментальних досліджень було проведено дослідження вплив частоти обертання та профілю ГРО на неоднорідність змішування трикомпонентної кормової суміші, яка складається з кукурудзи (5 частин), пшениці (3 частини) та проса (2 частини) (рис. 6.27 (а) і рис. 6.29), та двомпонентної суміші, яка складається з ячменю (1 частина) і пшениці (1 частини) (рис. 6.27 (б) і рис. 6.30). Ключовим компонентом, по якому проводилось визначення неоднорідність змішування за відомими методиками [330, 458], була зафарбована пшениця.



а)



б)

Рисунок 6.27 – Багатокомпонентні кормова суміш після змішування та її окремі складові компоненти: а – трикомпонентна кормова суміші, яка складається з кукурудзи (5 частин), пшениці (3 частини) та проса (2 частини); б – двомпонентна суміш, яка складається з ячменю (1 частина) і пшениці (1 частини)

Для проведення даного дослідження було використано стенд гвинтового завантажувача з пересипом (рис. 6.28), конструкція якого представлена на рис. 5.8, та спеціально розроблені гвинтові робочі органи (рис. 5.9). Результати експериментів змішування сільськогосподарських матеріалів при різній частоті обертання горизонтального шнека гвинтового завантажувача з пересипом представлено на рисунках 6.28 - 6.29. Частоту для перетворювача Altivar вибирали у вікні монітора ПК з допомогою відповідного програмного забезпечення величиною 7, 12 і 17 Гц, що у перерахунку становило:

- $n_7 = 1420 \text{ (об/хв.)} * 7 \text{ (Гц)} / 50 \text{ (Гц)} = 198,8 \text{ об/хв. (3,31 об/с)}$;
- $n_{12} = 1420 \text{ (об/хв.)} * 12 \text{ (Гц)} / 50 \text{ (Гц)} = 340,8 \text{ об/хв. (5,68 об/с)}$;
- $n_{17} = 1420 \text{ (об/хв.)} * 17 \text{ (Гц)} / 50 \text{ (Гц)} = 482,8 \text{ об/хв. (8,05 об/с)}$.



Рисунок 6.28 – Загальний вигляд пересипного патрубку гвинтового завантажувача з пересипом з багатокомпонентною сумішшю після виконання змішування

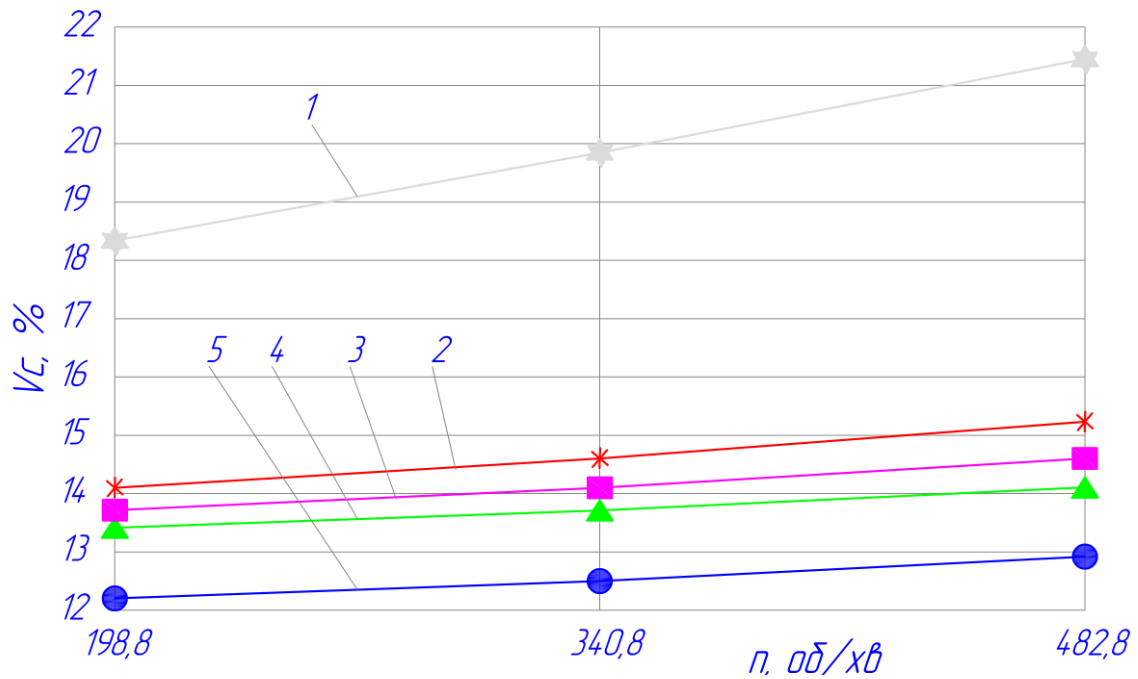


Рисунок 6.29 – Залежність вплив частоти обертання ГРО на неоднорідність трикомпонентної суміші: 1 – спіральний ГРО; 2 – лопатевий ГРО з кутом відхилення лопатей $\alpha = 0^\circ$; 3 – лопатевий ГРО з кутом відхилення лопатей $\alpha_1 = 15^\circ$; 4 – лопатевий ГРО з кутом відхилення лопатей $\alpha_2 = 30^\circ$; 5 – лопатевий ГРО з різнонаправленим кутом відхилення лопатей $\alpha_2 = \beta_2 = 30^\circ$

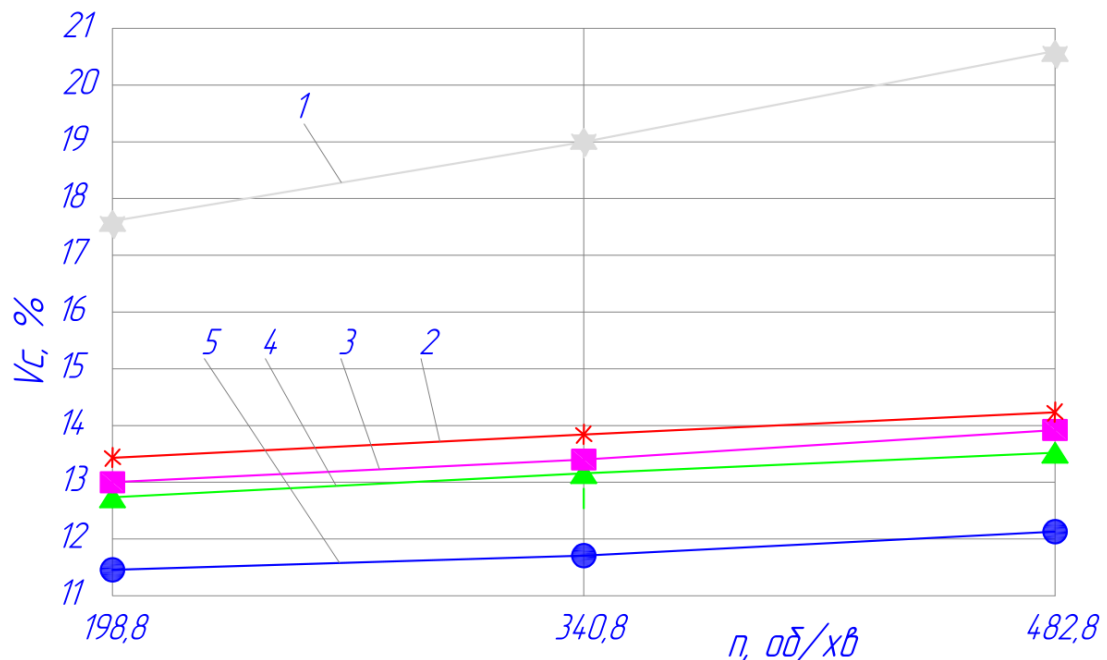


Рисунок 6.30 – Залежність вплив частоти обертання ГРО на неоднорідність двокомпонентної суміші: 1 – спіральний ГРО; 2 – лопатевий ГРО з кутом відхилення лопатей $\alpha = 0^\circ$; 3 – лопатевий ГРО з кутом відхилення лопатей $\alpha_1 = 15^\circ$; 4 – лопатевий ГРО з кутом відхилення лопатей $\alpha_2 = 30^\circ$; 5 – лопатевий ГРО з різнонаправленим кутом відхилення лопатей $\alpha_2 = \beta_2 = 30^\circ$

Як видно з рисунків 6.29 і 6.30, неоднорідність трикомпонентної та двокомпонентної сумішей зростає від частоти обертання ГРО прямопропорційно і є більшою для трикомпонентної суміші. Також встановлено, що найвища неоднорідність одержується при змішуванні суміші спіральним ГРО і знижується при зростанні кута відхилення лопатей у лопатевих ГРО, а при використанні ГРО з різнонаправленим кутом відхилення лопатей вона є найменшою, що вказує на доцільність використання таких ГРО.

Отримані експериментальні залежності з похибкою не більше 12 % корелюють із теоретичними значеннями, визначеними для нерівномірності розподілу ключового компоненту по залежності (4.41).

6.7 Висновки по розділу 6

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

2. Експериментальні випробування з визначення продуктивності перевантаження мобільними гвинтовими багатофункціональними транспортерами сільськогосподарських вантажів показали, що:

- продуктивність перевантаження кукурудзи ТК зростає прямопропорційно до зростання частоти обертання шнека і в меншій мірі залежить від кута його нахилу. Також встановлено, що продуктивність перевантаження сільськогосподарських вантажів ТК не відрізняється від продуктивності перевантаження цих матеріалів традиційними ГК;

- продуктивність перевантаження ГЗП багатокомпонентної кормової суміші, яка складається з кукурудзи (5 частин), пшениці (3 частини) та проса (2 частини),

згідно побудованих поверхонь відгуку та двомірних їх перерізів, зростає із збільшенням частоти обертання ГРО; при цьому збільшення кроку витків до 0,12 м також призводить до її зростання, а збільшення кута нахилу транспортера призводить до її зниження. Максимальна значення продуктивності під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші ГЗП складало 7,7 т/год., при цьому мінімальне значення складає 2,64 т/год. при мінімальній частоті обертання (312,4 об/хв.) ГРО і мінімальному кроку витків (0,09 м).

3. Дослідження величини крутного моменту при перевантаженні сільськогосподарських вантажів мобільними гвинтовими транспортерами показали, що:

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

- крутний момент на приводі шнека ГЗП під час перевантаження багатокомпонентної кормової суміші, яка складається з кукурудзи (5 частин), пшениці (3 частини) та проса (2 частини), залежить від частоти його обертання, кроку витків шнека та висоти транспортування. Встановлено, що із збільшенням частоти обертання ГРО та висоти транспортування величина крутного моменту на приводі ГЗП зростає, а збільшення кута нахилу транспортера призводить до його

зменшення. Максимальне значення крутного моменту на приводі під час транспортування багатокомпонентної кормової суміші складало 17,72 Н (для $H = 2$ м; $n = 710$ об/хв.; $\alpha = 30$ град.); при цьому мінімальне значення складає 10,72 Н·м при мінімальній частоті обертання робочого органу ($n = 312,4$ об/хв.) і мінімальній висоті підйому ($H = 1,5$ м).

4. Результати експериментальних досліджень енерговитрат при перевантаженні сільськогосподарських вантажів мобільними гвинтовим транспортерами дозволили встановити наступне:

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

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

5. Дослідження ефективності сепарування сільськогосподарських матеріалів багатофункціональним гвинтовим транспортером-сепаратором показало, що для ефективного просівання обрані раціональні значення параметрів лежать в межах: кут нахилу сита – 0...14°, частота обертання робочого органу - 300-700 об/хв. Зі збільшенням кута нахилу робочого органу при сталому питомому навантаженні ефективності просівання зменшується. Енергоємність сепарації зернової маси

залежить від кута нахилу, частоти обертання робочого органа при транспортування матеріалу та питомого навантаження і за раціональних їх значень $n=480$ об/хв.; $q_{\text{нм}}=0,9-4,7$ кг/год см², $\alpha=0-14^\circ$, становить 0,22–0,7 кВт. на розмір робочого сита 100 x 200 мм.

6. Експериментальні досліджено вплив частоти обертання та профілю ГРО багатofункціонального гвинтового транспортера-змішувача з пересипом на неоднорідність змішування трикомпонентної кормової суміші, яка складається з кукурудзи (5 частин), пшениці (3 частини) та проса (2 частини), та двомпонентної суміші, яка складається з ячменю (1 частина) і пшениці (1 частини). Встановлено, що неоднорідність трикомпонентної та двокомпонентної сумішей зростає від частоти обертання лопатевих ГРО прямопропорційно і є більшою для трикомпонентної суміші (V_c від 12,2 до 15,2 та від 11,4 до 14,3 відповідно). Також встановлено, що найвища неоднорідність одержується при змішуванні суміші спіральним ГРО ($V_c = 21,4$) і знижується при зростанні кута відхилення лопатей у лопатевих ГРО, а при використанні ГРО з різнонаправленим кутом відхилення лопатей вона є найменшою, що вказує на доцільність використання таких ГРО.

РОЗДІЛ 7

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ І ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ ДЛЯ ВИКОНАННЯ ТРАНСПОРТНО- ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ

7.1 Базові аспекти інженерної методики проектування гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни довжини і траєкторії перевантаження матеріалів та їх перспективні конструкції

Основні положення інженерної методики проектування ГК викладено в працях [60, 111, 114, 115, 161, 163, 164, 171, 220, 241, 242, 243, 249, 250, 254, 267, 268, 273, 279, 282, 283, 286, 297, 298, 341, 361, 396, 399, 444, 447, 456, 475, 476, 477]. Там приведені основні залежності, за якими визначається продуктивність транспортування ГК різних типів, принципи вибору діаметрів кожуха, ГРО та кроку спіралі в залежності від розмірів технологічного вантажу, частоти обертання ГРО, коефіцієнта заповнення для різних типів ГК, внутрішнього діаметра вала ГРО та його довжини, допустимий крутильних моментів для безвальних ГРО тощо. Відповідно методика проектування гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів базуватиметься на цих принципах з урахуванням особливостей, викладених у розділах 2 – 6 даного дисертаційного дослідження.

При проектуванні гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів аналізують і враховують технічне завдання на їх розробку, яке визначає функціональне призначення (операції з технологічного перетворення та/чи переміщення сільськогосподарських вантажів), потребу у мобільній зміні траєкторії перевантаження та її параметри (зміну довжини перевантаження та кутів нахилу завантажувальних і розвантажувальних віток, гнучкість ГРО для ГК), продуктивність переміщення сільськогосподарських вантажів, якість виконання

операції з технологічного перетворення сільськогосподарських вантажів тощо. Також виходячи із необхідності забезпечення вищенаведених ознак ГК проводять вибір типу приводу та його потужності, шнеків, механізмів завантаження, пересипу і розвантаження, опорно-рухового механізму тощо.

Розглянемо детальніше методику проектування ГК з можливостями технологічного перетворення та мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, і розпочнемо з функціонального призначення. Відомо [127], що ГК з розширеними технологічними можливостями реалізуються наступні функціональних операцій: переміщення, змішування, дозування, калібрування і сепарування, нагнітання і пресування, подрібнення [127]. Виходячи з функціонального призначення ГК забезпечуються специфічним виконанням окремих складових елементів або оснащуються необхідними засобами:

1. Для простого переміщення сільськогосподарських вантажів використовують класичні (широкополосні) ГРО та кожухи, конструкції яких широко відомі [111] і в деталізації яких немає жодної потреби. При необхідності зменшення пошкодження чи травмування транспортованого матеріалу (наприклад, насінного), використовують еластичні шнеки, шнеки з зовнішньою еластичною поверхнею чи кожухи з внутрішньою еластичною поверхнею [226]. Окремі ГРО таких конвеєрів представлено в таблиці 7.1.

2. Для виконання операції змішування сільськогосподарських вантажів у ГК використовують: відповідні швидкості обертання шнека, які забезпечують часткове призупинення осьового переміщення і перекидання матеріалу через гвинт (більше 700 об/хв.) [204]; спіралі зі специфічним профілем [127]; особливості завантаження [137] і пересипу в конструкціях ГК [115, 121, 188]; циклічний принцип змішування матеріалів [123], що представлено у таблиці 7.1.

3. Виконання операції дозування сільськогосподарських вантажів ГК можна забезпечити різними шляхами: порційною подачею матеріалу з бункера (з попереднім зважуванням чи заповненням відповідного об'єму); визначенням обсягу дози числом обертів шнека; управлінням роботою електродвигуна з допомогою системи автоматичного встановлення швидкості (проходить




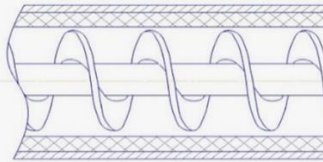
регулювання необхідного числом обертів шнека); управлінням роботою електродвигуна (включення-виключення) з допомогою системи автоматичного при використанні автоматичних ваг тощо (табл. 7.1).

4. Калібрування та сепарування сільськогосподарських вантажів здійснюються при використанні аналогічних ГК оснащених подібними засобами, а саме ситами різних конструкцій. Різниця в ГК для виконання даних операцій полягає у конфігурації та розмірі отворів сит, а також довжини зони проведення операції [268, 271, 425] (табл. 7.1).



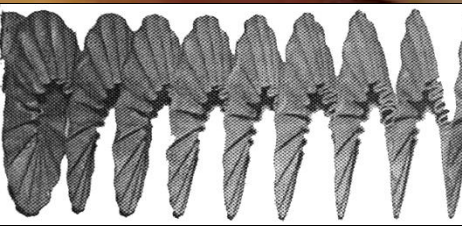


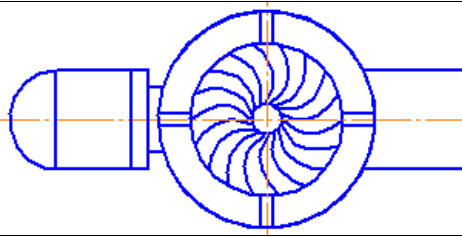
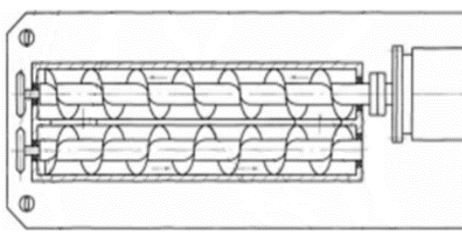
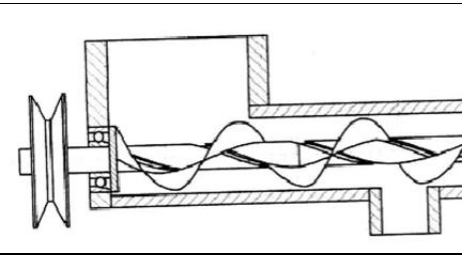
5. Операції нагнітання і пресування сільськогосподарських вантажів з допомогою ГК проводяться шляхом використання шнеків з різним кроком [115], оснащенням приводів вібраційними муфтами [127], засобами зміни кроку шнека під час обертання [127] та специфічним виконанням ГРО. Окремі схеми ГК, з допомогою яких здійснюються операції нагнітання та пресування сільськогосподарських вантажів, і їх ГРО представлено в табл. 7.1.

6. Подрібнення в ГК здійснюється за використання спіралей із специфічним профілем [127] чи оснащених спеціальними ножами [162, 332], при використанні кожухів, оснащених подрібнювачами [430], а також передачею на ГРО вібрацій з приводів, оснащених вібраційними муфтами [115, 127] (табл. 7.1).




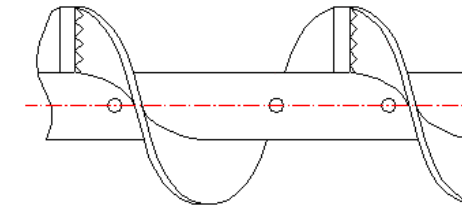

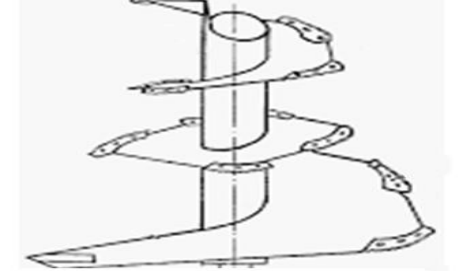
Таблиця 7.1 - Елементи конструкцій гвинтових конвеєрів для забезпечення основним функціональних операцій з технологічного перетворення матеріалів

№	Функціональні операції	Приклади елементів конструкцій гвинтових конвеєрів	
		Схема	Характеристика
1	2	3	4
1	Повздовжнє переміщення		ГРО з еластичною поверхнею компанії «Lundell Plastics Corp» (США)
			ГРО з еластичними щітками на периферійній поверхні компанії «Bulknet» (Австралія)
			ГРО з секційною еластичною поверхнею (пат. України № 119856)
			Кожух з внутрішньою еластичною поверхнею (елемент пат. України № 138006)

Продовження таблиці 7.1

1	2	3	4
2	Змішування		Секційний гнучкий ГРО ([111])
			Безвальний спіральний ГРО (фото з відкритих джерел)
			Гофрований ГРО ([111])
			Стрічковий ГРО (фото з відкритих джерел)
			Лопатевий ГРО (фото з відкритих джерел)
			Бункерна обертова конічна втулкою зі спіральними виступами для рівномірного завантаження фракцій ([133, 176])
			Змішувач гвинтовий з замкнутим циклом роботи (пат. України № 34406)
3	Дозування		Гвинтовий дозатор з регульованим кроком гвинта (пат. України № 61585)

Закінчення таблиці 7.1

1	2	3	4
4	Калібрування, сепарування		Сито ГК для сепарації транспортованого матеріалу компанії «ЕНКО» (Польща)
5	Нагнітання, пресування, вичавлювання		ГРО зі змінним діаметром (фото з відкритих джерел)
			ГРО зі змінним кроком та діаметром (фото з відкритих джерел)
6	Подрібнення		ГРО оснащений подрібнюючими ножами [111]
			ГРО оснащених подрібнюючими ножами [162]
			Конічний ГРО оснащений подрібнюючими ножами (фото з відкритих джерел)

Методика проектування ГК з можливостями мобільної зміни траєкторії перевантаження передбачає забезпечення необхідних параметрів згідно технічного завдання по зміні: довжини перевантаження; кутів нахилу завантажувальних і/чи розвантажувальних віток; гнучкості ГРО для ГТК; довжини перевантаження та кутів нахилу завантажувальних і/чи розвантажувальних віток. Виходячи з

необхідних параметрів ГК забезпечуються специфічним виконанням окремих складових елементів або оснащуються необхідними засобами:

1. Забезпечення необхідної довжини перевантаження сільськогосподарських вантажів ГК виконують телескопічними [182, 440-442]. При цьому повинні забезпечуватись наступні параметри нерухомої та рухомої в осьовому напрямку секцій ГРО:

1.1. В нерухомій в осьовому напрямку секцій ГРО шнек кріпиться до валу, відтак обмеження по довжині з врахуванням ускладнення конструкцій в порівнянні з класичною становитимуть: для горизонтальних і поло нахилених ГК - до 10 м (в окремих випадках до 20 м); для вертикальних жорстких ГК - до 5 м (в окремих випадках до 10 м).

1.2. При переміщенні вантажу на шнек рухомої в осьовому напрямку секцій ГРО діє сила P_m (рис. 7.1), що пов'язана із вагою матеріалу та його тертям по жолобу та поверхні шнека, яка забезпечує розтяг шнека в осьовому напрямку. Також на шнек даного ГРО діє аналогічна сила $P_{тр.м}$, що спонукає до скочування цього шнека з шнека нерухомої в осьовому напрямку секцій ГРО, яка викликає його стиснення. Відповідно ці сили урівноважують видовження спіралі і не впливають на величина перекриття рухомого в осьовому напрямку шнека з нерухомим в осьовому напрямку шнеком.

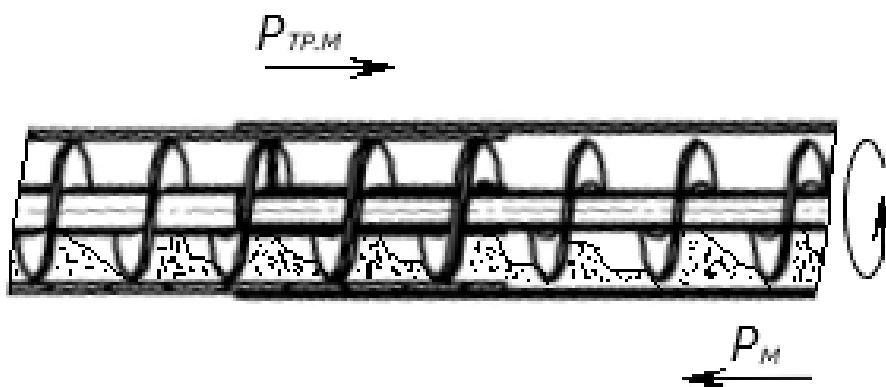


Рисунок 7.1 - Дія сил на шнек рухомої в осьовому напрямку секцій ГРО

У зв'язку з тим, що шнек рухомої в осьовому напрямку секцій ГРО знаходиться на валу цієї секції з відповідним зазором і кріпиться лише кількома

(1...2) витками до вала цієї секції на її закінченні, то величина перекриття рухомого в осьовому напрямку шнека з нерухомим в осьовому напрямку шнеком повинна становити від 1 до 3 витків. Експериментальним шляхом було встановлено величину перекриття для телескопічних ГРО і рекомендовані значення представлено в табл. 7.2. На величину перекриття значний вплив має термічне оброблення спіралей шнеків. Тому при виготовленні телескопічного ГК довжину перекриття слід також перевіряти експериментальним шляхом, виходячи із забезпечення надійної роботи ГК, бо жорсткості шнеків завжди різняться і не можуть бути чітко забезпеченими на одному рівні.

Таблиця 7.2

Величина перекриття витків шнеків телескопічного ГРО від його параметрів

D / L^*	Кількість витків перекриття, шт.
0,1	1
0,2	1,5
0,3	2
0,4	2,5
0,5	3
0,6	3,5
0,7	4
0,8	4,5
0,9	5
1,0	5,5

*де D / L - коефіцієнт довжини шнека; D - зовнішній діаметр шнека, мм; L - довжина шнека, мм

1.3. Допустимі крутильні моменти для конкретних конструктивних параметрів шнека рухомої в осьовому напрямку секцій ГРО із Ст.3 (зовнішнього діаметра, ширини і товщини витка, довжини спіралі та її жорсткості), які приводять до їх руйнування, слід приймати з табличних даних, наведених у [115].

1.4. Кроки та зовнішні діаметри шнеків рухомої та нерухомої в осьовому напрямку секцій ГРО виходячи з конструктивних особливостей телескопічних ГК повинні бути однаковими.

1.5. Зазор між валом та шнеком рухомої в осьовому напрямку секцій ГРО для забезпечення безперешкодного вигвинчування-загвинчування шнека рухомої в осьовому напрямку секцій ГРО у шнек нерухомої в осьовому напрямку секцій ГРО повинен становити $1,1 \dots 1,3$ товщини труби, на якій кріпиться шнек нерухомої в осьовому напрямку секцій ГРО при безазорному рухомому з'єднанні труб (виступають у якості валів) нерухомої та рухомої в осьовому напрямку секцій ГРО.

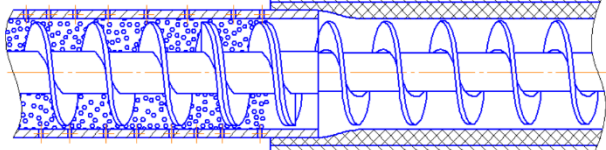
1.6. Забезпечення необхідної відстані при розсуванні телескопічного ГК можна забезпечувати при використанні зовнішніх обмежувачів різних типів (приклад представлено в експериментальній конструкції телескопічного ГК у розділі 5 даного дисертаційного дослідження), або за допомогою різних внутрішніх конструкцій (гідро-, пневмо-, типу гвинт-гайка або іншого механічного типу). При цьому в першому випадку конструкція ГК буде досить простою і обертальний момент від приводу на шнек рухомої в осьовому напрямку секцій ГРО передаватиметься зі шнеку шнеком нерухомої в осьовому напрямку секцій ГРО напрямку. В другому випадку передача обертального моменту на шнек рухомої в осьовому напрямку секцій ГРО може здійснюватись з вала шнека нерухомої в осьовому напрямку секцій ГРО через внутрішню конструкцію на вал шнека рухомої в осьовому напрямку секцій ГРО, а з неї на її шнек.

Конструктивні виконання секцій секційних ГК представлено в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 - Конструктивні виконання секцій телескопічних гвинтових конвеєрів

№	Функціональні операції	Приклади елементів конструкцій	
		Схема	Характеристика ГРО
1	2	3	4
1	Повздовжнє переміщення		З внутрішнім рухомим в осьовому напрямку кожухом

Закінчення таблиці 7.3

1	2	3	4
	Повздовжнє переміщення		З еластичною поверхнею рухомого в осьовому напрямку шнека
		З шнеками оснащеними еластичними поверхнями	
		З рухомим в осьовому напрямку кожухом з внутрішньою еластичною поверхнею	
		З еластичним рухомим в осьовому напрямку кожухом	
		З рухомим в осьовому напрямку кожухом, який скручується у вигляді листа	
		З рухомим в осьовому напрямку кожухом, який скручується у вигляді листа	
2	Повздовжнє переміщення і калібрування (сепарування)		З нерухомим кожухом з отворами для калібрування
		З нерухомим кожухом з отворами для калібрування	
		З кожухами оснащеними сепаруючими отворами	
		З кожухами оснащеними сепаруючими отворами	

2. Забезпечення необхідних кутів нахилу завантажувальних і/чи розвантажувальних віток виконують ГК з допомогою відповідних фіксаторів, підвісок та натяжних пристроїв. Ці елементи конструкцій є широковідомі не потребують деталізації.

3. Радіуси кривизни, які забезпечуються гнучкими ГК, залежать від еластичності кожухів та конструкції гнучких секційних чи спіральних ГРО [123]. Конструкції ГГК широко досліджені [123, 124, 298] і не потребують деталізації.

Залежності для визначення продуктивності ГК та шляхів її забезпечення представлено в працях [60, 111, 114, 115, 161, 163, 164, 171, 249, 254, 283, 298, 341, 361, 396, 399, 475-478] та інших. При виборі конструктивних параметрів елементів ГК для забезпечення відповідної продуктивності слід зважати на динамічні аспекти роботи ГК, які висвітлені в 3 та 4 розділах даної роботи.

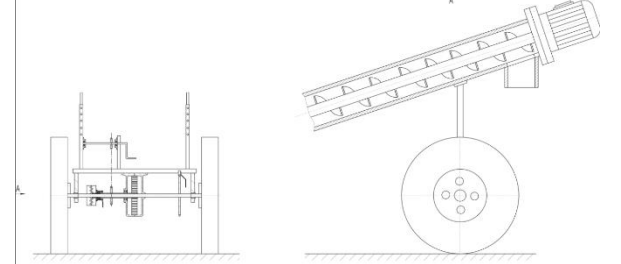
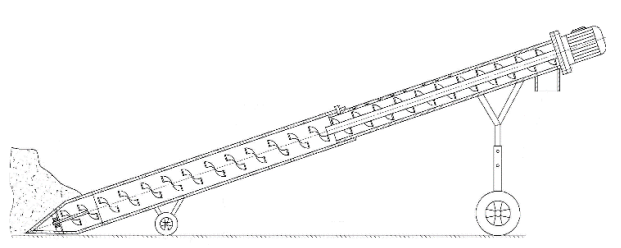
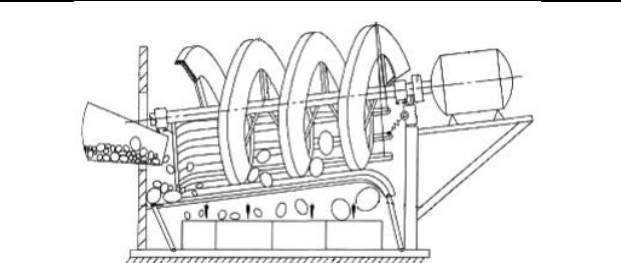
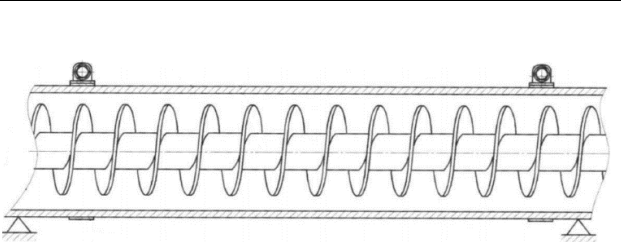
Якість виконання операції з технологічного перетворення сільськогосподарських вантажів напряду залежить від правильного вибору відповідних елементів конструкцій на стадії ескізного та технічного проектів, а також від якості технологічного забезпечення при їх виготовленні.

Аспекти, пов'язані з технологічністю конструкцій різних типів ГК та їх елементів, широко висвітлені у працях [123, 403]. Найбільш ефективними способами отримання спіралей шнеків є їх навивання [134]. Нами на базі проведеного синтезу [134] отримано нові прогресивні способи їх навивання з допомогою обертової втулки [371, 372, 375-386, 448] які було реалізовано на практиці [142, 183, 187] (додатки Б і В).

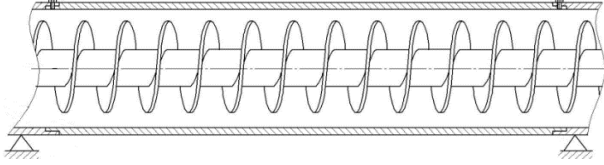
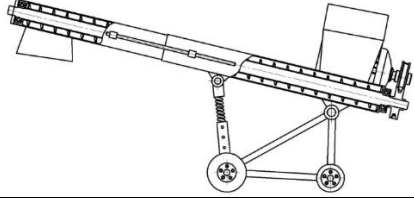
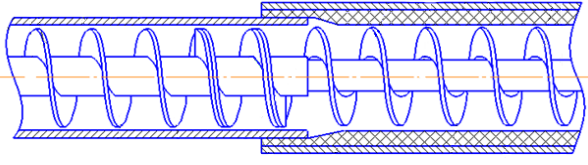
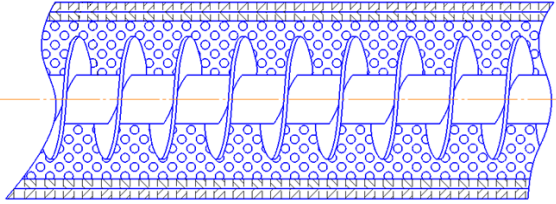
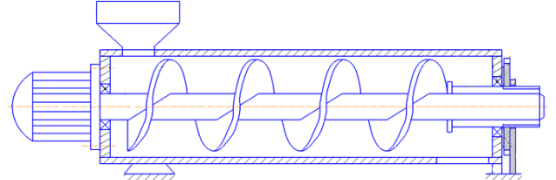
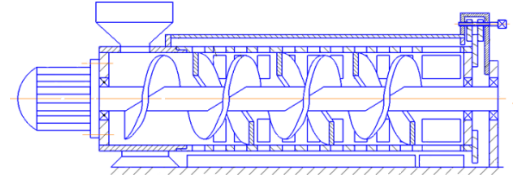
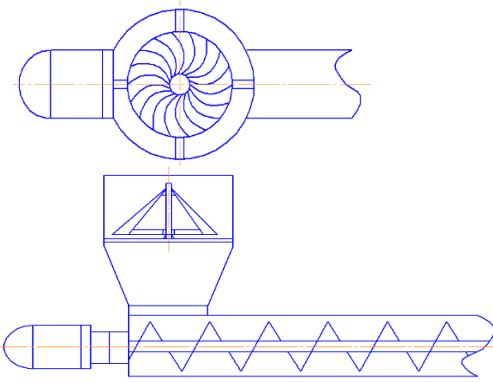
Коротко розглянемо запропоновані перспективні конструкції гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, які представлено в табл. 7.4 [83, 88, 89, 92, 95-97, 102, 166, 180, 354, 440-442, 457]. Так в таблиці 7.4 зображено гвинтовий пересувний змішувач з можливістю мобільної зміни траєкторії перевантаження сипких матеріалів та їх змішування (п.1), гвинтовий мобільний транспортер з можливістю безперебійного забору та перевантаження сипких матеріалів з насипів (п.2), конструкції телескопічних ГК (п.3, п.7, п.8), гвинтові класифікатор (п.4),

сепаратор (п.9), пресувальник (п.10), соковитискач (п.11), прогресивні гвинтові робочі органи (п.5 і п.6), завантажувальний бункер з обертовою конічною втулкою зі спіральними виступами для рівномірного завантаження конвеєра матеріалами різних фракцій. Впровадження даних винаходів у процеси сільськогосподарського виробництва матиме суттєвий ефект.

Таблиця 7.4 – Перспективні конструкції ГТТМ та їх елементів

№	Назва механізму	Схема механізму	Коротка характеристика
1	2	3	4
1	Гвинтовий пересувний змішувач (пат. України № 99284, [92])		Можливість мобільної зміни траєкторії перевантаження сипких матеріалів та їх змішування
2	Гвинтовий мобільний транспортер (пат. України № 103181, [91])		Можливість безперебійного забору та перевантаження сипких матеріалів з насипів
3	Телескопічний гвинтовий завантажувач (пат. України № 103866, [414])		Можливість безперебійного забору матеріалів з насипів за рахунок зміни довжини
4	Гвинтовий класифікатор коренеплодів (пат. України № 108462, [79])		Розділення коренеплодів на фракції за розмірами з одночасним доочищенням
5	Гвинтовий конвеєр із змінним діаметром кожуха (пат. України № 124911, [88])		Можливість транспортування сипких матеріалів різних фракцій

Закінчення таблиці 7.4

6	Гвинтовий конвеєр з кожухом, що повертається (пат. України № 124912, [85])		Підвищення довговічності експлуатації
7	Телескопічний гвинтовий транспортер (пат. України № 129581, [415])		Можливість забезпечення зміни довжини конвеєра при транспортуванні матеріалів
8	Телескопічний гвинтовий транспортер (пат. України № 138006, [416])		Можливість забезпечення зміни довжини та необхідного зазору між гвинтом і кожухом
9	ГК з кожухом для транспортування, очищення чи сепарації сипких матеріалів (пат. України № 138007, [84])		Можливість одночасного транспортування, очищення чи сепарації сипких матеріалів
10	Телескопічний прес (пат. України № 139338, [93])		Можливість одночасного транспортування і пресування матеріалів
11	Гвинтовий соковитискач (пат. України № 139339, [98])		Можливість видавлювання соків і інших екстрактів
12	Бункерна обертова конічна втулкою зі спіральними виступами для рівномірного завантаження фракцій ([133, 176])		Можливість рівномірного завантаження конвеєра матеріалами різних фракцій

7.2 Інженерна методика проектування елементів захисту гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями від перевантажень

Методика проектування елементів захисту гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями від перевантажень базується на положеннях, викладених в наукових працях [36, 112, 115, 122, 123, 128-131, 135, 186, 322-325]. Перевантаження, які виникають в роботі ГК з розширеними технологічними можливостями, на відміну від перевантажень, що виникають в роботі класичних ГК (які використовуються лише для переміщення вантажів), як правило бувають викликані технологічним перетворенням сільськогосподарських матеріалів (подрібненням, ущільненням, пресуванням, сепаруванням тощо). Відтак специфіка розроблення та розрахунку елементів захисту гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями від перевантажень має певні особливості. Для різних типів ГК, а особливо для ГГК, доцільно використовувати пружно-запобіжні муфти, дослідження та методика проектування яких широко викладена в [112, 122, 123, 128, 322-325]. Для захисту ГРО від поломок доцільно широко використовувати захисні бункерні решітки, розрахунок яких є досить примітивним (їх вікна проектуються виходячи з умови розмірів транспортованого вантажу) та захисні насадки, розрахунок яких широко представлений в [115, 123, 129-131]. Проте в приводах гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями для їх захисту доцільно також широко використовувати запобіжні муфти підвищеної надійності [36, 115, 186] та інші.

Будь-яка конструктивна особливість пружно-запобіжної муфти має певне призначення. Ці специфічні особливості забезпечують певні функціонально-експлуатаційні показники муфт. Поєднання пружних та демпфуючих властивостей в пружинах різних типів з специфічними елементами зачеплення забезпечують конструкціям пружно-запобіжних муфт значний ресурс, високу навантажувальну здатність та значні компенсаційні властивості при перевантаженні гвинтових конвеєрів при різноманітних експлуатаційних режимах (пуск в завантаженому стані, заклинювання шнека в кожусі викликане потраплянням сторонніх предметів або з технологічних причин тощо).

Генерування альтернативних варіантів пружно-запобіжних муфт [122] доцільно проводити з використанням структурно-схемного синтезу, який забезпечує створення найбільш раціональних схем муфт з умови покращення їх захисних та компенсуючих властивостей. Завдання синтезованого моделювання передбачає пошук та створення раціональних конструкцій пружно-запобіжних муфт на основі вибору структурної схеми механізму, що відповідає максимуму чи мінімуму цільової функції якості. Наприклад, якщо за мету ставиться підвищення навантажувальної здатності пружно-запобіжних муфт, то окрім традиційного підходу, який полягає у збільшенні розмірів елементів зачеплення та кількості і розмірів пружних елементів, можна проводити комбінування різноманітних елементів зачеплення (кульок з демпферного матеріалу і конічних стержнів зі сталі, кулачків зі сталі і конічних стержнів з демпферного матеріалу) та спіралей різноманітних перерізів, змінюючи, при цьому, їх розташування форму чи кріплення, а зростання навантажувальної здатності при радіальному розташуванні елементів зачеплення можна забезпечити збільшенням кількості пар елементів зачеплення. Якщо за мету ставиться підвищення точності спрацювання муфти, то є можливість варіювання різними комбінаціями елементів зачеплення, наприклад фрикційних дисків і кульок з пазами, чи фрикційних дисків і конічних стержнів. Ріст демпфуючих властивостей можна досягнути за рахунок енергоємності конструкції, а пружних властивостей за рахунок використання додаткових пружин. Конструкції пружно-запобіжних муфт, які виконуються у вигляді півмуфт з елементами зачеплення, з'єднаних гвинтовими пружними елементами, відоме, але з метою підвищення демпфуючих властивостей, компенсаційної та навантажувальної здатностей пружні елементи можна використовувати у вигляді кількох спіралей з відповідними поперечними перерізами.

На основні виконаного аналізу складено морфологічну матрицю (табл. 7.5) з морфологічними ознаками елементів генерованих конструкцій (альтернативи внесені з виконанням критичного аналізу) пружно-запобіжних муфт та зв'язків між ними. Враховуючи, що елементи зчеплення півмуфт визначають рельєфи торцевих поверхонь ведучої та ведених півмуфт, то при обранні основних морфологічних

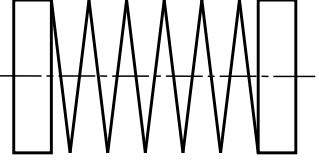
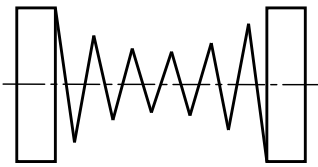
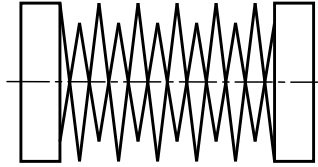
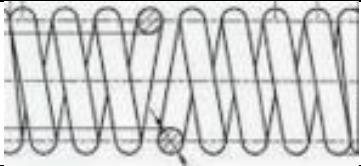
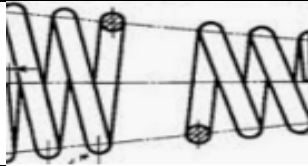
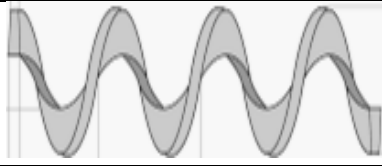
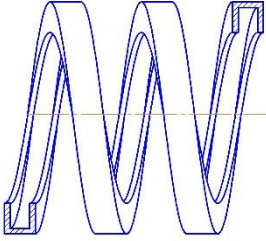
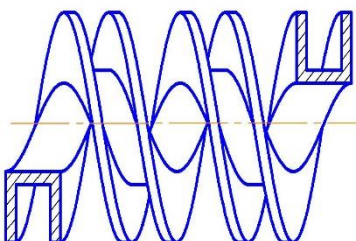
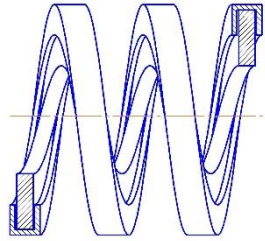
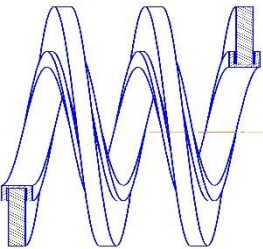
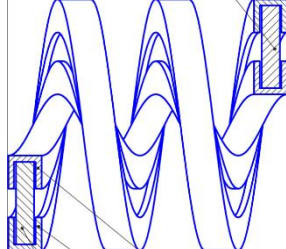
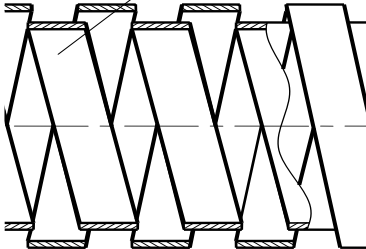
ознак рельєфу торцевих поверхонь ведучої та ведених півмуфт і конфігурацію та комбінацію елементів зчеплення півмуфт можна виразити через одну морфологічну ознаку, а саме рельєф торцевої поверхні веденої півмуфи для певних елементів зчеплення. Також до основних морфологічних ознак слід віднести наявність, конфігурацію та комбінацію елементів демпфера та пружних елементів, спосіб сприйняття і передачі навантаження, а також елементи регулювання величини навантаження.

Таблиця 7.5 - Морфологічна таблиця конструктивних ознак та елементів пружно-запобіжних муфт

Рельєф торцевої поверхні веденої півмуфи		Демпфер		Пружний елемент		7. Напрямок передачі навантаження	Регулювання навантаження	
1. Виконання	2. Комбінація елементів зчеплення	3. Виконання	4. Наявність	5. Виконання пружини	6. Комбінація		8. Пружина стиснення	9. Гайка
1.1. З кулачками 1.2. З лунками під кульки 1.3. З пазами під кульки 1.4. З лунками під конічні стержні 1.5. З лунками під ролики 1.6. З пазами під ролики 1.7. З фрикційними накладками	2.1. Одного типу 2.2. Двох типів	3.1. Втулка 3.2. Диск 3.3. Кульки 3.4. Конічні стержні 3.5. Ролики 3.6. Тарільчати пружини	4.1. Присутній 4.2. Відсутній	5.1. Циліндрична 5.2. Прямокутна 5.3. Конічна 5.4. Гіперболоїдна 5.5. Г-подібна 5.6. П-подібна	6.1. Одного типу 6.2. Двох типів	7.1. Осьовий 7.2. Радіальний 7.3. Під кутом 7.4. Осьовий і під кутом 7.5. Осьовий і радіальний 7.6. Під кутом і радіальний	8.1. Циліндрична 8.2. Прямокутна 10.3. Тарільчата	9.1. Одна 9.2. Дві

Форми пружних елементів різного виконання, їх поперечні перерізи та розташування а показано в таблиці 7.6.

Таблиця 7.6 - Пружні елементи пружно-запобіжних муфт

Форми пружних елементів, їх поперечні перерізи та розташування		
		
1) Гвинтовий елемент циліндричної форми	2) Гвинтовий елемент у формі гіперболоїда	3) Комбінований гвинтовий елемент
		
4) Гвинтовий елемент циліндричної форми і циліндричного перерізу	5) Гвинтовий елемент конічної форми і циліндричного перерізу	6) Гвинтовий елемент циліндричної форми і прямокутного перерізу
		
7) Гвинтовий елемент циліндричної форми П - подібного перерізу	8) Гвинтовий елемент циліндричної форми V - подібного перерізу	9) Комбінований гвинтовий елемент циліндричної форми і П - подібного та прямокутного перерізів
		
10) Комбінований гвинтовий елемент циліндричної форми V - подібного та прямокутного перерізів	11) Комбінований гвинтовий елемент циліндричної форми V і П - подібних та прямокутного перерізів	12) Комбінований гвинтовий елемент циліндричної форми прямокутних перерізів

Модель механічної системи «Пружно-запобіжних муфт», згідно запропонованого групування, зображено на рисунок 7.2. Виходячи з важливості окремих ознак при проектуванні цих муфт до першого ієрархічного рівня слід віднести виконання рельєфу торцевої поверхні веденої півмуфи (ознака 1) і виконання пружини (ознака 5); до другого ієрархічного рівня слід віднести комбінацію елементів зачеплення (ознака 2), виконання і наявність демпфера (ознаки 3 і 4), комбінацію пружних елементів (ознака 6) і напрям передачі навантаження (ознака 7); до третього ієрархічного рівня слід віднести регулювання передавального навантаження (ознаки 8 і 9). Оскільки дані елементи не мають значного впливу один на одного при проектуванні, то ми їх позначимо як окремі підгрупи ієрархічних рівнів.

Мінімальна кількість генерованих варіантів пружно-запобіжних муфт при використанні методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу становитиме:

$$N_{i\zeta i} = \begin{array}{|c|} \hline 1.1 \\ \hline 1.2 \\ \hline 1.3 \\ \hline 1.4 \\ \hline 1.5 \\ \hline 1.6 \\ \hline 1.7 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 5.1 \\ \hline 5.2 \\ \hline 5.3 \\ \hline 5.4 \\ \hline 5.5 \\ \hline 5.6 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 2.1 \\ \hline 2.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 3.1 \\ \hline 3.2 \\ \hline 3.3 \\ \hline 3.4 \\ \hline 3.5 \\ \hline 3.6 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 4.1 \\ \hline 4.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 6.1 \\ \hline 6.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 7.1 \\ \hline 7.2 \\ \hline 7.3 \\ \hline 7.4 \\ \hline 7.5 \\ \hline 7.6 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 8.1 \\ \hline 8.2 \\ \hline 8.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 9.1 \\ \hline 9.2 \\ \hline \end{array} = 26.$$

Проте ця кількість може бути й значно більшою – 36288, якщо використовувати класичний метод синтезу з допомогою морфологічного аналізу.

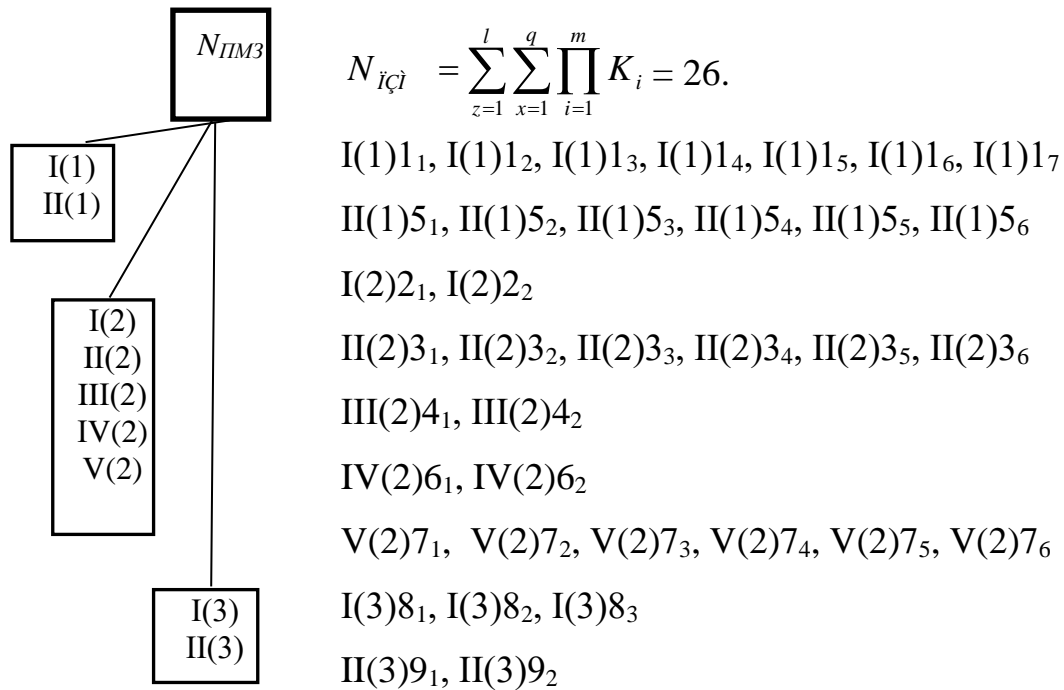
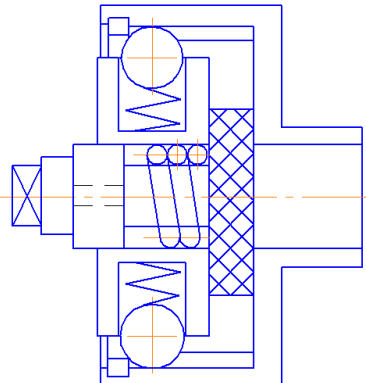
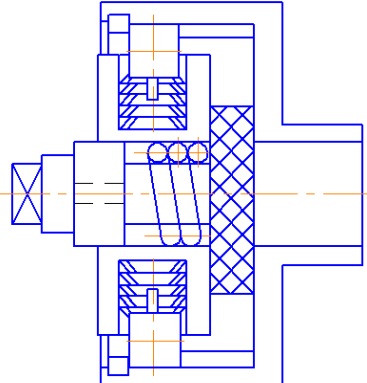
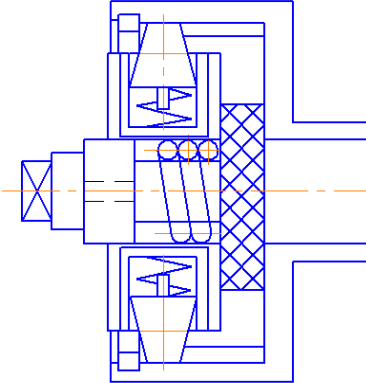


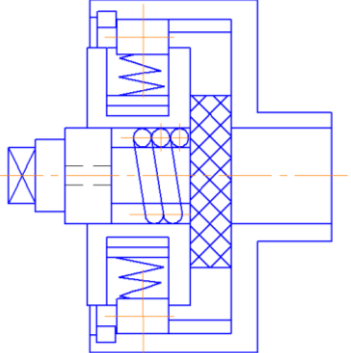
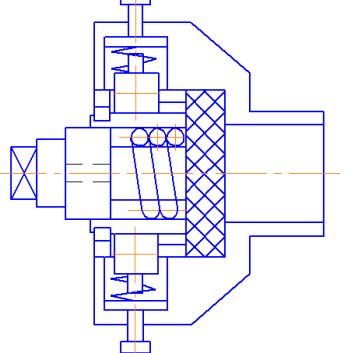
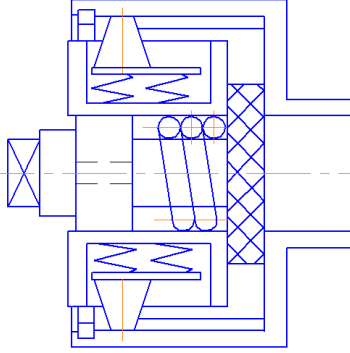
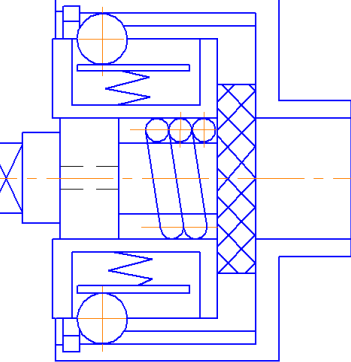
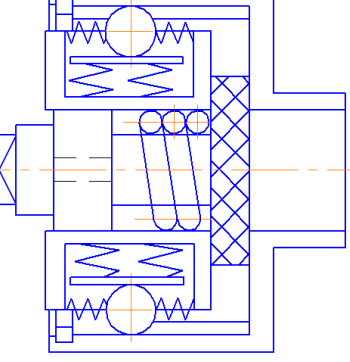
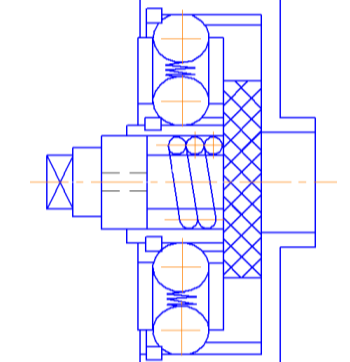
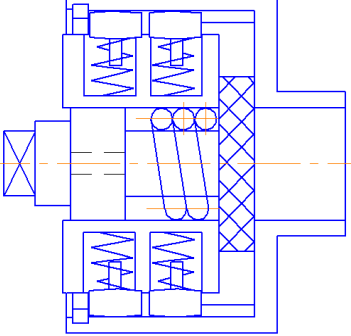
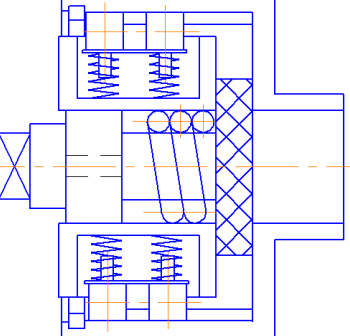
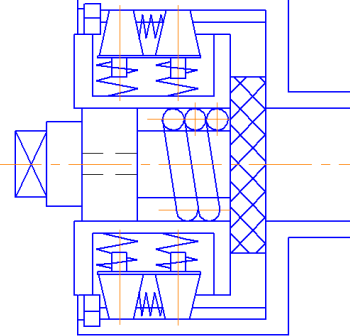
Рисунок 7.2 - Модель механічної системи «Пружно-запобіжних муфт»: I - V – підгрупи ієрархічного рівня; (1) - (3) – відповідні ієрархічні рівні

Використовуючи системно-морфологічний синтез виходячи із відповідних умов роботи гвинтових конвеєрів та необхідному їх захисті є можливість розроблення різних варіантів конструктивного виконання пружно-запобіжних муфт. Схеми синтезованих конструкцій пружно-запобіжних муфт зведено у таблицю 7.7, в якій наведені найбільш типові можливі варіанти.

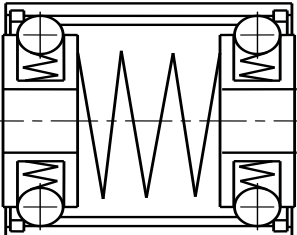
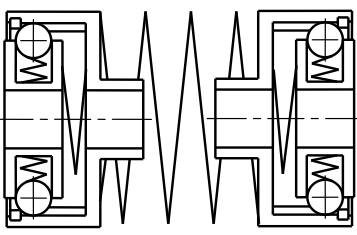
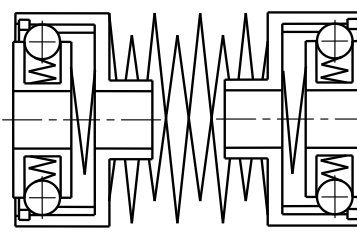
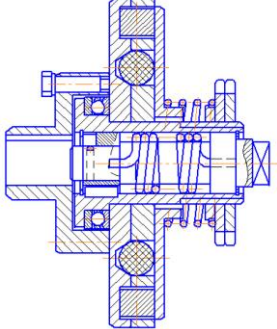
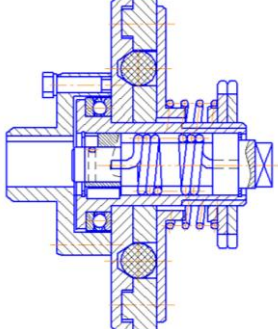
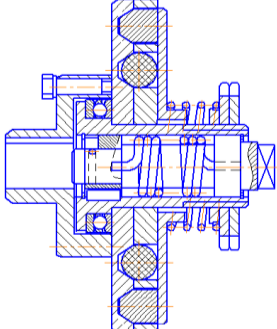
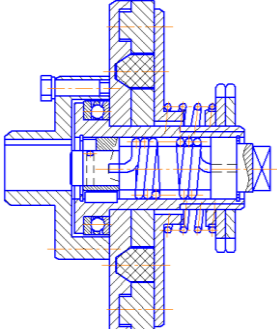
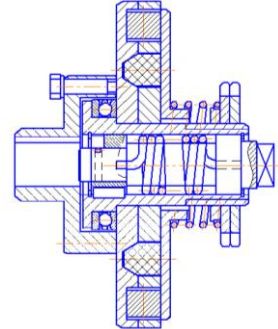
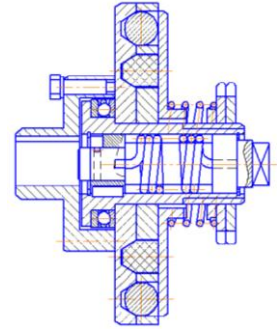
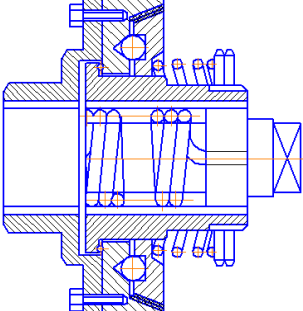
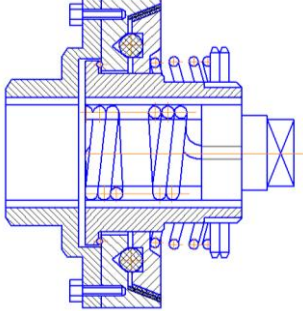
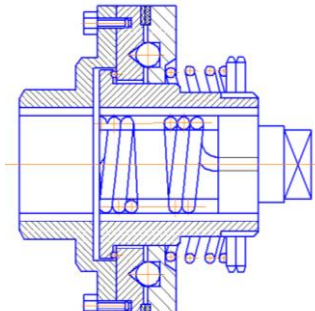
Таблиця 7.7 - Схеми синтезованих конструкцій пружно-запобіжних муфт з різним напрямком розміщення елементів зчеплення

Компонувальне виконання конструкцій пружно-запобіжних муфт		
1	2	3
		

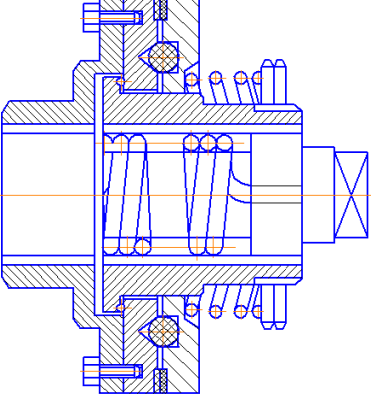
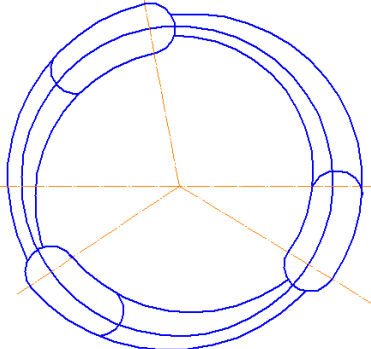
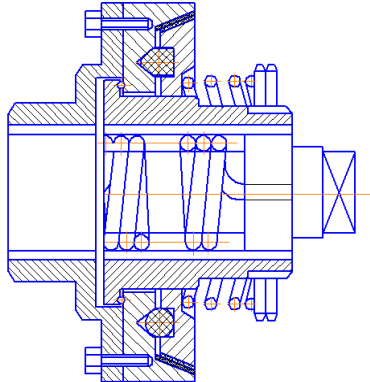
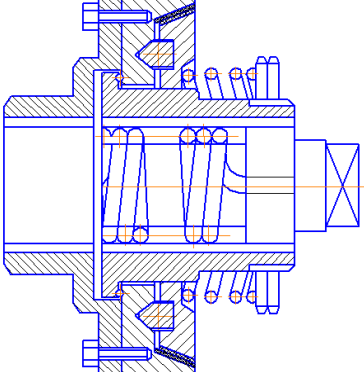
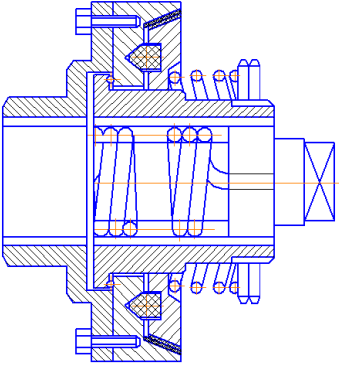
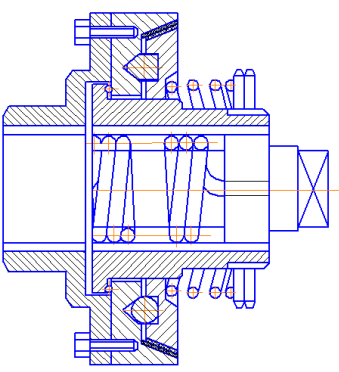
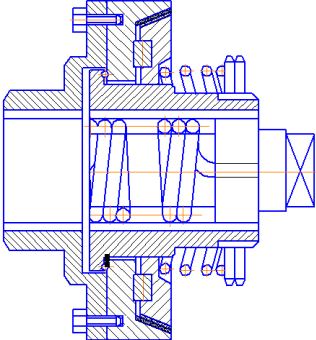
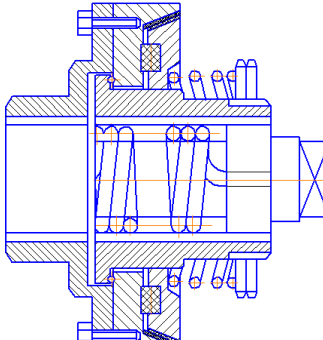
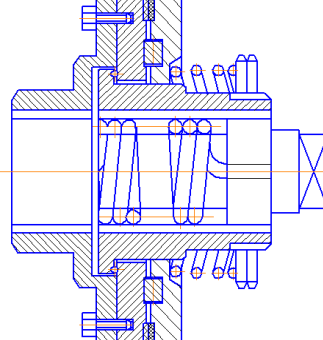
Продовження таблиці 7.7

1	2	3
1) Радіальне розміщення пар циліндричні пружини-кульки-пази з демпфером	2) Радіальне розміщення пар тарілчасті виті пружини-кулачки-пази з демпфером	3) Радіальне розміщення швидкозмінних пар циліндричні пружини-конічні стержні-пази
		
4) З регулюванням сили підтиску роликів шайбами з демпфером	5) З регулюванням сили стиснення пружини різьбовим з'єднанням	6) З діагональними „плаваючими” конічними стержнями
		
7) З односторонніми „плаваючими” кульками	8) З центральними „плаваючими” кульками	9) Здвоєна в радіальному напрямку з демпфером
		
10) З двоядним розміщенням пари пружини-кулачки з демпфером	11) З двоядним розміщенням „плаваючих” кулькачків з демпфером	12) З різностороннім розміщенням подвійних „плаваючих” конічних стержнів

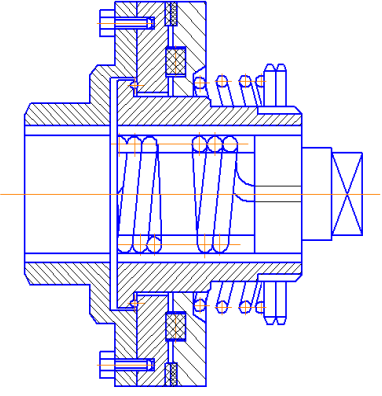
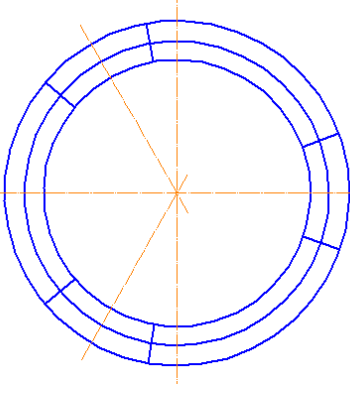
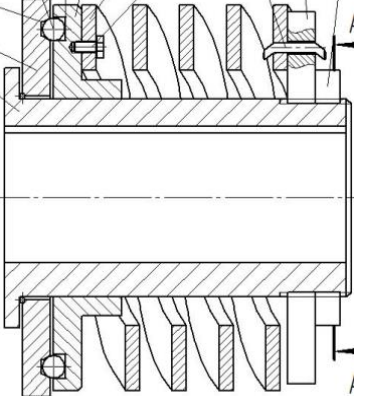
Продовження таблиці 7.7

1	2	3
		
13) Здвоєна в осьовому напрямку, з обоймою	14) Здвоєна в осьовому напрямку, без обойми	15) З комбінованим пружним елементом
		
16) З осьовим розміщенням пар зачеплення ролики-лунки, кульки (демпфер)-лунки	17) З розміщенням пар зачеплення кулачки-кулачки, кульки (демпфер)-лунки	18) З розміщенням пар зачеплення конічні стержні-лунки, кульки (демпфер)-лунки
		
19) З розміщенням пар зачеплення кулачки-кулачки, конічні стержні (демпфер)-лунки	20) З розміщенням пар зачеплення ролики-лунки, конічні стержні (демпфер)-лунки	21) З розміщенням пар зачеплення кульки-лунки, конічні стержні (демпфер)-лунки
		

Продовження таблиці 7.7

1	2	3
22) З розміщенням під кутом пар зачеплення фрикційні накладки і кульки-пази (табл.3, №26)	23) З розміщенням під кутом пар зачеплення фрикційні накладки і кульки (демпфер)-лунки	24) З осьовим розміщенням пар зачеплення фрикційні накладки і кульки-пази (табл.3, №26)
		
25) З осьовим розміщенням пар зачеплення фрикційні накладки і кульки (демпфер)-лунки	26) Профіль пазів з лунками під елементи зачеплення кульки	27) З розміщенням під кутом пар зачеплення фрикційні накладки і кульки і конічні стержні (демпфер)-лунки
		
28) З розміщенням під кутом пар зачеплення фрикційні накладки і конічні стержні-лунки	29) З розміщенням під кутом пар зачеплення фрикційні накладки і конічні стержні (демпфер)-лунки	30) З розміщенням під кутом пар зачеплення фрикційні накладки і кульки і конічні стержні-лунки
		

Закінчення таблиці 7.7

1	2	3
31) З розміщенням під кутом пар зачеплення фрикційні накладки і ролики-пази (табл.3, №35)	32) З розміщенням під кутом пар зачеплення фрикційні накладки і ролики (демпфер)-лунки	33) З осьовим розміщенням пар зачеплення фрикційні накладки і ролики-пази (табл.3, №35)
		
34) З осьовим розміщенням пар зачеплення фрикційні накладки і ролики (демпфер)-лунки	35) Профіль пазів з лунками під елементи зачеплення ролики	36) З осьовим розміщенням пар зачеплення лунки-лунки і гвинтовий пружним елементом циліндричної форми прямокутного перерізу

Вибір конкретної альтернативи пружно-запобіжної муфти слід приймати лише після її попередніх розрахунків з врахуванням окремих характеристик, позаяк кожна конструкція муфти матиме свої переваги і недоліки. Проводячи аналіз синтезованих конструкцій пружно-запобіжних муфт з різним напрямком розміщення елементів зчеплення можна констатувати, що використання спарених елементів конструктивно ускладнює і здорожчує даний клас муфт, а також призводить до збільшення їх габаритів. Тому використання спарених елементів зачеплення виправдовується у разі виникнення потреби в зростанні компенсаційних характеристик в таких пристроях захисту (табл. 2.8, №1-12, 16-21, 23, 25, 27, 29, 32, 34) або при виникненні необхідності у зростанні плавності спрацювання за рахунок введення в конструкцію пазів з лунками (табл. 2.8, №31, 33) під елементи зачеплення кульки (табл. 2.8, №26) чи ролики (табл. 2.8, №35).

Слід відмітити, що муфти з радіальним розташуванням елементів зачеплення є конструктивно складнішими у порівнянні з муфтами, в яких елементи зачеплення

розташовані в осьовому напрямку чи під кутом. Проте при потребі мінімізації радіальних розмірів муфти такі схеми матимуть перевагу. В таких конструкціях пари контактів (пружина-кулька, пружина-ролик, пружина-конічний стержень) доцільно поміщати у міні корпуси типу «стакан» і в разі зміни жорсткості пружного елемента достатньо просто замінити пару контакту разом із міні корпусом.

Підвищення пружних і демпфуючих характеристик, що зменшують динамічні навантаження при появі заклинювання шнека в корпусі чи різких пусках гвинтових конвеєрів (особливо в завантаженому стані), а також збільшення навантажувальної здатності можна досягти веденням додаткових пружних елементів і їх відповідним розміщенням. У більшості представлених конструкцій в табл. 2.8 (№1-12, 16-25, 27-34) пружні елементи розташовуються в середині муфти, що забезпечує її компактність. Проте таке розташування конструктивно не дозволяє закріплювати муфту на обох валах привода і шнека, і потребує додаткових проміжних ланок для кріплення у конструкції гвинтового конвеєра. А винесення пружних елементів на зовнішню периферію (табл. 2.8, №13-15, 36) ці проблеми усуває.

При проведенні структурного синтезу пружно-запобіжних муфт гвинтових конвеєрів, виходячи з умов забезпечення бажаних функціональних характеристик, а також простоти та надійності конструкцій, її технологічності і низької собівартості, було розроблено і досліджено працездатні конструкції муфт даного типу [112].

Також для ефективного захисту ГК нами розроблено фрикційну та імпульсного типу запобіжні муфти підвищеної надійності [131]. Розглянемо більш детально розрахунок розробленої фрикційної запобіжної муфти конусного типу підвищеної надійності (рис. 7.3а) [182]. Дана муфта складається з ведучої півмуфти 11, на зовнішній шліцьовій поверхні якої розташовано з можливістю осьового зміщення підтискний диск 7 з конусною фрикційною накладкою 6. У правій частині зовнішньої поверхні ведучій півмуфті 11 виконано різь, на яку нагвинчено гайки 10, що підтискають пружину стиснення 8. У підтискному диску 7 на торцевій поверхні виконано заглиблення 12 під кульки 5, які в них знаходяться. На ведучій

півмуфти 11 встановлено з можливістю кругового обертання диск 4 з конусною фрикційною накладкою 9. Диск 4 закріплено болтами 2 до веденої півмуфти 1. На торцевій поверхні диску 4 виконано колові пази 13 і 3 різної конфігурації (рис. 7.3б) під кульки 5, які з ними контактують. Пази 3 виконано однакової величини і більшого діаметру, аніж кульки 5, а пази 13 змінної величини (величина заглиблення поступово зменшується до величини $\frac{1}{2}$ початкової величини, як у паза 3).

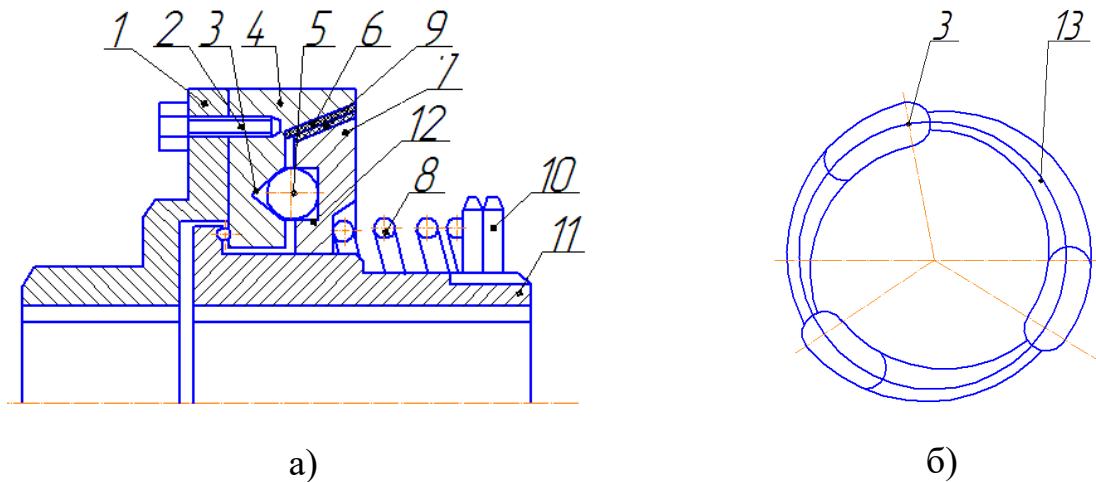


Рисунок 7.3 – Фрикційна запобіжна муфта конусного типу підвищеної надійності

Робота фрикційної запобіжної муфти конусного типу підвищеної надійності здійснюється наступним чином. При нормальному режимі роботи ведуча півмуфта 11 взаємодіє з веденою 1 через фрикційні накладки 6 і 9, які закріплено на дисках 7 та 4, шляхом їх затиску через пружину стиснення 8 гайками 10. При цьому кульки 5 знаходяться в заглибленнях 12 і в пазах 3 вільно, без притиснення. У разі виникнення перевантаженні ведена півмуфта 1 зупиняється, що спричиняє до відносного провертання дисків 7 та 4 з фрикційними накладками і поступового перекочування кульок 5 з пазів 3 до пазів 13. При цьому проходить поступове переміщення в осьовому напрямку підтискного диска 7 по шліцах ведучої півмуфти 11 і стискання пружини стиснення 8. Це призводить до розмикання фрикційних накладок 6 і 9 дисків 7 та 4 і подальшої передачі крутного моменту через кульки 5

до їх входження в пази 3. Далі крутний момент починає передаватись через фрикційні накладки 6 і 9 дисків 7 та 4 з ведучої на ведену півмуфти. Якщо перевантаження не зникло, то даний процес протікає з періодичною повторюваністю. В разі зникнення перевантаження муфт починає працювати в нормальному режимі передачі кінетичної енергії від приводу до робочого органу.

Періодичне розмикання фрикційних накладок в режимі спрацювання за рахунок включення в процес буксування елементів зачеплення кульки-пази забезпечує стабільність коефіцієнту тертя, не призводить до злипання фрикційних накладок, дозволяє їм охолоджуватись і, відповідно, забезпечує високу точність спрацювання та підвищену надійність.

Проведемо визначення передавального крутного моменту фрикційною запобіжною муфтою конусного типу підвищеної надійності. Враховуючи те, що розмикання фрикційних накладок в режимі спрацювання за рахунок включення в процес буксування елементів зачеплення кульки-пази проходить циклічно, то муфта передаватиме максимальний момент фрикційною парою тертя, а при її розмиканні парою зчеплення кульки-пази. Тож наведемо розрахунок передачі крутного моменту при різних моментах спрацювання муфти. Розрахункову схему фрикційної запобіжної муфти конусного типу підвищеної надійності представлено на рисунку 7.4 [186]. На ній позначено силу притискання пружини $P_{пр}$, ширину поверхні тертя накладок b , кут нахилу поверхні тертя α_1 , кут нахилу колових пазів α_2 , діаметр шліцьового з'єднання d , діаметр кола, на якому розташовані центри кульок D , середній, менший та більший діаметри поверхні тертя, відповідно $D_{ср}$, $D1$, $D2$ (де $D_{ср} = (D1 + D2)/2$).

З врахуванням рекомендацій [36], передавача максимального крутного моменту фрикційною запобіжною муфтою конусного типу підвищеної надійності визначатиметься по формулі:

$$T_1 = (P_{пр} \cdot D_{ср} \cdot f_0) / 2 \cdot \sin \alpha_1 = (c \cdot \Delta \cdot D_{ср} \cdot f_0) / 2 \cdot \sin \alpha_1, \quad (7.1)$$

де f_0 – коефіцієнт тертя спокою, (за [36, стор. 273] $f_0 = 0,1 \dots 0,4$); c – жорсткість пружини, Н/мм; Δ – попередній натяг пружини, мм.

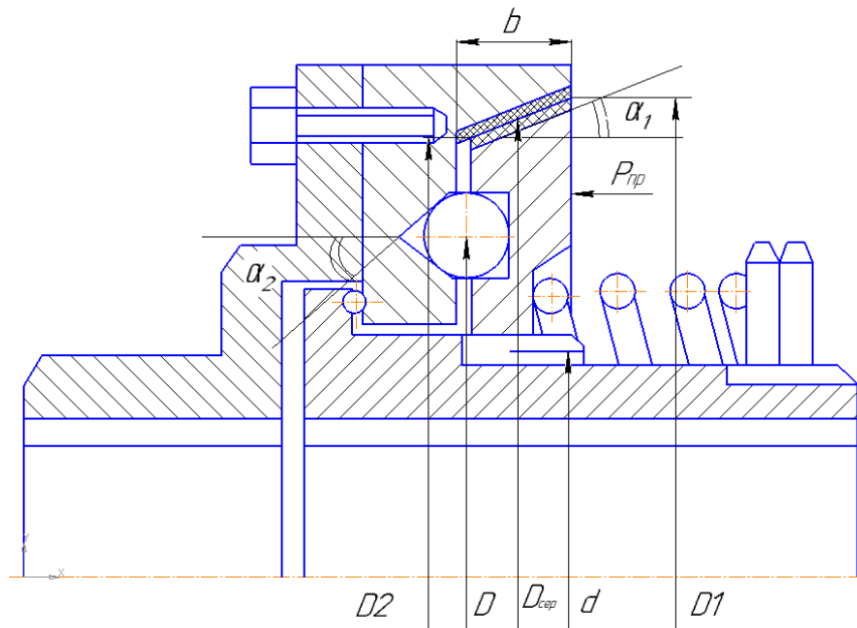


Рисунок 7.4 – Розрахункова схема фрикційної запобіжної муфти конусного типу підвищеної надійності

На етапі першому етапі проковзування фрикційних накладок в режимі спрацювання при перевантаженні кульки 5 вільно прокочуються у пазах 3 і не впливають на роботу муфти. На другому етапі вони попадають у пази колові пази 13 (величина заглиблення яких поступово зменшується до величини $\frac{1}{2}$ початкової величини, як у паза 3) і прокочуючись по них відтикають підтискний диск 7 (стискаючи у більшій мірі пружину стиснення 8) та розмикають фрикційні накладки 6 і 9 дисків 7 та 4, що призводить до подальшої передачі крутного моменту через кульки 5 до їх входження в пази 3. Відповідно з врахуванням рекомендацій [36] передача крутного моменту фрикційною запобіжною муфтою конусного типу підвищеної надійності на другому етапі режимі спрацювання при перевантаженні визначатиметься по формулі:

$$T_2 = P_{\text{пр}1} \cdot D / 2 \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho) - (D/d) f) = c \cdot (\Delta + \Delta_{\text{зМ}}) \cdot D / 2 \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho) - (D/d) f), \quad (7.3)$$

де $P_{\text{пр1}}$ – сила максимального стиснення пружини; ρ – кут тертя між кульками та пазами, (за [36, стор. 263] $\rho = 5^\circ \dots 6^\circ$); f – коефіцієнт тертя в шліцьовому з'єднанні [32] (за [33, стор. 263] $f \approx 0,05$); $\Delta_{\text{зм}}$ – додаткове максимальне стиснення пружини при перевантаженні, мм.

Далі момент передається через фрикційні накладки 6 і 9 з ведучої на ведену півмуфти і процес повторяється до зникнення перевантаження.

Проведемо розрахунок передавального моменту муфти на різних етапах її спрацювання при наступних конструктивних характеристиках: $\Delta = 10$ мм; $\Delta_{\text{зм}} = 3$ мм; $f_0 = 0,3$; $D = 100$ мм; $D_{\text{сп}} = 140$ мм; $d = 70$ мм; $\alpha_1 = 30^\circ$; $d_{\text{кc}} = 10$ мм (діаметр кульок); $\rho = 5^\circ$; $f = 0,12$; $C = 50 \dots 90$ Н/мм.

Конструктивні особливості муфти (рис. 7.9).

Проведемо визначення α_2 . Кут α_2 . Залежить від довжини дуги кола. Конструкція муфти передбачає використання трьох відтискних кульок. Відповідно конструкція міститиме три пази однакового розміру, що позначені на рис. 7.8 і рис. 7.9 позначенням 3, і три пази спадаючого розміру 13. Приймаючи довжину пазів однакового розміру ($n = 360^\circ/6^\circ = 60$) можна зробити висновок, що довжина паза становитиме $l = \pi \cdot D \cdot n / 360^\circ = 26,2$ мм. Враховуючи те, що радіус паза 3 є більшим за радіус кульки ($d_{\text{кc}} = 10$ мм), то його приймаємо за 6 мм. Він відповідає більшому радіусу паза 13, а менший його радіус, у місці зачеплення кульок у паз 3, становитиме $\Delta_{\text{зм}} = 6/2 = 3$ мм. Отже арктангенс кута α_2 становитиме $(3/26,2)$ $\alpha_2 = 90^\circ - 6,6^\circ = 83,4^\circ$.

Графічні залежності моменту спрацювання муфти від різної величини жорсткості пружини та частоти обертання наведені на рисунках 7.5 та 7.6.

Як видно з рисунку 7.5, на першому етапі спрацювання момент передається фрикційними елементами зачеплення, на другому проходить їх розчеплення і момент передається елементами зачеплення «кульки-пази», потім знову кульки 5 попадають в пази 3, що призводить до змикання фрикційних накладок і передачі ними крутного моменту, а далі процес періодично продовжується до усунення перевантаження і відновлення стабільного стану роботи системи.

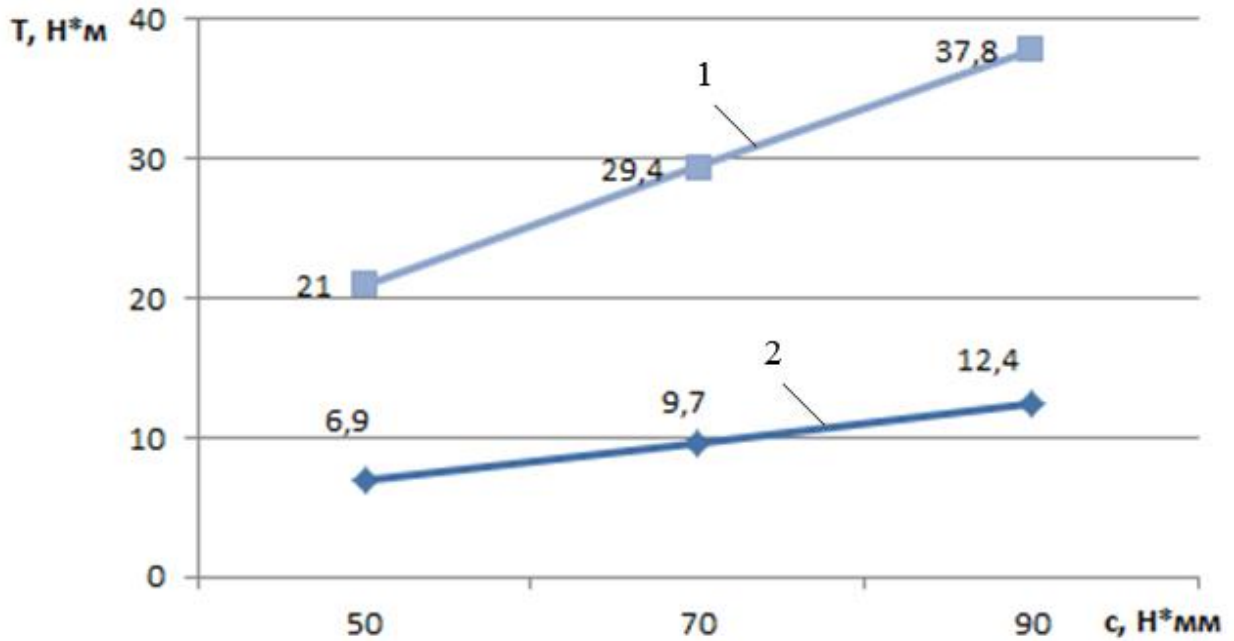


Рисунок 7.5 – Графічні залежності величини крутного моменту фрикційної запобіжної муфти конусного типу підвищеної надійності від жорсткості пружини:
 1 – при спрацюванні фрикційних елементів зачеплення;
 2 – при спрацюванні елементів зачеплення «кульки-пази»

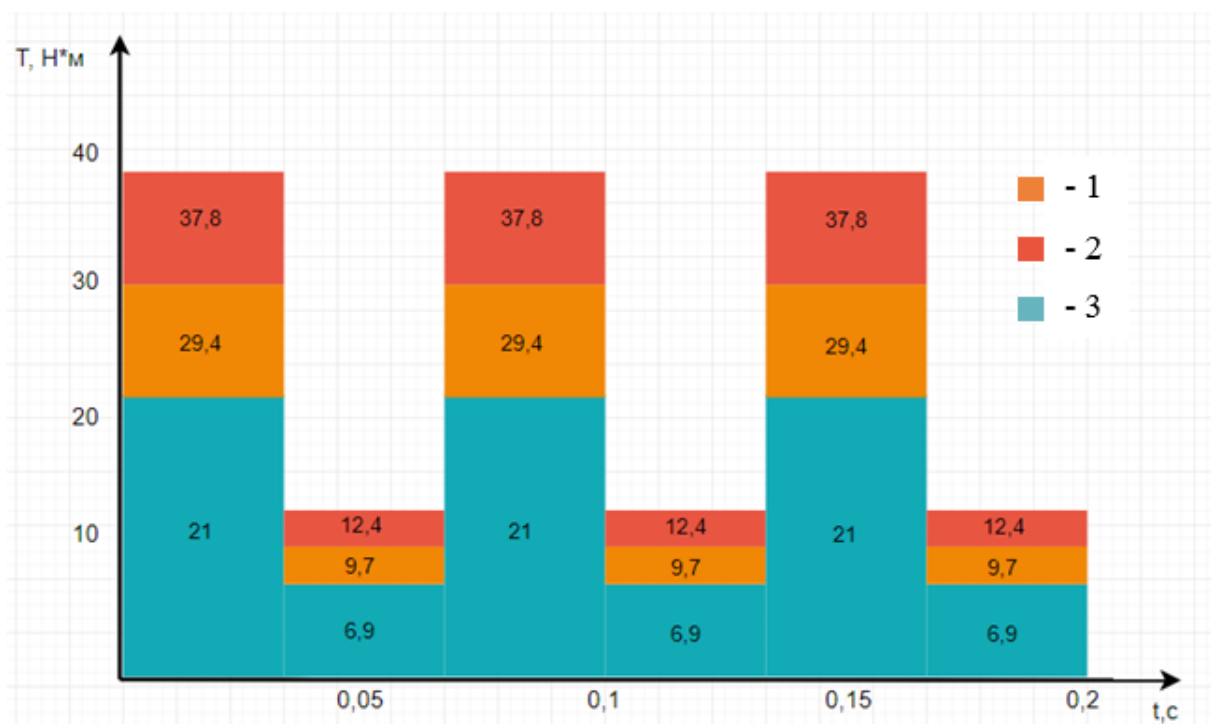


Рисунок 7.6 – Графічні залежності передачі крутного моменту фрикційною запобіжною муфтою конусного типу підвищеної надійності при спрацюванні від часу буксування при $n = 300$ об/хв.: 1 – $C = 50$ Н/мм; 2 – $C = 70$ Н/мм; 3 – $C = 90$ Н/мм

Аналізуючи дані графіки можна констатувати, що запропонований механізм періодичного розмикання фрикційних накладок в режимі перевантаження за рахунок включення в процес буксування елементів зачеплення «кульки-пази» забезпечує стабільність коефіцієнту тертя, не призводить до злипання фрикційних накладок, дозволяє їм охолоджуватись і, відповідно, забезпечує високу точність спрацювання та підвищену надійність. Розробленої фрикційної муфти конусного типу підвищеної надійності.

Розглянемо розрахунок розробленої запобіжної муфти імпульсного типу підвищеної надійності (рис. 7.7) [135]. Ця муфта складається з ведучого вала 1, на якому жорстко встановлена ведуча півмуфта 2 з лунками 3 під елементи зачеплення 5, які можуть бути виконані у вигляді кульок (рис. 7.7) або конічних стержнів (рис. 7.8.а) (також можна використовувати у якості зачеплення кулачки 19 і 20 (рис. 7.8.б) чи зачеплення ролик-лунка [122]). Елементи зачеплення 5 розташовані у отворах 4 підтискної втулки 6 веденої півмуфти 10. На зовнішній поверхні підтискної втулки 6 виконано шліцьові виступи 7, які входять у зачеплення з внутрішніми шліцьовими пазами 8 пустотілого циліндра 9 веденої півмуфти 10. На внутрішній поверхні підтискної втулки 6 виконано отвори під кульки 18, які знаходяться в гвинтових пазах 17, виконаних на ведучому валу 1. Також кульки 18 можуть вільно перекочуватись по гвинтових пазах 16, які за розмірами є аналогічними до гвинтових пазів 17, але мають протилежний напрям виконання. Слід зазначити, що внутрішній діаметр гвинтових пазів 16 і 17 збігається з зовнішнім діаметром ділянки 14 ведучого вала 1, на крайній правій частині якого виконано різь під гайки 11. Крім того, розташування гвинтових пазів 16 і 17 є нерівномірним (рис. 7.9), що при виході кульок 18 з них вимагає провертання муфти майже на один повний оберт для співпадіння кульок 18 з гвинтовими пазами 16 для зачеплення в них (включення проходить за одне повне відносне провертання півмуфт). Гайки 11 служать для підпружинення на потрібну величину пружини стиснення 13, яка з іншого боку контактує з кільцем 15, що виконує роль підшипника ковзання у коловому пазу підтискної втулки 6 (рис. 7.7).

Запобіжна муфта імпульсного типу підвищеної надійності працює наступним чином (рис. 7.7). Величина передачі обертального моменту регулюється натягом пружини стиснення 13 гайками 11. Обертальний момент передається ведучого вала 1 на ведучу півмуфту 2, а з неї через елементи зачеплення 5 на підтискну втулку 6 веденої півмуфти 10.

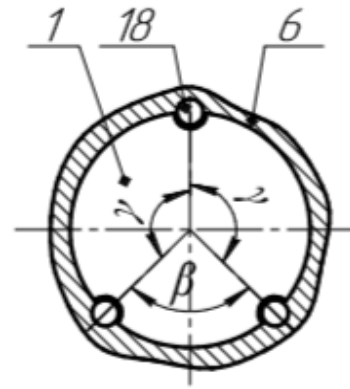


Рисунок 7.9 – Розташування гвинтових пазів в запобіжній муфті

Далі через шліцьові виступи 7 на шліцьові пази 8 пустотілого циліндра 9 веденої півмуфти 10.

При виникненні перевантаження ведена півмуфта 10 зупиняється, а ведучий вал 1 з ведучою півмуфтою 2 продовжує обертатись, що призводить до виходу елементів зачеплення 5 з лунок 3 на торцеву поверхню ведучої півмуфти 2 та стисненням пружини стиснення 13. При цьому проходить осьове зміщення підтискної втулки 6, яке забезпечується проковзуванням шліцьових виступів 7 по пазах 8, та викочуванням кульок 18 з гвинтових пазів 17 на ділянку 14 ведучого вала 1. Після зникнення перевантаження проходить провертання муфти майже на один повний оберт до співпадіння кульок 18 з гвинтовими пазами 16 (рис. 7.10), зачеплення кульок 18 у гвинтові пази 16, що забезпечує співпадання елементів зачеплення 4 з лунками 3 та вмикання запобіжної муфти імпульсного типу підвищеної надійності, яка починає працювати в режимі передачі моменту.

Плавне розмикання півмуфт в режимі спрацювання забезпечується за рахунок включення в процес буксування додаткових елементів тертя: шліцьових виступів 7 і пазів 8, та кульок 18 і гвинтових пазів 16 і 17. Також при потраплянні кульок 18 з гвинтових пазів 17 на ділянку 14 ведучого вала 1 вони обкочуються по цій ділянці аж до зниження перевантаження, і лише тоді зачеплюються в гвинтові пази 16, що забезпечує входження елементів зачеплення 4 в лунки 3 та плавне вмикання запобіжної муфти. При цьому вмикання муфти за рахунок нерівномірного розташування гвинтових пазів 16 і 17 може пройти лише один раз

на одне повне відносне провертання піфмуфт в режимі буксування. Це дозволяє зменшити величину ударних навантажень в режимі перевантаження на розроблену муфту, привід та інші елементи ГК загалом і підвищити надійність роботи розробленої муфти.

Конструктивні особливості запобіжної муфти імпульсного типу підвищеної надійності (рис. 7.7).

1. Для забезпечення спрацювання муфти величини $\Delta_{зм}$ (величина заглиблень елементів зачеплення в лунки ведучої півмуфти) повинна бути рівною L (відстань від початку гвинтових пазів 17 до ділянки 14 ведучого вала 1).

2. Кут α_4 нахилу гвинтових пазів 17 визначається з врахуванням кута α_3 нахилу лунок 3 та величини заглиблення $\Delta_{зм}$ елементів зачеплення 5 в лунки 3 (забезпечують додаткове максимальне стиснення пружини стиснення 13 при перевантаженні), виходячи з умови одночасного виходу елементів зачеплення 5 (кульок або конічних стержнів) з лунок 3 на торцеву поверхню ведучої півмуфти 2 та викочуванням кульок 18 з гвинтових пазів 17 на ділянку 14 ведучого вала 1. Для кулачкової муфти все залишається аналогічним, лише кут α_3 виступатиме кутом нахилу кулачків 19 і 20 (рис. 7.8.б), а величини заглиблення $\Delta_{зм}$ елементів означатиме висоту кулачка. Аналогічно визначається кут нахилу гвинтових пазів 16 (ідентичний з 17) з умови входження елементів зачеплення 4 в лунки 3.

Для прикладу на рисунку 7.10 показано вихід на торцеву поверхню ведучої півмуфти конічних стержнів з лунок, де суцільними колами показано торцеву поверхню (менше коло) і зовнішню поверхню (більше коло) конічних стержнів, які знаходяться в лунках, а штрих пунктирні кола означають торцеву поверхню (менше коло) і зовнішню поверхню (більше коло) конічних стержнів, які вийшли з лунок. Це зміщення проходить на кут φ . Відтак вихід викочування кульок 18 з гвинтових пазів 17 на ділянку 14 ведучого вала 1 (довжина рівна L) повинно проходити при аналогічному провертанні.

Проведемо визначення крутного моменту запобіжною муфти імпульсного типу підвищеної надійності. Враховуючи те, що розмикання муфти в режимі спрацювання відбувається за рахунок виходу елементів зачеплення (кульок або конічних стержнів) з лунок, то муфта передаватиме максимальний момент при максимальному стисненні пружини [112] на етапі розчеплення півмуфт. При цьому максимальний момент, який передається муфтою, визначається тиском

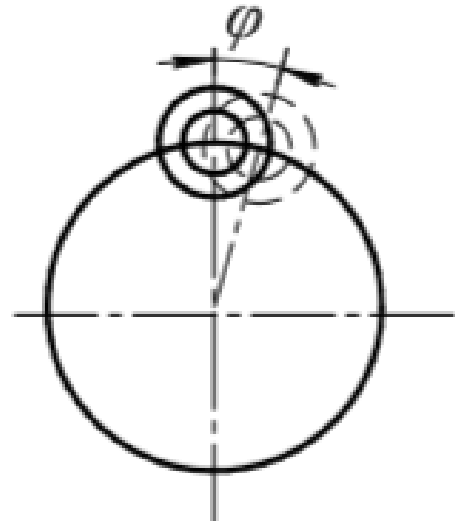


Рисунок 7.10 – Розташування конічних стержнів під час їх виходу з лунок на торцеву поверхню ведучої півмуфти

пружини стиснення 13 на елементи зачеплення 5 та додатковим тертям шліцьових виступів 7 по пазах 8 і кульок 18 по гвинтових пазах 17. Причому прокочування кульок 18 по гвинтових пазах 17 проходить аналогічно, як у підшипнику кочення, а не як у парі «гвинт-гайка кочення», бо тертя по зовнішніх поверхнях канавок 17 (16) є відсутнє. Тому, враховуючи ккд підшипників кочення, додаткове тертя кульок 18 по гвинтових пазах 17 можна приймати на рівні коефіцієнта $\eta_m = 0,99 \dots 0,96$.

На етапі відновлення зачеплення після розмикання півмуфт, момент, який передається муфтою, визначається тертям шліцьових виступів 7 по пазах 8 і кульок 18 по гвинтових пазах 16.

Проведемо розрахунок передачі крутного моменту при різних моментах спрацювання запобіжної муфти імпульсного типу підвищеної надійності. Розрахункову схему розробленої запобіжної муфти представлено на рисунку 7.12 [135]. На ній позначено: α_3 – кут нахилу лунок 3; α_4 – кут нахилу гвинтових пазів 17; $D_{ш}$ – діаметр зовнішнього шліцьового з'єднання; D і d_1 – відповідно діаметри розташування центрів елементів зачеплення 5 та кульок 18 відносно осі муфти.

З врахуванням рекомендацій [36], передавача максимального крутного моменту запобіжною муфти імпульсного типу підвищеної надійності визначатиметься по формулі:

$$T_3 = c \cdot (\Delta + \Delta_{3M}) \cdot D / 2 \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_3 - \rho) - (D_{ш} / D) f) \cdot \eta_M. \quad (7.3)$$

Проведемо розрахунок передавального моменту запобіжної муфти імпульсного типу підвищеної надійності на різних етапах її спрацювання при наступних конструктивних характеристиках: $\Delta = 10$ мм; $\Delta_{3M} = 3$ мм; $D = 100$ мм; $D_{ш} = 120$ мм; $\alpha_3 = 50^\circ \dots 60^\circ$; $d_3 = 10$ мм (діаметр елементів зачеплення); $\rho = 5^\circ$; $f = 0,12$; $C = 50 \dots 90$ Н/мм.

Графічні залежності моменту спрацювання запобіжної муфти імпульсного типу підвищеної надійності від різної величини кута нахилу лунок та жорсткості пружини стиснення наведені на рисунку 7.11. Їх аналіз показує, що при збільшенні кута нахилу лунки передавальний момент муфти знижується.

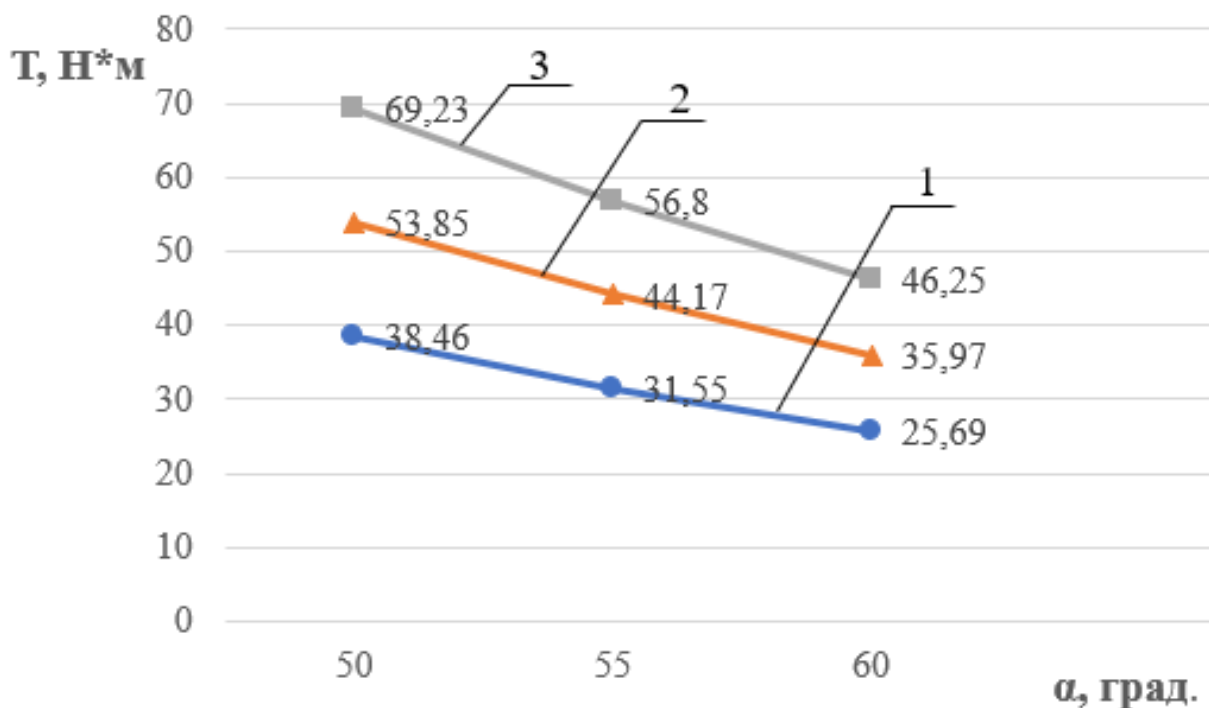


Рисунок 7.11 – Графічні залежності величини передачі крутного моменту муфти від величини кута нахилу лунок: 1 – $C = 50$ Н/мм; 2 – $C = 70$ Н/мм; 3 – $C = 90$ Н/мм

Нами проведено ряд експериментальних досліджень з визначення конструктивно-експлуатаційних характеристик розроблених муфт [186, 302, 303] з використанням експериментальної установки у вигляді керованого з допомогою ПК і перетворювача частоти привода з дослідними муфтами і гвинтового конвеєра [112, 128, 135, 186, 322-325] (рис. 7.12).

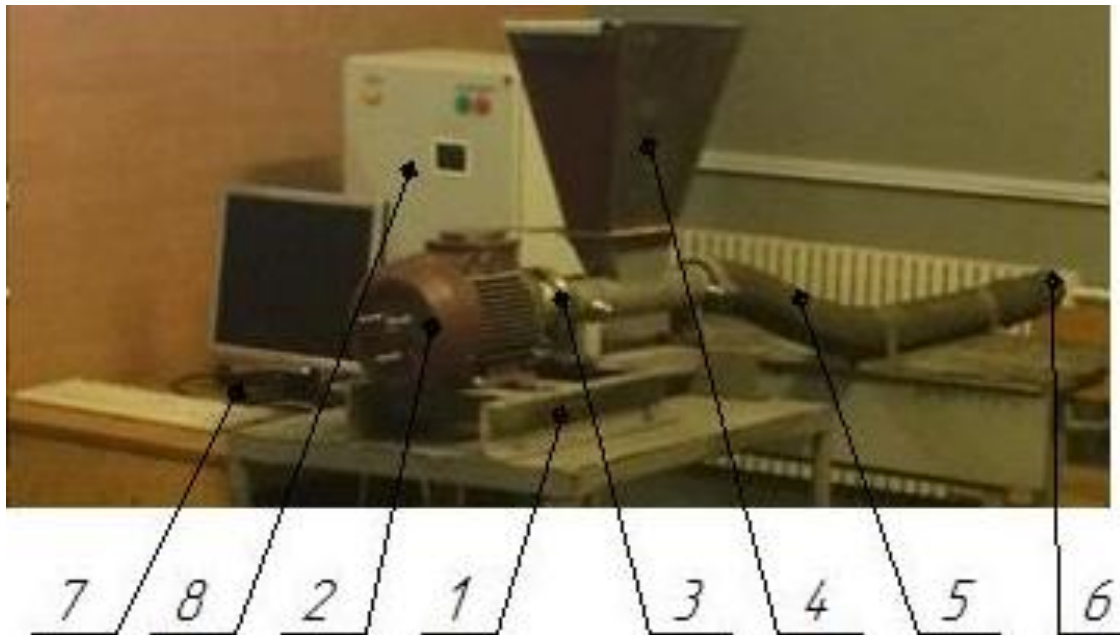


Рисунок 7.12 – Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження запобіжних муфт приводів гвинтових конвеєрів: 1 – опора регульовальна; 2 – електродвигун; 3 – взірець досліджуваної муфти; 4 – бункер з регульованим отвором завантаження; 5 – жолоб із шнеком; 6 – регулятор створення навантаження; 7 – персональний комп’ютер з програмним забезпеченням; 8 – перетворювача частоти (Altivar 71)

Результати експериментальних досліджень розроблених запобіжних муфт [112, 128, 135, 186, 322-325] підтвердили теоретичні передбачення і показали, що розроблені муфти можуть ефективно забезпечувати обмеження критичних навантажень у ГК, точність їх спрацювання є високою (коефіцієнт точності спрацювання знаходиться в межах 1,09...1,24 і залежить від конструкції муфти), а величини передачі крутного моменту муфти напряму залежить від величини кута нахилу лунок, конструктивних параметрів елементів зачеплення, жорсткості і величини притиску пружини.

7.3 Техніко-економічна оцінка гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві

Техніко-економічна оцінка гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві проводиться на основі порівняльного аналізу конструкцій технічних засобів, які виконують типові операції, при співставленні ринкових цін на них, витрат, пов'язаних з їх експлуатацією тощо [115]. Економічний розрахунок собівартості виготовлення і витрат, пов'язаних із експлуатацією різних типів конвеєрів для транспортування сипких вантажів, детально представлено в праці [112]. З врахуванням того, що при купівлі гвинтового конвеєра з можливістю технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів споживач орієнтується на його універсальність, вибір повинен забезпечити максимальну ефективність конструкції.

При проведенні даної оцінки за базу приймають існуючі високопродуктивні конструкції гвинтових конвеєрів з можливістю технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів і при визначають їх вартісні та якісні показники. Зокрема по вартісних показниках оцінюють ринкову вартість та затрати на експлуатацію (оплата праці операторів, енерговитрати, витрати на технічне обслуговування та ремонт), а по якісних показниках оцінюють продуктивність, можливість мобільної зміни траєкторії перевантаження та якість технологічного перетворення сільськогосподарських матеріалів (ефективність виконання однієї з 7 основних функціональних операцій, що здійснюються гвинтовими конвеєрами з розширеними технологічними можливостями (п. 2.1)). Відповідно економічно обґрунтований вибір серед набору альтернативних варіантів ГК з можливістю технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів можна здійснити по формулі:

$$A^* = \max ((1 - \alpha_{\text{п}}) \times E_{\text{мт}} + \alpha_{\text{п}} \times E_{\text{тп}}), \quad (7.4)$$

де α_n – коефіцієнт пріоритетності між можливостями технологічного перетворення чи мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, $\alpha_n = 1 \dots 0$ (при $\alpha_n = 1$ альтернатива вибирається по максимальній пріоритетності технологічного перетворення, при $\alpha_n = 0$ – по максимальній пріоритетності мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів); E_{MT} - економічний ефект від використання ГК за рахунок мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, грн.; E_{TP} – економічний ефект від використання ГК за рахунок одночасного перевантаження і технологічного перетворення матеріалів, грн.

Економічний ефект від використання гвинтових конвеєрів за рахунок мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів у порівнянні з класичними стаціонарними ГК, чи технічними засобами укомплектованими (агрегатованими) ГК, виникає за рахунок: зменшення часу використання операторів (по заробітній платі та нарахуваннях на неї), які задіяні у перекомплектації ГК, додаткових під'їздах чи переїздах технічних засобів укомплектованих (агрегатованих) ГК; уникнення додаткових перевантажень матеріалів для забезпечення потрібного напрямку чи довжини перевантаження; зменшення витрат на електроенергію чи паливо; зменшення тривалості операцій (по амортизаційних відрахуваннях).

Економічний ефект від використання гвинтових конвеєрів за одночасного перевантаження і технологічного перетворення матеріалів може виникати з таких причин: зменшення часу використання операторів за рахунок одночасності виконання операцій (по заробітній платі та нарахуваннях на неї); зменшення витрат на електроенергію чи паливо за рахунок одночасності виконання операцій; зменшення сумарної тривалості операцій (по амортизаційних відрахуваннях).

Основні залежності для визначення окремих елементів витрат при підрахунку економічної ефективності гвинтових конвеєрів з можливістю технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, які викладені в [112, 123, 129], наведено в таблиці 7.8.

Таблиця 7.8 – Основні залежності для визначення окремих елементів витрат при підрахунку економічної ефективності гвинтових конвеєрів

№ з/п	Показники	Аналітичний зміст показника і зміст складових параметрів
1	2	3
1.	Виробнича собівартість [112]	$C_B = k_{mp-3} \cdot \sum_{n=1}^m B_n + \sum_{r=1}^t C_r + \sum_{y=1}^o C_y + k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h,$ <p>де k_{mp-3} – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати; B_n – вартість стандартних елементів (електродвигунів, редукторів, елементів керування тощо), грн.; C_r – собівартість типових елементів, що виготовляються із сортового металопрокату (жолобів, елементів розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних елементів тощо), грн.; C_y – собівартість оригінальних елементів (гвинтових робочих органів, спеціальних муфт тощо), грн.; m, t, o – відповідно кількість стандартних, типових і оригінальних елементів, шт.; $k_{допл}$ – коефіцієнт доплат; $k_{доод}$ – коефіцієнт додаткової заробітної плати основних робітників; $k_{нар}$ – коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальне страхування; c_3 – середньозважена погодинна тарифна ставка основних робітників, які зайняті складанням конвеєра, грн.; T_h – трудомісткість складання конвеєра, нормо/год.</p>
2.	Витрати на технічний огляд і ремонт [112]	$C_{ТО} = \sum_{t=1}^x (C_B \cdot k_{nc} \cdot k_{пов} \cdot k_{пр}) / (1+u)^t,$ <p>де k_{nc} – коефіцієнт переводу виробничої собівартості у повну (враховує величину адміністративних і позавиробничих витрат), $k_{nc} = 1,1 \dots 1,7$; $k_{пов}$ – коефіцієнт, що враховує величину податку на додану вартість; $k_{пр}$ – коефіцієнт річного відрахування на ТО і ремонт, $k_{пр} = 1,05 \dots 1,2$.</p>
3.	Експлуатаційні витрати [112]	$C_E = \sum_{t=1}^x (k_{вик} \cdot k_{зм} \cdot k_{пот} \cdot P_{вст} \cdot C_{ен} \cdot \Phi_{ефо} + k_{вик} \cdot k_{зм} \cdot c_4 \cdot N_{оп} \cdot k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot \Phi_{ефр} + k_{вик} \cdot k_{зм} \cdot P_{пошк} \cdot m_{вант} \cdot C_{ен} \cdot \Phi_{ефо} + N_{скл} \cdot c_5 \cdot k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot (N_m \cdot T_b + N_d \cdot T_d)) / (1+u)^t,$ <p>де t – номер року використання; x – термін експлуатації конвеєра, роки; $k_{вик}$ – коефіцієнт використання за зміну протягом року; $k_{зм}$ – кількість змін використання, $k_{зм}$: 1, 2, 3; $k_{пот}$ – коефіцієнт використання приводів по потужності; $P_{вст}$ – сумарна потужність енергообладнання, кВт; $C_{ен}$ – ціна одиниці енергетичних ресурсів, грн./кВт.; $\Phi_{ефо}$ – ефективний фонд часу роботи на плановий період протягом зміни, год. ($\Phi_{ефо} = 1970$ год.); c_4 – середньозважена погодинна тарифна ставка операторів, що зайняті у виробничому процесі з використанням конвеєрів, грн.; $N_{оп}$ – кількість операторів, чол.; $\Phi_{ефр}$ – ефективний фонд робочого часу одного оператора, год. ($\Phi_{ефр} = 1860$ год.); $P_{пошк}$ – імовірність втрат частини продукції під час виконання транспортно-технологічних процесів; $m_{вант}$ – маса перевантаженого вантажу протягом однієї години, кг; $C_{ен}$ – вартість вантажу, грн./кг; $N_{скл}$ – кількість працівників, що зайняті у процесі монтажу-демонтажу, чол.; c_5 – середньозважена погодинна тарифна ставка працівників, які зайняті процесом монтажу-демонтажу, грн.; N_m, N_d – відповідно кількість монтажів і демонтажів протягом року; T_b, T_d – відповідно трудомісткість одного монтажу і демонтажу, нормо/год.; u – ставка дисконтування, $u = 0,2 \dots 0,4$.</p>

Закінчення таблиці 7.8

1	2	3
4.	Економія коштів по електроенергії [123]	$E = C_{ел.ен} \cdot B_{кзод} \cdot \Delta E \cdot K_{г.зм} \cdot K_{зм} \cdot K_{дн.м} \cdot K_{в},$ <p>де $C_{ел.ен}$ – ціна 1 кВт/год. Електроенергії, грн.; $B_{кзод}$ – приведений обсяг споживання електроенергії обладнанням, кВт/год.; ΔE – коефіцієнт економії електроенергії при використанні нового гвинтового конвеєра, $\Delta E \leq 1$; $K_{г.зм}$ – кількість годин у зміні; $K_{зм}$ – кількість змін; $K_{дн.м}$ – кількість робочих днів на рік; $K_{в}$ – коефіцієнт використання обладнання (0,92).</p>
5.	Економія коштів по зарплаті операторів [123]	$E_{з/н} = ЗП \cdot K_{н} \cdot 12 \cdot ЧП / 100\%,$ <p>де $ЗП$ – середньомісячна зарплата, грн.; $K_{н}$ – коефіцієнт, що враховує єдиний соціальний внесок (1,22); $ЧП$ – процент числа вивільнених операторів за рахунок зростання продуктивності (%).</p>
6.	Затрати на амортизацію [129]	$A = B_o \cdot K_a \cdot \Sigma T_i / T_d,$ <p>де B_o – вартість обладнання, яке використовується в процесі, грн.; K_a – коефіцієнт амортизації, 0,2; T_d – дійсний час роботи обладнання протягом року, 2070 год.</p>

Проведемо підрахунок певних видів витрат пов'язаних з виконанням окремих транспортно-технологічних операцій для різних типів ГК (при продуктивності переміщення чи перетворення 7 т/год. Зернових матеріалів і довжині перевантаження до 8 м по криволінійній траєкторії).

Витрати на заробітну плату операторів, зайнятого виконанням операцій, з врахуванням єдиного соціального внеску (0,22 згідно Закону України «Про Державний бюджет України на 2020 рік») визначатимуться за формулою [119]:

$$З = T_i \cdot T_{cl} \cdot K_i \cdot K_n,$$

де $З_4$ – затрати на зарплату оператора, грн.; T_i – трудомісткість, яка приймається 1 год.; T_{cl} – величина тарифної ставки 1-го розряду (з 01.01.2020 р. – 28,11 грн./год. [443]); K_i – тарифний коефіцієнт і-го розряду ($K_i = 1,35$ для 4 розряду); K_n – коефіцієнт, що враховує єдиний соціальний внесок (1,22).

Витрати по заробітній платі з врахуванням єдиного соціального внеску оператора 4 розряду за годину роботи складуть:

$$3 = 1 \cdot 28,11 \cdot 1,35 \cdot 1,22 = 46,3 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію при вказаних параметрах визначатиметься за формулою [115]:

$$K = T_i \cdot C_{\text{ел.ен}} \cdot V_{\text{кгод}},$$

де $C_{\text{ел.ен}}$ – ціна 1 кВт/год. Електроенергії (середня ціна купівлі електричної енергії на балансуєчому ринку для промислових та прирівняні до них споживачі з 01.03.2020р. – 2,09 грн. [443]);

$V_{\text{кгод}}$ – приведений обсяг споживання електроенергії обладнанням при виконанні операції (2,2 кВт/год).

Витрати на електроенергію за годину роботи ГК складуть:

$$K = 1 \cdot 2,09 \cdot 2,2 = 4,6 \text{ грн.}$$

Укрупнені затрати на амортизацію за годину роботи ГК (при використанні в одну зміну) визначаємо з залежності 6 табл. 7.7. Вони складуть:

- для ГК без можливості мобільної зміни траєкторії перевантаження:

$$A_1 = 17200 \cdot 0,2 / 2070 = 1,66 \text{ грн.};$$

- для гвинтових механізмів для виконання окремої технологічної операції і без можливості одночасного перевантаження матеріалів:

$$A_2 = 16500 \cdot 0,2 / 2070 = 1,59 \text{ грн.};$$

- для ГК з можливістю мобільної зміни траєкторії перевантаження:

$$A_3 = 22700 \cdot 0,2 / 2070 = 2,19 \text{ грн.};$$

- для ГК з можливістю технологічного перетворення і перевантаження матеріалів:

$$A_4 = 18500 \cdot 0,2 / 2070 = 1,79 \text{ грн.};$$

- для ГК з можливістю одночасної мобільної зміни траєкторії перевантаження і технологічного перетворення матеріалів:

$$A_5 = 24300 \cdot 0,2 / 2070 = 2,35 \text{ грн.}$$

Укрупнений розрахунок витрат для технологічного перетворення та/чи мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів з допомогою різних типів ГК (при продуктивності переміщення чи перетворення 7 т/год. Зернових матеріалів і довжині перевантаження до 8 м по криволінійній траєкторії) подано в таблиці 7.9.

Таблиця 7.9 – Укрупнений розрахунок витрат для технологічного перетворення та/чи мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів з допомогою різних типів гвинтових конвеєрів

Тип конвеєра	Втрати на заробітну плату операторів, грн.	Енерговитрати на виконання процесу, грн.	Витрати на амортизацію обладнання, грн.	Разом витрат, грн.
ГК без можливості мобільної зміни траєкторії перевантаження (використання двох одиниць ГК або послідовне перевантаження)	92,6	9,2	3,32	105,12
Гвинтовий механізм для виконання окремої технологічної операції і без можливості одночасного перевантаження матеріалів (використання двох одиниць ГК: технологічного і транспортного)	92,6	9,2	3,25	105,05
ГК з можливістю мобільної зміни траєкторії перевантаження	46,3	4,6	2,19	53,09
ГК з можливістю технологічного перетворення і перевантаження матеріалів	46,3	4,6	1,79	52,69
ГК з можливістю одночасної мобільної зміни траєкторії перевантаження і технологічного перетворення матеріалів	46,3	4,6	2,35	53,25

Наведені в табл. 7.8 розрахунки стосуються використання різних типів ГК протягом однієї години. Якщо ці дані перевести на роботу обладнання протягом року (2070 год.), то річний укрупнений економічний ефект від застосування:

- ГК з можливістю мобільної зміни траєкторії перевантаження у порівнянні з ГК без можливості мобільної зміни траєкторії перевантаження становитиме:

$$E_I = (105,12 - 53,09) \cdot 2070 = 108240,3 \text{ грн.};$$

- ГК з можливістю технологічного перетворення і перевантаження матеріалів у порівнянні з гвинтовими механізмами для виконання окремої технологічної операції і без можливості одночасного перевантаження матеріалів становитиме:

$$E_I = (105,05 - 52,69) \cdot 2070 = 105921,9 \text{ грн.};$$

- ГК з можливістю одночасної мобільної зміни траєкторії перевантаження і технологічного перетворення матеріалів у порівнянні з гвинтовими механізмами для виконання окремої технологічної операції і без можливості мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів становитиме:

$$E_I = ((92,6 + 13,8 + 4,91) - 53,25) \cdot 2070 = 120184,2 \text{ грн.}$$

Розроблені на базі запатентованих ідей конструкції і механізми були впроваджені (додаток П) впродовж 2013 – 2020 рр. на ТДВ «Булат», СФНВГ «Коваль», ФОП «Рудан А.М.», ФОП «Ковальчук Л.М.», ТОВ «Портовик-С», ТОВ «СУГП ІМТРЕКС». Економічний ефект від використання конструкцій механізмів, створених на базі запатентованих винаходів (пат. України № 99284, № 124911, № 129581, № 137345, № 137348, № 139338), становив понад 115 тис. грн.

7.4 Висновки по розділу 7

1. Проведено обґрунтування прогресивних способів навивання спіралей шнеків сільськогосподарських машин та механізмів. Встановлено, що навивання спіралей шнеків може здійснюватись чотирма основними способами за

використання наступного формувального інструменту: оправа і ролик (класичні варіанти); оправа і обертова формувальна втулка; ролик і обертова формувальна втулка; оправа, ролик і обертова формувальна втулка. Шляхом критичного аналізу і виключення непрацездатних та неконструктивних схем було отримано значну кількість раціональних варіанти способів навивання СШ з використанням обертових формувальних втулок, на ряд з яких отримано патенти на корисну модель.

2. Розроблено спосіб навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів з допомогою обертової втулки. Для його реалізації сконструйовано, виготовлено та апробовано експериментальне оснащення для проведення досліджень. Проведено експериментальні дослідження способу навивання спіралей шнеків, які довели його дієвість та ефективність і необхідність у подальших дослідженнях даної технології.

3. Проведено розробку інженерної методики проектування гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів з врахуванням функціонального призначення, потреби у мобільній зміні траєкторії та довжини перевантаження, продуктивності переміщення сільськогосподарських вантажів та якості виконання операції з технологічного перетворення сільськогосподарських вантажів. Представлено і охарактеризовано запропоновані перспективні конструкції гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження матеріалів, на які отримано ряд патентів України на корисні моделі.

4. Реалізовано інженерну методику розрахунку елементів захисту гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями від перевантажень. Зокрема розроблено і проведено розрахунок фрикційної запобіжної муфти конусного типу підвищеної надійності та запобіжної муфти імпульсного типу підвищеної надійності, яка може бути оснащена різними елементами зачеплення. Встановлено особливості і межі передачі обертального моменту даними муфтами в залежності від їх конструктивних характеристик.

5. Виконано техніко-економічну оцінку гвинтових конвеєрів для виконання транспортно-технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві й встановлено залежність вибору конструкцій таких конвеєрів серед набору альтернативних їх варіантів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

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

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

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

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

- зростання кутової швидкості обертання телескопічного шнека довжиною $l = 6$ м, $\rho_1 = 10 \text{ кг/м}$ від $\Omega = 10 \text{ c}^{-1}$ до $\Omega = 25 \text{ c}^{-1}$ зменшує власну частоту його коливань майже на 30 % (від 88 c^{-1} до 72 c^{-1}), одночасно амплітуда затухання його коливань через незначний проміжок часу зменшується майже на 15%;

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

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

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

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

- для більшої швидкості переходу через резонанс амплітуда є меншою.

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

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

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

- цей процес супроводжується зростанням амплітуди проходження через резонанс, а відтак - інтенсифікує сепарацію. Так при коефіцієнті сепарації $k=0,15$

кутовій швидкості обертання гвинта $\Omega = 20\text{с}^{-1}$, погонних масах відповідно гвинта та зернової суміші відповідно $\rho_{10} = 30$ кг/м; $\rho = 15$ кг/м резонансна амплітуда коливань гвинта довжиною $l = 6$ м є більшою на 13% як при коефіцієнті сепарації $k=0,1$.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

10. Дослідження ефективності сепарування сільськогосподарських матеріалів багатофункціональним гвинтовим транспортером-сепаратором показало, що для ефективного просівання обрані раціональні значення параметрів лежать в межах: кут нахилу сита – $0...14^\circ$, частота обертання робочого органа – 300-700 об/хв. Зі збільшенням кута нахилу робочого органа при сталому питомому навантаженні ефективності просівання зменшується. Енергоємність сепарації зернової маси залежить від кута нахилу, частоти обертання робочого органа при транспортування матеріалу та питомого навантаження і за раціональних їх значень $n=480$ об/хв.; $q_{nut}=0,9-4,7$ кг/год \times см², $\alpha=0-14^\circ$, становить 0,22–0,7 кВт. На розмір робочого сита 100 x 200 мм.

11. Експериментально встановлено, що при змішуванні компонентів багатофункціональним гвинтовим транспортером-змішувачем з пересипом неоднорідність сумішей зростає від частоти обертання лопатевих ГРО прямопропорційно і є більшою для трикомпонентної суміші (V_c від 12,2 до 15,2).

Встановлено, що найвища неоднорідність одержується при змішуванні суміші спіральним ГРО ($V_c = 21,4$) і знижується при зростанні кута відхилення лопатей у лопатевих ГРО, а при використанні ГРО з різнонаправленим кутом відхилення лопатей вона є найменшою, що вказує на доцільність використання таких ГРО.

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

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Авдеев А. В., Ануфриев Г. В. Создание комплексов машин для уборки и стационарной обработки урожая. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1988. №11. С. 30-31.
2. Авдеев А. В., Машковцев М. Ф., Полуэктов В. Н. Повышение эффективности зерноочистительно-сушильных комплексов и линий. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1988. №9. С.53-54.
3. Авдеев Н. Е. Центробежные сепараторы для зерна. Москва : Колос, 1975. 145с.
4. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Іванишин В. В. Про розробку і створення в Україні сільськогосподарських машин сучасного рівня. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: технічні науки*. 2012. Вип. 11. Т. 2 (66). С. 8–14.
5. Адамчук В., Ратушний В., Онищенко В. Універсальний агрегат до самохідного шасі. *Техніка АПК*. 1998. № 2. С. 22.
6. Адигамов К. А. Совершенствование конструкции вертикального шнекового конвейера. *Изв. Вузов Сер. Кавказа*. 2009. С. 65-67.
7. Адигамов К. А. Сравнительный анализ производительности и удельных энергозатрат шнековых конвейеров с неподвижным и вращающимся кожухом. *«Новые технологии. Образование и наука»*. Москва : МГУДТ, 2003. С. 3–7.
8. Адигамов К. А., Ширяев В. В. Кинематика работы шнекового конвейера. *Известия высших учебных заведений: Северо-Кавказский регион. Технические науки*. 2000. № 3. С. 89 – 92.
9. Аеродинамічний сепаратор для насіння : пат. 102657 Україна. № 201504895; заявл. 19.05.2015; опубл. 10.11.2015, бюл. №21/2015. 4 с.
10. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины : учеб. Для машиностроительных. Спец. Вузов. 6-е изд., перераб. Москва : Высшая школа, 1985. 520 с.

11. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. Москва : Машиностроение, 1974. 503 с.
12. Александров М. П., Решетов Д. Н. Подъемно-транспортные машины. Москва : Машиностроение, 1973. 357 с.
13. Алешкин В. Р., Роцин П. М. Механизация животноводства. Москва : Агропромиздат, 1985. 333 с.
14. Алешкин В. Р., Роцин П. М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Москва : Колос, 1972. 200 с.
15. Алимов О. Д., Манжосов В. К., Мамасаидов М. Т. Теория вертикальных шнековых механизмов. Фрунзе : Илим, 1978. 186 с.
16. Алтынбеков Ф. Е. Исследование процесса транспортировки сыпучих грузов вертикальным быстроходным шнеком : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.04. Ленинград, 1969. 18 с.
17. Алферов К. В., Зенков Р. Л. Бункерные установки. Москва : Машиностроение, 1975. 307 с.
18. Альтшуллер Г. С. Алгоритм изобретения. Москва : Московский рабочий, 1972. 296 с.
19. Альтшуллер Г. С. Найти идею. Введение в теорию решения изобретательских задач. Новосибирск : Наука, 1986. 209 с.
20. Альтшуллер Г. С. Творчество как точная наука. Москва : Советское радио, 1979. 184 с.
21. Анакин И. А. Анализ работы шнеков комбайна. Тракторы и сельхозмашины. 1959. №1. С. 24–26.
22. Андрейчиков А. В. Интеллектуальный метод синтеза технологических инноваций. *Известия вузов*. Москва : Машиностроение, 2003. №10. С. 47-62.
23. Андрейчиков А. В., Андрейчикова О. Н. Компьютерная поддержка изобретательства (методы, системы, примеры применения). Москва : Машиностроение, 1998. 478 с.
24. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя. Москва : Машиностроение, 1979. 728 с.

25. Ануфриев Г. В., Тарник О. С. Состояние и некоторые пути совершенствования машин для предварительной очистки зерна. *Исследование процессов и рабочих органов машин для обработки зерновых культур и послеуборочной обработки зерна*. Москва : НПО ВИСХОМ. 1989. С.103-109.

26. Анфилофьев А. В. Определение формы упругой линии гибкого стержня при заданном законе изменения кривизны. Москва : Машиностроение, 2000. № 7. С. 17-22.

27. Аулін В. В. Стан самоорганізації середовища ґрунту та закономірності зносу робочих органів ґрунтообробних машин. *Проблеми трибології*. 2013. № 1. С. 114-119.136.

28. Аулін В. В. Фізичні основи процесів і станів самоорганізації в триботехнічних системах : монографія. Кіровоград. 2014. 369 с.

29. Аулін В. В., Гриньків А. В., Лисенко С. В. Теоретико-фізичний підхід до діагностичної інформації про технічний стан агрегатів мобільної сільськогосподарської техніки. *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві*. Харків. 2015. Випуск 158. С. 252-262.

30. Аулін В. В., Каліч В. М., Гриньків А. В., Голуб Д. В. Прогнозування залишкового ресурсу агрегатів та систем транспортних засобів сільськогосподарського виробництва за їх технічним станом. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*. Кіровоград : КНТУ. 2015. Випуск 45, ч. 2. С. 28-36.

31. Бабаков И. М. Теория колебаний. Москва : Наука, 1965. 560 с.

32. Бабарика С. Ф. Обґрунтування параметрів робочих органів машин для поверхневого внесення сапропелів: автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11 . Тернопіль, 2010. 23 с.

33. Бабарика С. Ф., Лясота О. М. Енергосилові параметри розкидання сапропелів вертикальним бітером. *Вісник Харківського національного технічного*

університету сільського господарства ім. П. Василенка. «Механізація сільськогосподарського виробництва». Харків, 2009. Вип. 79. С. 83-89.

34. Бакалов В. Г., Чередніченко П. І., Бакалов О. В. Змішувачі для сипких матеріалів і методи оцінювання якості суміші : монографія. Чернігів : ЧДТУ, 2013. 159 с.

35. Барановський В. М. Механіко-технологічні основи розробки адаптованих коренезбиральних машин : дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук : 05.05.11. Тернопіль, 2013. 44 с.

36. Барбаш И. Д., Поляков В. С., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. Ленинград : Машиностроение, 1974. 352 с.

37. Барский М. Д., Плаксин И. П. Критерии оптимизации отдельных процессов. Москва : Наука, 1987. 119 с.

38. Безручкин И. П. Исследование процесса сепарации зерна в наклонном и горизонтальном воздушном потоке. Сельхозмашина. 1938. №7. С. 19-24.

39. Белый И. В., Власов К. П., Клепиков В. Б. Основы научных исследований и технического творчества. Харьков : Вища школа, 1989. 200 с.

40. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. Москва : Наука, 1976. 608 с.

41. Белянчиков Н. Н. Механизация животноводства и кормоприготовления. 3-е изд., перераб. И доп. Москва : Агропромиздат, 1990. 432 с.

42. Бирюков Б. Н. Машины, создающие машины. Киев : Техніка, 1987. 143 с.

43. Богацький В. М. Удосконалення конструкції та обґрунтування параметрів шнекового дозатора порошкових реагентів для позапічної обробки сталі : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.08. Донецьк, 2004. 18 с.

44. Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. Москва : Наука, 1974. 501 с.

45. Бойко, А.І. Аналіз конструкцій гвинтових транспортерів та живильників зерноочисних машин. *Вісник Харківського нац. Техн. Ун-ту сільського*

господарства ім. П. Василенка. Харків : ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2011. Вип. 93. Т. 1. С. 199-205.

46. Бок Н. Б., Кузьмин Т. Т. Интенсификация сепарирования зерна цилиндрическими решетками. *Земледельческая механика*. Москва : Машиностроение, 1968. С. 24-27.

47. Борискин М. А., Демский А. Б., Тамаров Е. В. Оборудование комбикормовых заводов: Справочник. Москва : Агропромиздат, 1986. 175 с.

48. Борсук А. А. Совершенствование рабочего процесса и обоснование параметров технологической линии приготовления сухого заменителя молочных кормов.: дис. Канд. Техн. Наук : 05.20.01. Благовещенск, 2014. 166 с.

49. Бочкарев А. И. Исследование сепарации семян виброцентрифугированием. Автореф. Дис. Д.т.н. Волгоград: 1970. 38 с.

50. Боярский Л. Г. Производство и использование кормов. Москва : Росагропромиздат, 1988. 222 с.

51. Брагінець М. В., Педченко П. В., Резчик І. Г. Монтаж, експлуатація і ремонт машин у тваринництві: навч. Посібник. Київ : Вища школа, 1991. 359 с.

52. Братішко В. В. Механіко-технологічні основи приготування повнораціонних комбикормів гвинтовими грануляторами : автореф. Дис. ... д-ра. Технічних наук : 05.05.11. Глеваха, 2017. 43 с.

53. Бредихін В. В. Обґрунтування параметрів процесу вібропневмовідцентрового розділення насінневих сумішей за густиною насіння : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук: 05.05.11. Харків, 2003. 20 с.

54. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для для инженеров и учащихся вузов. Москва : Наука, 1981. 720 с.

55. Бурков А. И., Сычугов Н. П. Зерноочистительные машины. Киров : НИИСХСВ, 2000. 261с.

56. Бурлака В., Водяницький Г., Тимків В. Оцінка технічного рівня кормороздавачів-змішувачів світових виробників. *Тваринництво України*. 2016. Випуск 3. С. 8–12.

57. Буш Г. Рождение изобретательских идей. Рига : Лиесма, 1976. 128 с.

58. Буш Г. Я. Основы эвристики для изобретателей. Рига : Знание, 1977. 164 с.
59. Бушуев Н. М. Семьяочистительные машины. Теория, конструкция и расчет. Москва : Машгиздат, 1962. 328 с.
60. Вайсон А. А. Подъемно-транспортные машины. Москва : Машиностроение, 1989. 536 с.
61. Валиев Х. Х., Эрк Ф. Н., Вайнруб С. А. Высокопроизводительные рабочие органы для предварительной очистки влажного зернового вороха. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1990. № 6. С. 21-22.
62. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Київ : УСХА, 1960. 216 с.
63. Василенко П. М., Василенко И. И. Механизация и автоматизация процессов приготовления и дозирования кормов. Москва : Агропромиздат, 1985. 224 с.
64. Василенко П. М., Погорелый Л. В. Основы научных исследований. Киев : Вища школа, 1985. 266 с.
65. Васильків В. В. Розвиток науково-прикладних основ розроблення технологій виробництва гвинтових і шнекових заготовок з використанням уніфікації: дс. Д-ра. Техн. Наук: 05.02.08. Нац. Ун-т «Львів. Політехніка». Львів, 2015. 312 с.
66. Васильків В. В., Гевко І. Б. Технологічні та конструктивні особливості виготовлення гвинтових заготовок з листового прокату. *Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки» ЛДТУ*. 2004. Вип. 14. С. 12–18.
67. Васильковский М. И., Лузан П. Г. Проблемы совершенствования процессочистки и сортирования зерна на решетках. *Повышение технического уровня сельскохозяйственных машин*. Київ : УМК ВО, 1991. С.31-36.
68. Васильковский М. И., Лузан П. Г., Васильковский О. М. Аналіз процесу відцентрової сепарації зерна на решетках. *Розробка і технологія виробництва сільськогосподарських машин*. Київ : ІСДО, 1994. С. 18-20.

69. Вежбицки К.М., Размыслович И. Р., Скварски Б. В. Исследование разделительного процесса зерновой смеси в конусном триере. Механизация и электрификация сельского хозяйства. Минск : ЦНИИ-МЭСХ НЗ СССР. 1990. Вып. 33. С. 76-87.
70. Вертикальний гвинтовий змішувач: пат. 64311 Україна : В65G 33/26 / І. Б. Гевко. - № у 201102468; заявл. 02.03.11; опубл. 10.11.11, Бюл. № 21. – 6 с.
71. Вертикальний гвинтовий змішувач-транспортер: пат. 63392 Україна : В65G 33/00 / І. Б. Гевко. - № у 201102469; заявл. 02.03.11; опубл. 10.10.11, Бюл. № 19. – 3 с.
72. Вертикальний гвинтовий транспортер штучних заготовок: пат. 66432 Україна : В65G 33/16 / І. Б. Гевко. - № у 201102490; заявл. 02.03.11; опубл. 10.01.12, Бюл. № 1. – 4 с.
73. Винтовой конвейер: а.с. 1640070 СССР / Б. М. Гевко, И. Б. Гевко, Р. Б. Гевко, Р. М. Рогатынский (СССР). – №4683121/03 ; заявл. 24.04.89; опубл. 07.04.91, Бюл. № 13. – 4 с.
74. Вітровий А. О. Обґрунтування параметрів технологічного процесу роботи модульного гвинтового агрегату : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11. Тернопіль, 1999. 20 с.
75. Волков М. В. Метод расчета процесса смешивания сыпучих материалов в новом аппарате с открытой рабочей камерой. : дис. Канд. Техн. Наук : 05.17.08. Ярославль, 2014. 138 с.
76. Волошин М. І. Дослідження силових полів решіт зерноочисних машин. *Вісник аграрної науки*. 1994 № 11.-С. 89-92.
77. Воронин В В. Морозостойкость и технология бетона с модифицированным поверхностным слоем : автореф. Дис. ... д-ра. Техн. Наук : Москва, 1985. 40 с.
78. Воронин В. В., Адигамов К. А., Петренко С. С., Сизякин Р. А. Критерии и способы оценки качества смешивания сыпучих материалов. *Инженерный вестник Дона*. 2012. Т. 23. № 4. 2 (23). С. 36.

79. Воронов И. Г., Кожуховский И. Е., Колышев П. П., Павловский Г. Т. Очистка и сортирование семян. Москва : Сельхозгиздат, 1959. 581с.
80. Ганиев Р. Ф. Динамика частиц при воздействии вибрации. Київ : Наукова думка, 1975. 168 с.
81. Ганущак М. П., Гевко І. Б., Оксентюк А. О., Організація виробництва: теорія і практика: Підручник. Київ : Кондор, 2008. 178 с.
82. Гвинтовий змішувач: пат. 52286 Україна : В65G 33/26 / І. Б. Гевко, Б. В. Гупка, О. Я. Гурик, О. М. Лясота. - № 2002042624; заявл. 02.04.02; опубл. 16.12.02, Бюл. № 12. – 6 с.
83. Гвинтовий класифікатор коренеплодів: пат. 108462 Україна : В07В 1/28, В07В 7/00, В03В 5/52, А01D 19/10, А01D 33/04 / Б. М. Гевко, В. З. Гудь, С. Г. Білик, В. І. Диня, М. І. Клендій, І. М. Шуст. - № u201504346; заявл. 05.05.15; опубл. 25.07.16, Бюл. № 14/2016. – 5 с.
84. Гвинтовий класифікатор: пат. 36344 Україна : В03В 5/52 / І. Б. Гевко, В. Л. Левенець, О. Л. Ляшук, Р. І. Чвартацький, М. Р. Гевко. - № u 200805573; заявл. 29.04.08; опубл. 27.10.08, Бюл. № 20. – 5 с.
85. Гвинтовий класифікатор: пат. 4116 Україна : В65G 33/16 / І. Б. Гевко, О. І. Дубик, О. Р. Рогатинська. - № 2004010163; заявл. 09.01.04; опубл. 17.01.05, Бюл. №1. – 3 с.
86. Гвинтовий конвеєр для одночасного роздільного транспортування різних сипких матеріалів: пат. 137348 Україна : В65G 33/08 / Р. М. Рогатинський, А. Є. Дячун, І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О. Л. Ляшук, А. Р. Швець. - № u201905475; заявл. 21.05.19; опубл. 10.10.19, Бюл. № 19/2019. – 5 с.
87. Гвинтовий конвеєр з гнучким привідним валом: пат. 10250 Україна : В65G 33/26 / І. Б. Гевко, О. В. Закалов, В. О. Дзюра, О. О. Добровольська - № u 200502944; заявл. 31.03.05; опубл. 15.11.05, Бюл. № 11. – 3 с.
88. Гвинтовий конвеєр з козухом для транспортування, очищення чи сепарації сипких матеріалів: пат. 138007 Україна : В65G 33/00 / В. З. Гудь. - № u201905467 ; заявл. 21.05.2019 ; опубл. 11.11.2019, Бюл. № 21/19. – 4 с.

89. Гвинтовий конвеєр з кожухом, що повертається : пат. 124912 Україна : В65G 33/14, В65G 53/48 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, І. М. Шуст, А. М. Мельничук, О. А. Круглик. - № u201711317; заявл. 20.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. № 8/2018. – 4 с.
90. Гвинтовий конвеєр з пересипанням : пат. 10170 Україна : В65G 33/26 / І. Б. Гевко, О. В. Закалов, В. О. Дзюра, О. О. Добровольська. - № u 200501475; заявл. 17.02.05; опубл. 15.11.05, Бюл. № 11. – 5 с.
91. Гвинтовий конвеєр з рухомим жолобом : пат. 84878 Україна : В01F 7/00 / А. Є. Дячун, І. Б. Гевко, М. І. Клендій, В. З. Гудь. - № u201302355; заявл. 25.02.13; опубл. 11.11.13, Бюл. № 21/2013. – 3 с.
92. Гвинтовий конвеєр зі змінним діаметром кожуха : пат. 124911 Україна : І. Б. Гевко, В. З. Гудь, І. М. Шуст, А. Л. Мельничук, О. А. Круглик. - № u201711316; заявл. 20.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. № 8/2018. – 5 с.
93. Гвинтовий конвеєр прямолінійного переміщення заготовок : пат. 11979 Україна : В65G 33/16 / І. Б. Гевко, В. Б. Левенець, І. Б. Гевко. - № u 200507101; заявл. 18.07.05; опубл. 16.01.06, Бюл. № 1. – 5 с.
94. Гвинтовий конвеєр: пат. 32387 Україна : В65G 33/14 / Р. Б. Гевко, Б. М. Гевко, Р. М. Рогатинський, М. І. Пилипець, І. Б. Гевко, А. О. Вітровий. - № u 200800724; заявл. 21.01.08; опубл. 12.05.08, Бюл. № 9. – 4 с.
95. Гвинтовий мобільний транспортер : пат. 103181 Україна : E02F 9/00 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, І. М. Шуст. - № u201504652; заявл. 14.05.15; опубл. 10.12.15, Бюл. № 23/2015. – 4 с.
96. Гвинтовий пересувний змішувач : пат. 99284 Україна : В65G 33/00, В65G 33/08 / В. З. Гудь, Ю. М. Тарасюк, Т. Д. Навроцька. - № u201413737; заявл. 22.12.14; опубл. 25.05.15, Бюл. № 10/2015. – 5 с.
97. Гвинтовий прес : пат. 139338 Україна : В65G 33/16 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь. - № u 201907881 заявл. 11.07.2019; опубл. 26.12.2019, Бюл. 24/2019. – 5 с.
98. Гвинтовий робочий орган змішувача : пат. 14359 Україна : В65G 33/16 / І. Б. Гевко, В. Б. Левенець, О. В. Дудін. - № u 200510601; заявл. 09.11.05; опубл. 15.05.06, Бюл. № 5. – 4 с.

99. Гвинтовий робочий орган змішувача : пат. 7758 Україна : В65G 33/26 / І. Б. Гевко, О. Л. Ляшук. - № 20041008387; заявл. 15.10.04; опубл. 15.07.05, Бюл. № 7. – 4 с.
100. Гвинтовий розходомір транспортних засобів : пат. 109821 Україна : G01F 1/82, В65G 33/08, G01F 15/00 / О. Л. Ляшук, В. П. Дмитренко, В. З. Гудь, А. Є. Дячун, Т. Д. Навроцька, В. М. Клендій. - № u201602121; заявл. 04.03.16; опубл. 12.09.16, Бюл. № 17/2016. – 4 с.
101. Гвинтовий секційний карданний робочий орган : пат. 18401 Україна : В65G 33/26 / І. Б. Гевко, І. Я. Новосад, О. А. Колісник. - № u 200603924; заявл. 10.04.06; опубл. 15.11.06, Бюл. № 11. – 6 с.
102. Гвинтовий соковитискач : пат. 139339 Україна : В65G 33/16 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь. - № u 201907882. Заявл. 11.07.2019; опубл. 26.12.19, Бюл. 24/2019. – 5 с.
103. Гвинтовий соковитискач : пат. 4115 Україна : В65G 33/16 / І. Б. Гевко, О. І., О. Р. Рогатинська. - № 2004010162; заявл. 09.01.04; опубл. 17.01.05, Бюл. №1. – 4 с.
104. Гвинтовий транспортер-сепаратор : пат. 137345 Україна : В65G 33/08 / Р. М. Рогатинський, А. Є. Дячун, І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О. Л. Ляшук, А. Р. Швець. - № u201905468; заявл. 21.05.19; опубл. 10.10.19, Бюл. № 19/2019. – 4 с.
105. Гвоздєв В. О. Обґрунтування технологічного процесу та конструктивних параметрів швидкохідного гвинтового змішувача кормів. : дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11. Глеваха, 2008. 193 с.
106. Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов : Вища школа, 1989. 176 с.
107. Гевко Б. М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин : дис. ... д-ра техн. Наук: 05.05.11. Ростов-на-Дону, 1987. 450 с.
108. Гевко Б. М. Технология изготовления спиралей шнеков. Львов : Вища школа, 1986. 128 с.

109. Гевко Б. М., Вивюрка Н. Є. Конструктивно-технологічні схеми сепараційних робочих органів бурякозбиральних машин. *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. 2000. Т. 5. № 3. С. 28–33.
110. Гевко Б. М., Гевко І. Б., Радик., Д. Л. Технологія сільськогосподарського машинобудування: навч. Посіб. Київ : Кондор, 2006. 496 с.
111. Гевко Б. М., Данильченко М. Г., Рогатинський Р. М. Механізми з гвинтовими пристроями. Львів : Світ, 1993. 208 с.
112. Гевко Б. М., Луців І. В., Гевко І. Б., Комар Р. В., Дубиняк Т. С. Пружно-запобіжні муфти: конструкції, розрахунок, дослідження : монографія. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2019. 200 с.
113. Гевко Б. М., Ляшук О. Л., Гевко І. Б. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей. Тернопіль : ТДТУ, 2008. 367 с.
114. Гевко Б. М., Рогатинський Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов : Вища школа, 1989. 176 с.
115. Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : дис. ... доктора техн. Наук: 05.02.02. Львів. 2013. 479 с.
116. Гевко І. Б. Структурний синтез імпульсних запобіжних муфт і шнеків методом морфологічного аналізу. *Вісник ТНТУ*. 2012. № 3 (67). С. 121–134.
117. Гевко І. Б. Технологічність конструкцій гвинтових транспортно-технологічних механізмів машин. *Науковий вісник Національного аграрного університету*. 2004. № 73. С. 348–352.
118. Гевко І. Б., Гудь В. З., Кучвара І. М. Формування ремонтних шнекових заготовок гвинтових робочих органів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2014. Вип. 146. С. 164-168.
119. Гевко І. Б., Гудь В. З., Шуст І. М. Мобільний гвинтовий конвеєр для завантажування сипких матеріалів. *Збірник тез доповідей IV Міжнародної науково-*

технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“. (Тернопіль, 25-26 листопада 2015). Тернопіль, 2015. Том 1. С. 121.

120. Гевко І. Б., Гурик О. Я. Визначення динамічних навантажень у гвинтовому змішувачі. *Вісник НУ «Львівська політехніка»: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2002. № 442. С. 90–93.

121. Гевко І. Б., Капаціла Ю. Б., Левенець В. Д. Змішування сипких матеріалів гвинтовими робочими органами. *Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки»*. ЛДТУ. 2002. Вип. 11. С. 75–81.

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

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

124. Гевко І. Б., Ляшук О. Л., Клендій В. М. Синтез гвинтових конвеєрів з гнучкими робочими органами. *Вісник Львівського національного аграрного університету: Агроінженерні дослідження*. Львів : Львів. Нац. Агроуніверситет, 2014. № 18. С. 112 – 121.

125. Гевко І. Структурний синтез імпульсних запобіжних муфт і шнеків методом морфологічного аналізу. *Вісник ТНТУ*. 2012. № 3 (67). С. 121–134.

126. Гевко І., Дячун А., Любачівський Р. Структурний синтез гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями методом морфологічного аналізу. *Вісник СевНТУ. Серія: Машиноприладобудування та транспорт*. 2012. Вип. 128/2012. С. 37–41.

127. Гевко Ів. Б., Гудь В. З. Синтез гвинтових конвеєрів з можливостями технологічного перетворення і мобільної зміни траєкторії перевантаження

матеріалів. *Збірник наукових праць «Центральноукраїнський науковий вісник»*. Кропивницький, 2019. Випуск №2(33). С. 25-33.

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

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

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

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

132. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Круглик О. А. Навивання спіралей шнеків обертовою втулкою. *Матеріали доповідей VIII Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології у машинобудуванні РТМЕ-2019»*. (Івано-Франківськ-Яремче, 4-8 лютого 2019). Івано-Франківськ-Яремче, 2019. С. 114-116.

133. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Круглик О. А. Пошук нових способів навивання спіралей шнеків. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції „Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій“ до 100 річчя з дня*

заснування НАН України та на вшанування пам'яті Івана Пулюя (100 річчя з дня смерті). (Тернопіль, 22-24 травня 2018). Тернопіль, 2018. С. 13–14.

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

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

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

137. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Навроцька Т.Д. Бункер рівномірного завантаження гвинтового конвеєра для забезпечення ефективного виконання операції змішування. *Міжнародна науково-технічна конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60 річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя*, (Тернопіль, 14-15 травня 2020). Тернопіль, 2020. С. 15-16.

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

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

140. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Шуст І. М., Мельничук А. Л. Синтез телескопічних гвинтових конвеєрів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2016. Випуск 168. С. 85-91.
141. Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Шуст І. М.. Експериментальна установка для дослідження телескопічних гвинтових конвеєрів. *Матеріали XX наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя*. (Тернопіль, 17-18 травня 2017). Тернопіль, 2017. С. 14-15.
142. Гевко Ів. Б., Круглик О. А., Гудь В. З., Дубиняк Т. С. Спосіб навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. Харків, 2019. Випуск № 198. С. 261-366.
143. Гевко Р. Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин. *Конструювання і розрахунок*. Тернопіль : Поліграфіст, 1997. 120 с.
144. Гевко Р. Б. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів робочих органів бурякозбиральних машин : дис. ... д-ра техн. Наук : 05.05.11. Київ, 1999. 316 с.
145. Гевко Р. Б., Залуцький С. З. Розробка конструкції шнека з еластичною гвинтовою поверхнею та результати її експериментальних досліджень. *Вісник інженерної академії України*. Київ : ІАУ. С.241-246.
146. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. Ленинград : Машиностроение, 1975. 230 с.
147. Гехтман А. А., Антюхин В. В. Машина МПО-50 для предварительной очистки зерна. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1983. №5. С.24-25.
148. Гибкий винтовой конвейер : а.с. 1696349 СССР : Б. М. Гевко. - №4790863/03 ; заявл.12.12.89; опубл. 07.12.91, Бюл. № 45. – 5 с.
149. Гладков Н. Г. Сепарирование семян по свойствам их поверхности. Москва : ЦБТИ, 1959. Ч.1. 204 с.
150. Гнучка гвинтова завантажувальна спіраль з зубчастим з'єднанням секцій : пат. 80274 Україна : В65G 33/14 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, М. Г. Левкович, В.

М. Клендій. - № u201212037; заявл. 19.10.12; опубл. 27.05.13, Бюл. № 10/2013. – 4 с.

151. Гнучка гвинтова спіраль з внутрішнім з'єднанням секцій : пат. 66157 Україна : В65G 33/14 / І. Б. Гевко. - № u 201106954; заявл. 02.06.11; опубл. 26.12.11, Бюл. № 24. – 5 с.

152. Гнучка гвинтова спіраль з внутрішнім та зовнішнім з'єднанням секцій: пат. 66519 Україна : В65G 33/14 / І. Б. Гевко. - № u 201106958; заявл. 02.06.11; опубл. 10.01.12, Бюл. № 1. – 5 с.

153. Гнучка гвинтова спіраль із зовнішнім з'єднанням секцій : пат. 66158 Україна : В65G 33/14 / І. Б. Гевко. - № u 201106957; заявл. 02.06.11; опубл. 26.12.11, Бюл. № 24. – 5 с.

154. Гнучкий гвинтовий робочий орган соковитискача : пат. 7812 Україна : В65G 33/26 / І. Б. Гевко, Р. В. Комар, Р. Я. Лещук, І. Я. Новосад, І. Б. Гевко. - № 20041109453; заявл. 18.11.04; опубл. 15.07.05, Бюл. № 7. – 3 с.

155. Гнучкий канатний конвеєр-змішувач: пат. 98530 Україна : В65G 33/00 / В. З. Гудь, О. Л. Ляшук, А. Є. Дячун, Т. Д. Навроцька, І. І. Семенів. - № u201413351; заявл. 12.12.14; опубл. 27.04.15, Бюл. № 8/2015. – 4 с.

156. Гончаров Е. С. Универсальные вибродобірні сепараторы. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 1984. №1. С. 15-17.

157. Гортинский В. В., Демский А. Б., Борискин М. А. Процессы сепарации на зерноперерабатывающих предприятиях. Москва : Колос, 1980. 304 с.

158. Горячкин В. П. Теория просеивания зерна и вороха. *Собр. Соч. В трёх томах*. Москва : Колос, 1965. Т.1. С. 244-253.

159. Готовцев Б. Н., Дубов В. И. Механизация монтажных работ в животноводстве. Москва : Агропромиздат, 1991. 316 с.

160. Гошко З. О. Розширення функціональних можливостей шнекових протруювачів насіння . *Сільськогосподарські машини: зб. Наук. Ст.* Луцьк : ЛДТУ, 2000. Вип. 7. С. 36–45.

161. Григор'єв А. М., Преображенський П. А. Комплексна механізація і автоматизація вантажорозвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні Київ : Наукова думка, 1967. 116 с.
162. Григорьев А. В., Каспаров А. А. И/ИЛИ-дерево как средство абстрактного представления знаний. *Сб. Трудов Донецкого национального технического университета. Серия «Информатика, кибернетика та обчислювальна техніка»*. 2002. Выпуск 39. С. 36–42.
163. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры. Москва : Машиностроение, 1972. 184 с.
164. Григорьев А. М., Преображенський П. А. Гибкие шнеки. Киев : Знание, 1967. 98 с.
165. Григорьев А. М., Штуков Н. К. К вопросу оценки затрат мощности транспортирующими шнекам. *Вестник сельскохозяйственной науки*. 1972. №1. С. 43–48.
166. Грицай Ю. В. Обґрунтування параметрів комбінованого шнекового транспортера-подрібнювача коренеплодів. Автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : спец. 05.05.11. Тернопіль, 2020. 23 с.
167. Гришков Е. Е. Обоснование параметров и режимов работы спирального смесителя при приготовлении 349ормо виз побочных продуктов крахмалопаточного производства: дис. Канд. Техн. Наук : 05.20.01. Рязань, 2015. 237 с.
168. Гришков Е. Е., Ульянов В. М., Утолин В. В., Полункин А. А. Шнеково-лопастной смеситель для приготовления кормов. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. Москва : 2013. No 6. С. 11 – 12.
169. Грудовий Р. С. Нові типи гвинтових механізмів з покращеними експлуатаційними характеристиками. *Вісник Хмельницького національного університету*. Хмельницький : ХНУ, 2013. Вип. 1. (197). С. 24 – 27.
170. Грудовий Р. С. Обґрунтування конструкцій і параметрів робочих органів шнекових транспортерів зерна : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11. Вінниця, 2013. 20 с.

171. Груздев И. Э. Теория шнековых устройств Ленинград : Изд-во Ленингр. Ун-та, 1978. 144 с.
172. Груздев И. Э., Мирзоев В. Г., Янков В. И. Теория шнековых устройств. Ленинград : Машиностроение, 1987. 164 с.
173. Гудь В. Дослідження процесу транспортування зернової суміші шнековим транспортером із одночасною сепарацією. *Міжнародна науково-технічна конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60 річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя*, (Тернопіль, 14-15 травня 2020). Тернопіль, 2020. С. 15-16.
174. Гудь В. З. Гвинтові елементи. *Матеріали Всеукраїнської наукової конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя*. (Тернопіль, 13-14 травня 2009р.). Тернопіль, 2009. С. 37.
175. Гудь В. З. Дослідження принципу телескопії та сепарування у гвинтових транспортерах. *III Міжнародна науково-практична конференція «Роль інновацій в трансформації образу сучасної науки»*. (Київ, 27-28 грудня 2019). Київ, 2019. С. 242-244.
176. Гудь В. З., Коневич М.Р. Пристрій для нарізання різі у витих заготовках. *Всеукраїнська науково-практична конференція «Обладнання і технології сучасного машинобудування» присвячена пам'яті професора Нагорняка Степана Григоровича*, (Тернопіль, 11-12 травня 2017). Тернопіль, 2017. С. 64.
177. Гудь В. З. Механізація процесів завантажувально-розвантажувальних операцій в багатофункціональних гвинтових системах. *Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей*. Луцьк, 2018. Вип. 40. С.51-56
178. Гудь В. З. Резонансні коливання процесу транспортування зернової суміші гвинтовим шнеком із сепарацією. *Міжнародна науково-практична конференція «Підвищення надійності машин і обладнання»*. Кропивницький, 2020. С. 144-147.
179. Гудь В. З. Результати експериментальних досліджень телескопічного гвинтового транспортера. *Матеріали V Міжнародної науково-практичної*

конференції «Сучасна наука: Проблеми і перспективи». (Київ, 29-30 жовтня 2019). Київ, 2019. С. 38-40.

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

181. Гудь В. З., Клендій В. М., Шуст І. М. Результати досліджень телескопічного гвинтового транспортера. *Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей*. Луцьк, 2019. Вип. 42. С. 12-20.

182. Гудь В. З., Левкович М. Г., Гупка В. В. Методика проектування гвинтових конвеєрів з можливостями мобільної зміни довжини перевантаження. *Міжнародна науково-технічна конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60 річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя*, (Тернопіль, 14-15 травня 2020). Тернопіль, 2020. С. 15-16.

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

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

185. Гудь В. З., Слободян Л. М., Маруніч О. П. Технологічне оснащення для дослідження гвинтових завантажувачів. *Сільськогосподарські машини: Збірник наукових статей*. Луцьк, 2018. Випуск 40. С.56-66.

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

187. Гудь В., Гевко Ів., Кучвара І., Катрич О. Навивання спіралей по зовнішній поверхні. *Матеріали XVIII наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя.* (Тернопіль, 29-30 жовтня 2014). Тернопіль, 2014. С. 17. (Автором узагальнено опис способу навивання спіралей по зовнішній поверхні).
188. Гурик О. Я. Обґрунтування параметрів транспортерів-змішувачів сипких матеріалів : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11. Тернопіль, 2003. 20 с.
189. Гячев Л. В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. Москва : Машиностроение, 1968. 184 с.
190. Демидов П. Г. Технология комбикормового производства Москва : Колос, 1968. 224 с.
191. Демский А. Б. Оборудование для производства муки и крупы. Москва : Агропромиздат, 1990. 351 с:
192. Демский А. Б. Совершенствование комбикормового оборудования промышленных предприятий. Москва : Колос, 1982. 127 с.
193. Демский А. Б., Птушкина Г. Е., Борискин М. А. Комплексное оборудование мукомольных заводов. Москва : Агропромиздат, 1985. 214 с.
194. Дерев'янюк Д. А. Механіко-технологічне обґрунтування процесів зниження травмування насіння зернових культур технічними засобами : дис. ... д-ра техн. Наук: 05.05.11. Тернопіль: ТНТУ, 2018. 416 с.
195. Дереза О. О., Дереза С. В. Аналіз методів моделювання процесу змішування кормів. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. 2014. Випуск 4 (1). С. 95–100.
196. Джонс Д. К. Методы проектирования [пер. С англ. 2-е изд.]. Москва : Мир, 1986. 326 с.
197. Діденко В. В. Нарис історії Національного аграрного університету (до сторіччя заснування). Київ : Аграрна наука, 1998. 175 с.
198. Дідур В. А., Чебанов А. Б. Динаміка дисперсної фази запиленого повітряного потоку у вертикальному потоці пневмосепараторів рушанки рицини. *Вісник ХНТУСГ.* 2012. Вип.124. т.1. С.52-63.

199. Дідух В. Ф., Онюх Ю. М., Дуць І. З. Дослідження процесу подрібнення стебел льону олійного. *Сільськогосподарські машини*. 2018. Випуск 39. С. 34-42.
200. Дідух В. Ф., Панасюк С. Г. Основи збереження сільськогосподарської продукції: навчальний посібник Луцького національного технічного університету. Луцьк : Вежа-Друк. 2016. 243 с.
201. Дідух В. Ф., Цизь І. Є. Дозування сипких зв'язних матеріалів під час виробництва органо-мінеральних добрив: монографія. *Луцький національний технічний університет*. Луцьк : РВВ Луцького НТУ. 2017. 185 с.
202. Дідух В. Ф., Сацюк В. В. Вплив процесу змішування на якість гранульованих органо-мінеральних добрив. *Сільськогосподарські машини: зб. Наук. Ст.* Луцьк, 1999. Вип. 5. С. 89–92.
203. Дмитрів Д. В. Оптимізація конструктивних параметрів робочих органів кормозмішувачів. *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. 2003. Т.8, №4. С. 37-43.
204. Дмитрів Д. В. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів малогабаритних кормозмішувачів : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11. Тернопіль, 2001. 47 с.
205. Доценко П. Д. О Колебаниях и устойчивости прямолинейного трубопровода. *Прикладная механика*. 1971. Вип.3. С.85– 91.
206. Дрогалин В., Жиганков Б. В., Карпов М. В. Очистка семян от трудноотделимых примесей. Москва : Колос, 1978. 127с.
207. Дубчак Н. А. Обґрунтування параметрів та режимів роботи очисника вороху кормових буряків : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11. Тернопіль, 2011. 21 с.
208. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія та практикум з програмним забезпеченням: навчальний посібник. Київ : НТУУ «КПІ», 1998. 408 с.
209. Душинський Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Москва : Наука, 1976. 279 с.

210. Дячун А. Винтовой конвейер с вращающимся цилиндрическим кожухом. *Научные труды Русенского университета «Ангел Кънчев»: Сельскохозяйственная техника и технологии. Аграрные науки и ветеринарная медицина. Ремонт и надежность.* 2012. Том 51. С. 31–35.

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

212. Эластична муфта /варіанти/: пат. 45617 Україна : F16D 3/50 / Р. В. Комар, І. Б. Гевко. - № 2001042847; заявл. 25.04.01; опубл. 15.04.02, Бюл. №4. – 6 с.

213. Елизаров В. П., Матвеев А. С. Современные средства предварительной очистки зерна. *Механизация и электрификация сельского хозяйства* . 1986. No 8. С. 60-64.

214. Ермольев Ю. И. Применение гофрированных подсевных решет для очистки зерновых культур. *Тракторы и сельско-хозяйственные машины.* 1984. No 6. С. 17-18.

215. Ерохин М. Н., Карп А. В. Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения. Москва : Колос, 1999. 228 с.

216. Желтов В. П., Новширванов А. Г. Расчет производительности и мощности вертикального шнека. *Тр. Казанского химико-технологического института им. Кирова.* Казань : КХТИ, 1971. Вип. 42. С. 79– 88.

217. Жермен П. Курс механики сплошных сред: пер. С франц. Москва : Высшая школа, 1983. 400 с.

218. Жислин Я. М. Оборудование для производства комбикормов, обогатительных смесей и премиксов. 2-е изд., доп. И перероб. Москва : Колос, 1981. 319 с.

219. Журавлев А. З., Верзилов Ю. Н., Егоров В. А. Изготовление шнеков для зерноуборочных комбайнов. *Кузнечно-штамповочное производство*. – Москва, 1980. №5. С. 29-31.
220. Заблонский К. И. Детали машин. Киев : Вища школа, 1985. 506 с.
221. Завражнов А. И., Николаев Д. И. Механизация приготовления и хранения кормов. Москва : Агропромиздат, 1990. 336 с.
222. Зажигаев Л. С., Кишьян А. А., Романиков Ю. И. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. Москва : Атомиздат, 1978. 258 с.
223. Заика П. М. Вибрационное перемещение твердых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах. Київ : УСХА, 1998. 499 с.
224. Заика П. М. О выборе параметров винтовых транспортеров зерновых комбайнов. *Сельхозмашина*, 1958. № 2. С. 22–24.
225. Заика П. М., Ридный В. Ф., Минайло А. В. Забиваемость решет. *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства*. 1977. №8. С. 40.
226. Залуцький С. З. Обґрунтування параметрів шнеків з робочою еластичною поверхнею для транспортування сільськогосподарських матеріалів : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.05. Тернопіль, 2018. 20 с.
227. Запобіжна муфта : пат. 43170А Україна : F16D 7/06 / Р. В. Комар, І. Б. Гевко, В. В. Камишанов. - № 2001031867; заявл. 20.03.01; опубл. 15.11.01, Бюл. № 10. – 5 с.
228. Запобіжна фрикційна муфта : пат. 43103А Україна : F16D 7/06 / І. Б. Гевко. - № 2001021161; заявл. 19.02.01; опубл. 15.11.01, Бюл. № 10. – 4 с.
229. Запобіжна фрикційна муфта : пат. 52273А Україна : F16D 7/02 / І. Б. Гевко. - № 2002042594; заявл. 02.04.02; опубл. 16.12.02, Бюл. № 12. – 5 с.
230. Запобіжний пристрій транспортно-технологічних систем : пат. 46979А Україна : F16D 7/06 / І. Б. Гевко. - №2001021160; заявл. 19.02.01; опубл. 17.06.02, Бюл. № 6. – 5 с.

231. Запобіжна кулькова муфта: пат. 10251 Україна F16D 7/06 / І. Б. Гевко, В. Б. Левенець, І. Я. Новосад, І. Є. Казюка. - № у 200502946; заявл. 31.03.05; опубл. 15.11.05, Бюл. № 11. – 6 с.
232. Запобіжна кулькова муфта : пат. 6530 Україна : F16D 7/06 / І. Б. Гевко, І. В. Логуш. - № 20040907714; заявл. 22.09.04; опубл. 16.05.05, Бюл. № 5. – 4 с.
233. Запобіжна кульково-роликівна муфта : пат. №77158 Україна : F16D 7/06 / І. Б. Гевко, Р. І. Лотоцький. - № у 201210559; заявл. 07.09.2012.; опубл. 25.01.2013, Бюл. № 2. – 4 с.
234. Запобіжна муфта : пат. 34510 Україна : F16D 43/00 / І. Б. Гевко, Р. В. Комар, А. В. Матвійчук. - № у 200804076; заявл. 31.03.08; опубл. 11.08.08, Бюл. № 15. – 3 с.
235. Запобіжна муфта : пат. 35922 Україна : F16D 43/00 / І. Б. Гевко, Р. В. Комар, А. В. Матвійчук. - № у 200805534; заявл. 29.04.08; опубл. 10.10.08, Бюл. № 19. – 4 с.
236. Запобіжна реверсивна муфта : пат. 4281 Україна : F16D 7/06 / І. Б. Гевко. - № 20040402774; заявл. 15.04.04; опубл. 17.01.05, Бюл. № 1. – 5 с.
237. Запобіжний компенсатор пускового моменту : пат. 54646 Україна : F16D 7/06 / І. Б. Гевко. - № у 201002148; заявл. 26.02.10; опубл. 25.11.10, Бюл. №22. – 5 с.
238. Захисний пристрій механізмів машин від перевантаження : пат. 43102А Україна : F16D 7/06 / Б. В. Гупка, І. Б. Гевко. - № 2001021159; заявл. 19.02.01; опубл. 15.11.01, Бюл. № 10. – 6 с.
239. Зельнер В. Р. Приготовление и использование полнорационных кормов в промышленном животноводстве. Москва : ВНИИТЭИСХ, 1972. 87 с.
240. Зенков Р. Л. Бункерные устройства. Москва : Машиностроение. 1972. 182 с.
241. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов. Москва : Машиностроение, 1973. 220 с.
242. Зенков Р. Л., Гриневич Г. П., Исаев В. С. Бункерные устройства. Москва : Машиностроение, 1977. 222 с.

243. Зенков Р. Л., Ивашков И. И., Колобов Л. Н. Машины непрерывного транспорта. Москва : Машиностроение, 1987. 320 с.
244. Зимин Е. М. Комплексы для очистки сушки и хранения семян в нечерноземной зоне. Москва : Россельхозиздат, 1978. 158с.
245. Змішувач гвинтовий гравітаційний : пат. 50935 Україна : В01F 7/00 / О. Л. Ляшук, Р. Р. Івасечко, І. Б. Гевко, Р. О. Любачівський, О. М. Клендій. - № у 200914011; заявл. 31.12.09; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12. – 5 с.
246. Змішувач гвинтовий з замкнутим циклом роботи : пат. 34406 Україна В01F 7/00 / І. Б. Гевко, В. Б. Левенець, М. Р. Гевко. - № у 200803172; заявл. 12.03.08; опубл. 11.08.08, Бюл. № 15. – 5 с.
247. Змішувач гвинтовий з пересипом : пат. 34056 Україна В01F 7/00 / І. Б. Гевко, В. Б. Левенець, Б. М. Гевко, О. М. Клендій. - № у 200802639; заявл. 29.02.08; опубл. 25.07.08, Бюл. № 14. – 4 с.
248. Зуев И. М., Сорокин Э. П., Шпыро А. В. Монтаж, эксплуатация и ремонт машин в животноводстве. Москва : Агропромиздат, 1988. 447 с.
249. Зуев Ф. Г., Лотков Н. А., Полухин А. И. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий. Москва : Колос, 1978. 264 с.
250. Иванов В. Г. Исследование режимов работы скоростных винтовых транспортеров зернопогрузчиков : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.20.04. Иркутск, 1963. 18 с.
251. Иванов Н. М. Определение факторов, существенно влияющих на процесс сепарации струнными коническими решетками. *Совершенствование технологии и технических средств послеуборочной обработки зерна*. Новосибирск: Сиб. НИИМЭХ, 1990. С. 54-59.
252. Иванов Ю. В. Анализ работы винтовых транспортеров с полимерными покрытиями. *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства*. Москва, 1964. № 5. С. 33-35.
253. Исаев, Ю. М., Губейдуллин Х. Х., Семашкин Н. М., Гришин О. П. К вопросу о вертикальном перемещении сыпучего материала. *Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии*. 2012. № 4. С. 122 – 126.

254. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини. Київ : Вища школа, 1993. 412 с.
255. Капаціла Ю. Б. Розробка і дослідження технологічних процесів багатофункціональних агрегатів для кормовиробництва : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.20.01. Луцьк, 1999. 18 с.
256. Капустин В. П. Обоснование способов и средств переработки бесподстилочного навоза. Тамбов : Изд-во Тамб. Гос. Техн. Ун-та, 2002. 80 с.
257. Карданний гвинтовий секційний робочий орган: пат. 18652 Україна. № u 200605569; заявл. 22.05.06; опубл. 15.11.06, Бюл. № 11. 5 с.
258. Каудерер Г. Нелинейная механика : [пер. С нем. Я. Г. Пановко]. Москва : ИЛ, 1961. 777 с.
259. Кищенко А. И. Исследование винтового конвейера с импульсным вращением : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.05. Челябинск, 1972. 22 с.
260. Кіндрацький Б. І., Сулим Г. Т. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій. Львів : КІНПАТРИ ЛТД, 2003. 280 с.
261. Классификатор сыпучих материалов. А.с. 1450886 СССР / Б. М. Гевко. – No 41850229/29-03; заявл. 19.01.87; опубл. 15.01.89, Бюл. No 2. – 3 с.
262. Коба В. Г., Брагинец Н. В., Мурусидзе Д. Н., Некрашевич В. Ф. Механизация и технология производства продукции животноводства. Москва : Колос, 1999. 528 с.
263. Кован В. М. Машиностроение: энциклопедический справочник : в 15-ти т. Москва : Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, Т. 9. 1949. С. 1101–1104.
264. Кожуховский И. Е. Зерноочистительные машины. Москва : Машиностроение, 1974. 200 с.
265. Колодий А. С. Математическое описание поведения зерновок подсолнечника в воздушном потоке разделительных установок. *Motrol. Lublin-Rzeszow*, 2015. Vol.17.№9. p. 9-13.
266. Колосникова решетка: а.с. 732027 СССР / Б. М. Гевко. – No 2512157/29-03; заявл. 01.08.77; опубл. 05.05.80, Бюл. No 17. – 3 с.

267. Конвеєри гвинтові. Загальні технічні вимоги : ДСТУ 2672:94. Київ : Держспоживстандарт України, 1995. 10 с.
268. Конвейеры: Справочник / под общ. Ред. Ю. А. Пертена. Ленинград : Машиностроение, 1984. 367 с.
269. Коновалов, В. В. Расчет оборудования и технических линий приготовления кормов (примеры расчетов на ЭВМ): учебное пособие ПГСХА, 2002. 206 с.
270. Консольный грохот: а.с. 54062 СССР / Б. М. Гевко. – №1360648/03; заявл. 08.09.69; опубл. 30.12.76, Бюл. № 48. – 2 с.
271. Контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків : пат. 35182 Україна : G01B 3/20 / І. Б. Гевко, О. А. Колесник, О. П. Кочубинська, В. Б. Левенець, М. Р. Гевко, А. Я. Палюх. - № у 200802060; заявл. 18.02.08; опубл. 10.09.08, Бюл. № 17. – 3 с.
272. Контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів шнеків : пат. 22781 Україна : G01B 3/02 / І. Б. Гевко, А. П. Драган, І. Я. Новосад, О. А. Колесник. - № у 200613681; заявл. 25.12.06; опубл. 25.04.07, Бюл. № 5. – 4 с.
273. Корнеев Г. В. Транспортеры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. *Теория и проектирование*. Киев : Машгиз, 1961. 231 с.
274. Косилов Н. И. Исследование и обоснование параметров сепаратора с противоточной удельной загрузкой вороха во встречный воздушный поток. *Науч. Тр. ЧИМЭСХ*. 1977. Вып. 131. С.62-70.
275. Котов Б. І., Волошин М. І. Перспективи розвитку конструкцій зерно-насінноочисної техніки. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. Кіровоград: КДТУ, 2001. Вип. 31. С.110-112.
276. Котов Б. І., Деревенько А. І., Степаненко С.П. Дослідження ефективності сепарації зернових матеріалів на ступінчасто-конічному решеті вібровідцентрових машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця : ВНАУ. 2017. №2 (85). С. 99-102.
277. Котов Б. І., Коваль С. І., Шустик Л. М. Технічні засоби для зберігання зерна в господарствах України. *Пропозиція*.1999. №10. С.12-17.

278. Котов Б. И., Степаненко С. П., Пастушенко М. Г. Дослідження шляхів підвищення ефективності віброрешітних сепараторів зерна і насіння. *Вибрації в техніці і технологіях*. 2004. № (35). С. 61–63.
279. Кошелев А. Н. Производство комбикормов и кормовых смесей Москва : Агропромиздат, 1986. 176 с.
280. Кошляков Н. С., Глинер Э. Б., Смирнов М. М. Уравнения в частных производных математической физики. Москва : Высшая школа, 1970. 710 с.
281. Красников В. В. Методы определения оптических и терморadiационных характеристик пищевых продуктов. Москва. 1972. 175 с.
282. Красников В. В. Подъёмно-транспортные машины. Москва : Агропромиздат, 1987. 272 с.
283. Красников В. В., Волков Ю. И. Экспериментально-теоретические основы определения производительности винтового транспортера. *Механизация погрузочно-разгрузочных и транспортных работ в сельскохозяйственном производстве*. Саратов, 1977. Вып. 101. С. 67–81.
284. Кузнецов В. В. Исследование технологического процесса и определение рациональных параметров сепаратора с вентилятором без кожуха для предварительной очистки вороха : автореф. Дис. ... канд. Тех. Наук. Воронеж, 1969. 16с.
285. Кузнецов Ю. М. Прогнозування розвитку технічних систем Київ : ТОВ «ЗМОК», 2004. 323 с.
286. Кузнецов Ю. М., Луців І. В., Дубиняк С. А. Теорія технічних систем. Тернопіль : ТНТУ, 1997. 310 с.
287. Кузьмин М. В. Эластичное цилиндрическое решето. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1987. №1. С. 56.
288. Кукта Г. М. Машины и оборудование для приготовления кормов. Москва : Агропромиздат, 1987. 303 с.
289. Кукта Г. М. Методика определения неравномерности смешивания кормов. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. Киев, 1985. № 1. С. 44–46.

290. Кукта Г. М., Гейфман В. П., Дешко В. І. Удосконалення експлуатації машин і обладнання тваринницьких ферм та комплексів. Київ : Урожай, 1989. 224 с.
291. Кукта, Г. М. Технология переработки и приготовления кормов. Москва : Колос, 1978. 240 с.
292. Кулаковский И. В., Кирпичников Ф. С., Резник Е. И. Машины и оборудование для приготовления кормов. Ч.1. Справочник. Москва : Россельхозиздат, 1987. 285 с.
293. Куликівський В. Л. Вплив шнекових транспортувальних пристроїв на показники якості насіння зернових культур. *Інженерія природокористування*, 2018, №2(10). С. 108 – 114.
294. Куликівський В. Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11. Вінниця, 2012. 20 с.
295. Кулькова запобіжна муфта : пат. 9218 Україна : F16D 7/06 / А. О. Вітровий, В. Б. Левенець, І. Я. Новосад, І. Б. Гевко. - № у 200501701; заявл. 24.02.05; опубл. 15.09.05, Бюл. № 9. – 4 с.
296. Курейчик В. М. Математическое обеспечение конструкторского и технологического проектирования с применением САПР. Москва : Радио и связь, 1990. 352 с.
297. Куцин Л. М. Механико-технические основы создания транспортирующих, дозирующих и смешивающих устройств для приготовления кормов на животноводческих фермах : автореф. Дис. ... доктора техн. Наук : 05.20.04. Ростов-на-Дону, 1982. 38 с.
298. Лещук Р. Я. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів. Дис. канд. Техн. Наук: 05.02.02. Тернопіль, 2004. 185 с.
299. Лещук Р., Гевко І., Комар Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів. *Вісник ТДТУ*. 2003. Т. 8, № 4. С.56–61.

300. Лінник М. К. Розробка і дослідження забірно-змішуючого органу мобільного змішувача-навантажувача безперервної дії. *Збірник наукових праць Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва»*. Київ. 2000. Т.8. С. 435–444.

301. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р., Рогатинська Л. Р. Динаміка гвинтових конвеєрів. *Вісник ТНТУ*. 2010. Том 15. № 3. С. 100–105.

302. Ловейкін В. С. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів. *Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету*, 2005. Випуск 23. С. 181-195.

303. Ловейкін В. С. Обґрунтування параметрів і режимів роботи вивантажувальних пристроїв комбайнів: монографія. Київ : Компрінт, 2012. 268 с.

304. Ловейкін В. С. Оптимальний динамічний синтез перехідних режимів руху механізмів і машин. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. 2004. Вип. 21. С. 9–19.

305. Ловейкін В. С., Рибалко В. М., Гудова А. В. Методика експериментального дослідження динаміки руху тихохідного гвинтового змішувача. *Збірник наукових праць Полтавського національного технічного університету (галузеве машинобудування, будівництво)*, 2013. Випуск 1 (36). С. 40-46.

306. Ловейкін В. С., Рибалко В. М., Гудова А. В. Порівняння теоретичних та експериментальних досліджень динаміки пуску гвинтового конвеєра-змішувача. *Науковий вісник*. 2013. Випуск 185. С. 304-311.

307. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів. *Зб. Наук. Пр. Вінницького держ. Аграр. Ун-ту*, 2005. Випуск 23. С. 181–195.

308. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. До розрахунку швидкохідних гвинтових конвеєрів. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. – Мелітополь. 2004. С. 130-141.

309. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. Моделювання та керування навантаженням гвинтових конвеєрів. *Праці I Міжнародної науково-технічної конференції «DSR AM – I»*. Тернопіль, 2004. С. 163–169.
310. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Теорія технічних систем : навч. Посібник для студентів спеціальності 133-Галузеве машинобудування. *Національний університет біоресурсів і природокористування України*. Київ : ЦП «Компринт», 2017. 292 с.
311. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Кульпін Р. А. Динаміка й оптимізація машин : навчальний посібник. *Національний університет біоресурсів і природокористування України*. Київ : ЦП «Компринт». 2018. 309 с.
312. Ловейкін В. С., Хмельовський В. С., Гудова А. В. Підвищення ефективності роботи мобільних змішувачів-роздавачів кормів. *Вісник Сумського національного аграрного університету*, 2016. Випуск 10/2 (30). С. 107-111.
313. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Ляшко А. П. Обґрунтування параметрів молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна : монографія. Київ : Компринт, 2016. 238 с.
314. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Шимко Л. С. Аналіз робочих процесів вивантажувальних пристроїв: монографія. Ніжин. 2010. – 165 с.
315. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Шимко Л. С. Обґрунтування змішаних (гібридних) дискретно-континуальних моделей для аналізу процесу транспортування зерна. *Хранение и переработка зерна : научно-практический журнал*. 2016. №1. С. 40-44.
316. Ловейкін В. С., Яворська А. В. Багатомасова модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу зі змінним опором. *Motrol*, 2011. 13В. С. 124-129.
317. Ловейкін В. С., Яворська А. В. Вплив коефіцієнта дисипації на динаміку руху кормозмішувача гвинтового типу. *Науковий вісник*. 2012. Випуск 170. С. 49-55.
318. Ловейкін В. С., Яворська А. В. Дослідження динаміки руху гвинтового кормозмішувача із врахуванням дисипативних сил. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства*

України, 2012. Випуск 16 (30). С. 488-495.

319. Ловейкін В. С., Яворська А. В. Математична модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу. *Сільськогосподарські машини*, 2011. Випуск 21. С 255-264.

320. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів. *Підйомно-транспортна техніка*. Київ, 2004. № 2. С. 8–15.

321. Лузан П. Г., Васильковський А. М., Мачок Ю. В. Интенсификация процесса сепарирования зерновых материалов под действием инерционных силовых полей. *Проблеми конструювання та експлуатації с.-г. техніки*. Кіровоград : КІСМ, 1997. С. 72-74.

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

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

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

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

326. Ляпощенко О. О. Моделювання процесів сепарації та розробка методики розрахунку трифазного сепаратора. *Наукові праці*. Одеса : ОНАХТ, 2019. Випуск 47. С. 62-66.

327. Ляшук О. Л. Науково-прикладні основи створення транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин : дис. ... д-ра техн. Наук: 05.05.11. Тернопіль: ТНТУ, 2015. 451 с.

328. Ляшук О. Л. Результати експериментальних досліджень неоднорідності змішування сипких матеріалів гвинтовим гофрованим робочим органом. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2014. Випуск 144. С. 117–122.

329. Ляшук О. Л., Рогатинська О. Р., Слободян Л. М., Гудь В. З., Клендій В. М., Гупка В. В. Стенд і результати дослідження гвинтового завантажувача сипких матеріалів. *Міжнародна науково-практична конференція «Технічний прогрес в АПК»*. Харків, 2019. С. 226-232.

330. Макаров Ю. И. Аппараты для смешения сыпучих материалов. Москва : Машиностроение, 1993. 216 с.

331. Малюта С. И. Обоснование технологического процесса и параметров семяочистительной пневмоцентрифуги : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.20.01. Глеваха, 1989. 21 с.

332. Мартинців М. П., Сокіл Б. І., Сокіл М. Б. Хвильові процеси в однорідних нелінійно-пружних системах і методи їх дослідження. *Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість*. Львів : УДЛТУ, 2003. Вип. 28. С. 81–89.

333. Мельников С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм. Львов : Колос, 1978. 560 с.

334. Мельничук А. Л. Обґрунтування конструкції та параметрів полого нахилоного гвинтового конвеєра з обертовим кожухом : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.05. Тернопіль, 2018. 20 с.

335. Митропольский Ю. А., Лимарченко О. С. К вопросу об асимптотических приближениях для медленных волновых процессов в нелинейных диспергирующих средах. *Укр. Мат. Журн.* 1998. 59, №3. С. 357 – 371.

336. Митропольский Ю. А., Мосеенков Б. И. Асимптотические решения уравнений в частных производных. Киев : Вища школа, 1976. 484 с.

337. Михайлов С. Н., Вачагин К. Д. К вопросу о поступательной скорости движения массы сыпучего материала в горизонтальном односпиральном гибком шнеке. *Спирально-винтовые транспортеры (гибкие шнеки) и смесители. Сб. статей.* Казань, 1970. С. 87–96.

338. Михайлов С. Н., Вачагин К. Д., Труфанов А. А. О мощности, потребляемой односпиральным гибким шнеком при перемещении порошкообразных и мелкозернистых материалов на горизонтальной трассе транспортирования. *Спирально-винтовые транспортеры (гибкие шнеки) и смесители. Сборник статей.* Казань, 1970. С. 118–125.

339. Моисеев Н. Н. Асимптотические методы нелинейной механики. Москва : Наука, 1981. 400 с.

340. Мойсеева Н. К. Выбор технических решений при создании новых изделий. Москва : Машиностроение, 1980. 181 с.

341. Морин И. В. Упрощение расчета производительности шнека. Москва, 1964. Выпуск 18. С. 61–67.

342. Мюллер И. Эвристические методы в инженерных разработках [пер. С нем]. Москва : Радио и связь, 1984. 144 с.

343. Мякин В. Н., Шалдаев Б. П., Крапивин Ю. А. Изучение возможности сортирования семян пшеницы в воздушном потоке. *Сб. научных трудов Саратовского СХИ.* 1975. Вып.49. С.126-129.

344. Нелюбов А. И., Ветров Е. Ф. Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных предприятий. Москва : Машиностроение, 1977. 190с.

345. Низькочастотна запобіжна муфта: пат. 4284 Україна. № 20040402780; заявл. 15.04.04; опубл. 17.01.05, Бюл. № 1. 3 с.

346. Новосад І. Я. Технологічне забезпечення виготовлення секцій робочих органів гнучких гвинтових конвеєрів: дис. ... канд. Техн. Наук: 05.02.08. Тернопіль. ТДТУ, 2007. 229 с.
347. Олейников В. Д. и др. Агрегаты и комплексы для послеуборочной обработки зерна. Москва : Колос, 1977. 112 с.
348. Омельченко О. О., Ткач Б. Д. Довідник по механізації тваринницьких і пташиних ферм і комплексів. Київ : Урожай, 1982. 271 с.
349. Остапчук Н. В. Оптимизация технологических процессов на землеперерабатывающих предприятиях. Москва : Колос, 1974. 144 с.
350. Павловский М. А. Путья Т. В. Теоретическая механика : для студентов вузов. Киев : Вища школа, 1985. 328 с.
351. Пальчевський Б. О. Інформаційні технології проектування технологічного устаткування: Монографія. Луцьк : Луцький НТУ, 2012. 572 с.
352. Панин И. Г. Методика оценки однородности комбикормовой продукции. *Аграрная наука*. 2004. №8. С. 21-22.
353. Паньків М. Р. Експериментальні дослідження сепарації вороху коренеплодів кулачково-вальцьовим очисником. *Науковий вісник Національного аграрного університету*. 2002. Випуск 49. С. 253–262.
354. Паньків М. Р. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів гвинтово-еліпсного очисника бурякозбиральних машин : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11. Тернопіль, 2003. 21 с.
355. Першин В. Ф. Методы расчета и новые конструкции машин барабанного типа для переработки сыпучих материалов; дис... доктора техн. Наук. Тамбов, 1994. 431 с.
356. Першин В. Ф. Селиванов Ю. Т., Орлов А. В. Механизм пересчета концентраций компонентов по подслоям в барабанном смесителе. *Хим. И нефтегазовое машиностроение*. 2003. No 2. С. 5-8.
357. Пикуза И. Ф. Теоритические основы новых методов сепарирования зерна. Йошкар-Ола: Марийское кн. Изд-во, 1957. 319с.

358. Пилипець М. І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин: дис. Д-ра. Техн. Наук: 05.02.08. Нац. У-нт «Львів. Політехніка». Львів, 2002. 445 с.
359. Пилипець М. І., Гудь В. З. Визначення силових параметрів в процесі профілювання зовнішнього ребра гвинтової заготовки. *Матеріали XII наукової конференції ТДТУ ім. Ів. Пулюя.* (Тернопіль, 14-15 травня 2008). Тернопіль, 2008. С. 60.
360. Пік А. І. Підвищення технічного рівня засобів механізованого переміщення сипких сільськогосподарських матеріалів по криволінійних трасах : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.20.01. Луцьк, 1999. 20 с.
361. Плавинский В. И. Машины непрерывного транспорта. Москва : Машиностроение, 1969. 719 с.
362. Погорелый Л. В., Татьяна П. В. Свеклоуборочные машины. Киев : Техника, 1983. 168 с.
363. Погорілий Л. В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління. *Механізація сільськогосподарського виробництва.* 2003. Вип. 20. С. 10–26.
364. Поєдинок В. Ю. Довідник з механізації кормовиробництва. Київ : Урожай, 1980. 216 с.
365. Половинкин А. И. Методы инженерного творчества: [учеб пособие]. Волгоград : ВолгПИ, 1984. 368 с.
366. Половинкин А. И. Основы инженерного творчества: [учеб. Пособие для студентов вузов]. Москва : Машиностроение, 1988. 368 с.
367. Пономарев В. И. Винтовые транспортеры. Москва : Стандартизация и рационализация, 1933. С. 105–106.
368. Преображенский П. А. Определение оптимальной угловой скорости транспортирующего винта быстроходного шнека. *Тр. КХТИ им. С.М. Кирова.* Кирово, 1965. Вип. 35. С. 21–24.

369. Преображенский, П. А. Сравнительная оценка методов расчета производительности односпирального гибкого шнека. *Химическое и нефтяное машиностроение*. 1970. № 3.

370. Привідний механізм з мікрометричним регулятором : пат. 33222 Україна. № u 200802185; заявл. 20.02.08; опубл. 10.06.08, Бюл. № 11. 6 с.

371. Пристрій для навивання профільних спіральних шнеків: пат. 54056А Україна : F16D 43/00 / І. Б. Гевко, І. І. Брошак, Р. Р. Івасечко, Г. С. Нагорняк. - № 2002043532; заявл. 26.04.02; опубл. 17.02.03, Бюл. №2. – 3 с.

372. Пристрій для неперервного навивання профільних гвинтових спіралей : пат. 39649А. Україна : B21D 11/06 / І. Б. Гевко. - № 000116688; заявл. 17.11.00; опубл. 15.06.01, Бюл. № 5. – 4 с.

373. Пристрій для формоутворення профільних гвинтових елементів на крок : пат. 62616А Україна : B21D 11/06 / І. Б. Гевко, А. П. Драган, О. Л. Ляшук. - № 2003043403; заявл. 15.04.03; опубл. 15.12.03, Бюл. № 12. – 4 с.

374. Пристрій для виготовлення профільних гвинтових елементів : пат. 44468 Україна : B21D 11/06 / А. Я. Палюх, І. Б. Гевко, О. Л. Ляшук, Р. Р. Івасечко, А. Б. Гупка. - № u 200902594; заявл. 23.03.09; опубл. 12.10.09, Бюл. № 19. – 4 с.

375. Пристрій для навивання гвинтових заготовок : пат. 92617 Україна : B21D 11/06 / І. Б. Гевко, П. В. Босюк, В. З. Гудь, О. В. Катрич. - №u201402972; заявл. 24.03.14 ; опубл. 26.08.14, Бюл. № 16/2014. – 4 с.

376. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою : пат. 104783 Україна : B21D 11/06 / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатинський, М. І. Пилипець, І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О. В. Катрич. - № u201503707; заявл. 20.04.15; опубл. 25.02.16, Бюл. № 4/2016. – 4 с.

377. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою : пат. 98976 Україна : B21D 11/06 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, І. М. Кучвара, О. В. Катрич. - № u201413362; заявл. 12.12.14; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9/2015. – 5 с.

378. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою : пат. 127385 Україна : B29C 53/32, B29C 53/56, B21D 11/06 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О.

А. Круглик, О. В. Синишин. - № u201802507; заявл. 12.03.18; опубл. 25.07.18, Бюл. № 14/2018. – 3 с.

379. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою : пат. 127375 Україна : В29С 53/32, В29С 53/56, В21D 11/06 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О. А. Круглик, О. В. Синишин. - № u201802467; заявл. 12.03.18; опубл. 25.07.18, Бюл. № 14/2018. – 4 с.

380. Пристрій для навивання гвинтових спіралей обертовою втулкою : пат. 127321 Україна : В21D 11/06 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, О. А. Круглик. - № u201802002; заявл. 26.02.18; опубл. 25.07.18, Бюл. № 14/2018. – 4 с.

381. Пристрій для навивання еліпсних гвинтових заготовок : пат. 50934 Україна : В21D 11/06 / С. В. Пономаренко Сергій Володимирович (UA); В. М. Стефанів Володимир Михайлович (UA); О. Л. Ляшук, І. Б. Гевко, В. І. Диня, Р. О. Любачівський. - № u 200914007; заявл. 31.12.09; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12. – 5 с.

382. Пристрій для навивання еліпсних гвинтових заготовок : пат. 98903 Україна : В21D 11/06 / В. З. Гудь, А. Є. Дячун, І. М. Кучвара, Л. І. Саранчук, І. Б. Гевко. - № u201412903; заявл. 02.12.14; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9/2015. – 4 с.

383. Пристрій для навивання і калібрування гвинтових заготовок : пат. 37301 Україна : В21D 11/00 / І. Б. Гевко, А. Я. Палюх, Р. Р. Івасечко, О. Л. Ляшук. - № u 200807191; заявл. 23.05.08; опубл. 25.11.08, Бюл. № 22. – 5 с.

384. Пристрій для навивання профільних гвинтових заготовок : пат. 11367 Україна : В21D 11/06 / І. Б. Гевко, О. Л. Ляшук, А. П. Драган, І. В. Ковбашин, І. З. Солодкий. - № u 200506516; заявл. 04.07.05; опубл. 15.12.05, Бюл. № 12. – 4 с.

385. Пристрій для навивання різнопрофільних гвинтових елементів транспортно-технологічних систем : пат. 47173А Україна : В21D 11/06 / М. І. Пилипець, В. В. Васильків, І. Б. Гевко, І. Б. Гевко, В. З. Гудь, Ю. Б. Харий. - № 2001085771; заявл. 14.08.01; опубл. 17.06.02, Бюл. № 6. – 4 с.

386. Пристрій для неперервного навивання різнопрофільних гвинтових заготовок на оправку : пат. 48611 Україна : В21D 11/06 / С. В. Пономаренко, А. Я. Палюх, О. Л. Ляшук, І. Б. Гевко, Р. Р. Івасечко. - № u 200910218; заявл. 08.10.09; опубл. 25.03.10, Бюл. № 6. – 6 с.

387. Просеивающая поверхность : а.с. 1031535 СССР / Б. М. Гевко. - №29978511/29-03; заявл. 23.10.80; опубл. 30.07.83, Бюл. № 28. 3 с.
388. Профільна запобіжна муфта : пат. 34044 Україна : F16D 7/06 / І. Б. Гевко. - № u 200802377; заявл. 25.02.08; опубл. 25.07.08, Бюл. № 14. – 6 с.
389. Пружно-компенсуюча муфта (варіанти) : пат. 45618А Україна : F16D 3/50 / І. Б. Гевко. - № 2001042848; заявл. 25.04.01; опубл. 15.04.02, Бюл. № 4. – 5 с.
390. Пугачев А.Н. Повреждение зерна машинами. Москва : Машиностроение, 1976. 320 с.
391. Радик Д. Л. Розробка і дослідження енергозберігаючих гвинтових живильників : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11. Тернопіль, 1996. 19 с.
392. Ревенко І. І. і Методичні вказівки до проведення лабораторних робіт. Частина 4. Машина для подрібнення стеблових кормів. Київ : НАУ, 2006. 12 с.
393. Ревенко І. І. Машина та обладнання для тваринництва. Київ : Кондор, 2009. 730 с.
394. Ревенко І. І. Методичні вказівки до проведення лабораторних робіт. Частина 3. Машина для обробки коренебульбоплодів. Київ : НАУ, 2014. 13 с.
395. Ревенко Ю. І. Оцінка якості сумісного подрібнення і змішування компонентів комбікормів молотковою дробаркою. *Збірник наукових праць Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва»*. Київ : Видавництво НАУ, 2000. Том ІХ. С. 172-177.
396. Решетов Д. Н. Детали машин. Москва : Машиностроение, 1969. 469 с.
397. Рогатинська О. Р. Обґрунтування параметрів навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.05. Тернопіль, 2006. 20 с.
398. Рогатинський Р. М. Гевко Б. М., Дячун А. Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів. Тернопіль : Вид.-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. 280 с.
399. Рогатинський Р. М. Механіко – технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва : дис. ... д-ра техн. Наук: 05.20.01 ; 05.05.05. Тернопіль, 1997. 574 с.

400. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дмитрів Д. В. Моделювання роботи малогабаритного лопатево-гвинтового змішувача. Луцьк, 2000. Вип. 6. С. 129–135.
401. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дмитрів Д. В., Гудь В. З., Дмитрів О. Р. Моделювання змішування компонентів гвинтовими конвеєрами-змішувачами. *Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини» Луцького національного технічного університету*. 2020. Випуск 45. С. 85-93.
402. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дячун А. Є. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: монографія. Тернопіль : ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. 280 с.
403. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Ляшук О. Л., Гудь В. З., Дячун А. Є., Мельничук А. Л., Слободян Л. М. Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження : монографія. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2019. 212 с.
404. Рогатинський Р. М., Гевко Ів. Б., Дмитрів Д.В., Гудь В. З. Гвинтові конвеєри-змішувачі. *Міжнародна науково-технічна конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» до 60 річчя з дня заснування Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та 175 річчя з дня народження Івана Пулюя, (Тернопіль, 14-15 травня 2020)*. Тернопіль, 2020. С. 15-16.
405. Рогатинський Р. М., Гевко І. Б., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р. Синтез гвинтових транспортно-технологічних механізмів з транспортуючими кожухами. *Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*, Харків : 2016. Випуск 168. С. 149-155..
406. Роках А. Г. Логика и эвристика научно-технических решений [учеб. пос.]. Саратов : САИН, 2005. 153 с.
407. Романова Н. В., Вагарин А. Ю., Усанов Д. А. Основы научно-технического творчества и патентоведения [учеб. Пос.]. Саратов : САИН, 2003. 64 с.
408. Рудь А., Олигов Ю. Метод выбора рационального угла наклона шнековой лопасти винтового конвейера. *Известия высших учебных заведений : Северо-Кавказский регион : технические науки*. 2011. № 5. С. 55–57.

409. Рябов Р. М., Мілько Д. О. Аналіз теоретичних досліджень процесу змішування. Вісник Сумського національного аграрного університету. Механізація та автоматизація виробничих процесів. 2016. Випуск 10/2(30). С. 102—106.
410. Сацюк В. В. Оцінка згладжуючої здатності змішувачів безперервної дії. *Сільськогосподарські машини*. 2016. Випуск 35. С. 88-91.
411. Седов Л. И. Механика сплошной среды. 4-е изд., перераб. И доп. Москва : Наука, 1984. Т. 2. 560 с.
412. Селиванов, Ю.Т. Методы расчета и совершенствования конструкций циркуляционных смесителей, обеспечивающих заданное качество смеси : дис. ... д-ра техн. Наук. Тамбов, 2005. 336 с.
413. Сергеев А. С., Шушол И. Определение эффективности сепарирования семян по плотности в вертикальном воздушном потоке. *Сб. научных трудов МИИСП*. Москва. 1979. Т. 16. Выпуск 1. С.72-76.
414. Сидоренко В. М., Грушко И. М. Основы научных исследований. Харьков : Вища школа, 1978. 200 с.
415. Сисоліна І. П. Обґрунтування конструкції та параметрів шнекового апарата рівномірного висіву : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11. Тернопіль, 2011. 21 с.
416. Скобцов Ю. А., Скобцов В. Ю. Современные модификации и обобщения генетических алгоритмов. *Таврический вестник информатики и математики*. 2004. № 1. С. 60-71.
417. Слоновский Н. В., Заика А. П. Параметры расклинивания семян при ударном методе очистки решет вибрационных семяочистительных машин. *Совершенствование конструкций рабочих органов сельскохозяйственной техники*. Харьков : Харьков, СХИ. 1988. С. 96-104.
418. Сокіл М. Б. Визначення на основі руху оптимальних нелінійних характеристик систем, які описуються рівнянням Клейна-Гордона. *Автоматизація виробничих процесів к машинобудуванні і приладобудуванні*.- Львів. 2010. № 44. С.57-61.

419. Сокіл М. Б. Згинні коливання гнучких елементів систем приводів і структура розв'язку їх математичних моделей. *Вісник НЛТУ України*. 2012. Випуск 22.1. С. 144-147.

420. Сокіл М. Б., Сокіл Б. І. Вимушені коливання гнучких трубчастих тіл, вздовж яких рухається суцільний потік середовища. *Вісник НУ «Львівська політехніка»*. 2017. №866. 60-65 с.

421. Спиваковский А. О. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. Москва : Машиностроение, 1972. 326 с.

422. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. Москва : Машиностроение, 1968. 504 с.

423. Спосіб профілювання гвинтових заготовок і оправка для його здійснення : пат. 45678А Україна : F16D 3/50 / Р. В. Комар, І. Б. Гевко, Б. Б. Гладич, Р. Я. Лещук. - № 2001063709; заявл. 01.06.01; опубл. 15.04.02, Бюл. № 34. – 6 с.

424. Спосіб виготовлення гвинтових заготовок з листового прокату : пат. 6426 Україна B21D 11/06 / В. В. Васильків, Д. Л. Радик, І. Б. Гевко. - № 20040806660; заявл. 10.08.04; опубл. 16.05.05, Бюл. № 5. – 4 с.

425. Спосіб виготовлення гвинтових стрічкових робочих органів : пат. 61354А Україна : B21D 11/06 / І. Б. Гевко, Р. Я. Лещук. - № 2003010130; заявл. 03.01.03; опубл. 17.11.03, Бюл. № 11. – 5 с.

426. Спосіб виготовлення гофрованих гвинтових заготовок : пат. 6431 Україна : B21H 3/00 / І. Б. Гевко, А. П. Драган, А. Є. Дячун. - № 20040806681; заявл. 10.08.04; опубл. 16.05.05, Бюл. № 5. – 4 с.

427. Спосіб виготовлення навитих заготовок і верстат для його здійснення : пат. 52284А Україна B21D 11/06 / М. І. Пилипець, І. Б. Гевко, І. М. Шевчук, В. З. Гудь. - № 2002042622; заявл. 02.04.02; опубл. 16.12.02, Бюл. № 12. – 4 с.

428. Стенд для дослідження кута закручування секційних робочих органів гвинтових подавальних механізмів : пат. 3771 Україна : B65G 33/00 / Я. Ю. Вовк, Р. Я. Лещук, І. Б. Гевко. - № 2004031784; заявл. 11.03.04; опубл. 15.12.04, Бюл. № 12. – 4 с.

429. Стенд для дослідження механічних систем в автоматичному режимі керування : пат. 61115 Україна : G01L 5/00 / І. Б. Гевко, І. І. Броцак, В. З. Сай, О.

Л. Ляшук, С. В. Пономаренко, Р. В. Комар. - № и 201002148; заявл. 26.02.10; опубл. 25.11.10, Бюл. № 22. – 4 с.

430. Стенд для дослідження механічних систем приводів : пат. 75956 Україна : G01M 13/00 / Р. М. Рогатинський, І. Б. Гевко, О. Л. Ляшук, А. Є. Дячун, Р. Р. Івасечко. - № и 2012 0481; заявл. 03.04.2012; опубл. 25.12.2012, Бюл. № 24. – 4 с.

431. Стенд для дослідження навантажувальної здатності гвинтового робочого органа : пат. 30397 Україна : B65G 33/00 / І. Б. Гевко, Р. І. Чвартиацький. - № и 200712075; заявл. 01.11.07; опубл. 25.02.08, Бюл. № 4. – 5 с.

432. Стенд для дослідження характеристик гвинтових конвеєрів : пат. 10254 Україна : B65G 33/16 / І. Б. Гевко, О. Р. Рогатинська, І. Я. Новосад, В. О. Дзюра. - № и 200502962; заявл. 31.03.05; опубл. 15.11.05, Бюл. № 11. 4 с.

433. Степаненко С. П. Дослідження процесу пневматичної сепарації насіння в кільцевому зигзагоподібному сепараторі. *Вісник ХНТУСГ*, 2008. Випуск 75. Т.1. С.59-65.

434. Столяров А. М. Методологические основы изобретательского творчества. Москва : Машиностроение, 1986. 112 с.

435. Сферична зубчаста запобіжна муфта: пат. 34060 Україна. № и 200802676; заявл. 29.02.08; опубл. 25.07.08, Бюл. № 14. 5 с.

436. Тарасенко А. П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке. Воронеж : ФГОУ ВПО ВГАУ, 2003. 331 с.

437. Тарушкин В. И. Новые сепараторы семян. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1987. №12. С. 3-10.

438. Таршис М. Ю., Королев Л. В., Зайцев А. И. Теория и принципы моделирования процесса смешивания сыпучих материалов и создания устройств с гибкими элементами для его реализации : монография. Ярославль: изд-во ЯГТУ, 2011. 100 с.

439. Твисс Б. Управление научно-техническими нововведениями: [сокр. Пер. С англ.]. Москва : Экономика, 2005. 271 с.

440. Телескопічний гвинтовий завантажувач : пат. 103866 Україна : В65G 19/00, В65G 53/48 / І. Б. Гевко, Іван Богданович (UA); І. М. Шуст, В. З. Гудь, В. П. Голод. - № u201502312; заявл. 16.03.15; опубл. 12.01.16, Бюл. № 1/2016. – 4 с.

441. Телескопічний гвинтовий транспортер : пат. 129581 Україна : В65G 33/14, В65G 15/26, E02F 9/00, В65G 33/00 / І. Б. Гевко, В. З. Гудь, І. М. Шуст. - № u 201802391. Заявл. 12.03.18 ; опубл. 12.11.18, Бюл. № 21/2018. – 4 с.

442. Телескопічний гвинтовий транспортер : пат. 138006 Україна : В65G 33/00 / В. З. Гудь. - №u201905457; заявл. 21.05.2019 ; опубл. 11.11.2019, Бюл. № 21/19. – 4 с.

443. Тернопільобленерго. <https://www.toe.com.ua/index.php/taryfy-na-posluhy-z-rozpodilu-elektrychnoi-enerhii>.

444. Технологичность конструкций изделий: Справочник под. ред. Ю. Д. Амирова. Москва : Машиностроение, 1985. 217 с.

445. Тиц Э. Л. и др. Машины для послеуборочной поточной обработки семян. Москва : Машиностроение, 1967. 447 с.

446. Тищенко Л. Н. Интенсификация сепарирования зерна. Харьков : Основа, 2004. 224 с.

447. Турпаев А. И. Винтовые механизмы и передачи. Москва : Машиностроение, 1982. 223 с.

448. Універсальний пристрій для навивання профільних гвинтових заготовок : пат. 99015 Україна : В21D 11/06 / В. З. Гудь, А. Є. Дячун, І. М. Кучвара, І. Б. Гевко. - № u201413725; заявл. 22.12.14; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9/2015. – 6 с.

449. Установка для транспортирования і змішування сипких сумішей з вертикальним пересипом : пат. 68012 Україна : В01F 7/00 / Р. О. Любачівський, І. Б. Гевко, Р. Р. Івасечко, А. Є. Дячун, В. М. Олендр. - № u 2011 10432; заявл. 29.08.2011; опубл. 12.03.2012, Бюл. № 5. – 5 с.

450. Устройство для изготовления спиралей шнеков: а.с. 1792768 СССР / Б. М. Гевко. - № 4935078/27 ; заявл. 25.02.91; опубл. 07.02.93, Бюл. № 5. – 4 с.

451. Устройство для непрерывной навивки спиралей: а.с. 1761340 СССР / Б. М. Гевко. - № 4789845/27 ; заявл. 12.12.89; опубл. 15.09.92, Бюл. № 34. – 4 с.

452. Федченко З. А. Обґрунтування параметрів сепаруючих решіт молоткових зернових дробарок: автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.11. Тернопіль, 2017. 22 с.
453. Хайлис Г. А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин. Киев : Изд-во УСХА, 1992. 240 с.
454. Хартан К., Лецкий Э., Шефер В. Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов: [пер. С нем.]. Москва : Мир, 1977. 552 с.
455. Цециновский В. М., Птушкина Г. Е. Технологическое оборудование зернообработки-вающих предприятий. Москва : Колос, 1976. 362с.
456. Часов Д. П. Обґрунтування параметрів шнекових конвеєрів з додатковими лопатями для транспортування стружки : дис. ... канд. Техн. Наук : 05.05.05. Дніпродзержинськ, 2015. 160 с.
457. Чвартацький Р. І. Підвищення надійності роботи змішувачів порошкових матеріалів. *Вісник Харківського національного технічного університету с.г.* Харків: ХНТУ, 2011. Вип. 114. С. 164-168.
458. Черняев Н. П. Производство комбикормов. Москва : Агропромиздат, 1989. 224 с.
459. Черняев Н. П. Технология комбикормового производства. Москва : Агропромиздат, 1985. 256 с.
460. Ческидов М. В. Обоснование конструктивно-технологических параметров воздушно-шнекового сепаратора для очистки зерна : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : 35.06.04. Троицк, 2017. 17 с.
461. Ческидов М. И. Очистка зернового вороха воздушно-шнековым сепаратором. *Материалы LIV международной научно-технической конференции «Достижения науки – агропромышленному производству»*. Челябинск : ФГБОУ ВПО «ЧГАА», 2015. С. 105 – 109.
462. Чус А. В., Данченко В. Н. Основы технического творчества: [учебное пособие]. Киев-Донецк : Вища школа, 1983. 184 с.
463. Шабельник Б. П. Разработка технологического процесса очистки

корнеплодов и создание конвейеров-очистителей свеклоуборочных машин : автореф. Дис. ... докт. Техн. Наук : 05.20.11. Ростов-на-Дону, 1986. 41 с.

464. Шабельник Б. П. Теорія і практика обґрунтування параметрів робочих органів бурякозбиральних машин. Харків, 2001. 314 с.

465. Шацкий В. В., Мілько Д. А., Болтянський Б. В., Коломиец С. М., Семенцов В. И. Якість змішування компонентів раціону – основа підвищення продуктивності тварин. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ. 2013. Випуск 1 (3). С. 43–50.

466. Шевченко І. А., Алієв Е. Б., Доруда С. О. Моделювання процесу потокового змішування кормосумішей з використанням методу дискретних елементів. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2013. Випуск 97 (1), С. 536–544. http://nbuv.gov.ua/UJRN/mesg_2013_97%281%29__63

467. Шенкель Г. Шнековые прессы для пластмас: [пер. С нем.] Ленинград : Госхимиздат, 1962. 468 с.

468. Широкострічковий гвинтовий робочий орган : пат. 33366 Україна : В65G 33/26 / І. Б. Гевко, В. Б. Левенець, С. В. Стефанів, Р. І. Чвартацький. - № u 200714525; заявл. 24.12.07; опубл. 25.06.08, Бюл. № 12. – 4 с.

469. Широкоуніверсальний шнековий транспортер : пат. 52084 Україна В65G 33/08 / І. Б. Гевко, Іван Богданович (UA); О. Л. Ляшук, І. Б. Гевко, Р. В. Комар, О. М. Клендій, О. В. Олексинин. - № u 2010002171; заявл. 26.02.10; опубл. 10.08.10, Бюл. № 15. – 4 с.

470. Шнековий пневматичний транспортер : пат. 34329А Україна : В65G 53/40 / Р. І. Галка, Руслан Ігорович (UA); Р. Б. Гевко, І. Й. Назар, І. Б. Гевко, А. М. Маланчин, А. П. Безпальок. - № 99063603; заявл. 25.06.99; опубл. 15.02.01, Бюл. № 1. – 6 с.

471. Шнеково-лопатевий агрегат : пат. 40935А Україна : В65G 33/16 / М. І. Пилипець, О. Я. Гурик, І. Б. Гевко. - № 2000116492; заявл. 17.11.01; опубл. 15.08.01, Бюл. № 7. – 6 с.

472. Шнекомір : пат. 10169 Україна : G01B 3/20 / І. Б. Гевко, О. Р. Рогатинська, І. Я. Новосад. - № у 200501474; заявл.17.02.05; опубл. 15.11.05, Бюл. № 11. – 5 с.
473. Шпур Г. М., Фрунзе Ф. Л. Автоматизированное проектирование в машиностроении. Москва : Машиностроение, 1988. 648 с.
474. Штaмп для виготовлення профільних спіралей шнеків : пат. 53986А Україна В21D 11/06 / В. В. Васильків, І. Б. Гевко, Д. Л. Радик, М. І. Пилипець. - № 2002043025; заявл. 15.04.02; опубл. 17.02.03, Бюл. №2. – 7 с.
475. Штремель Т. Х. Грузоподъемные машины. Москва : Высшая школа, 1980. 304 с.
476. Штуков Н. К. Влияние параметров шнека на осевую скорость транспортируемого материала : автореф. Дис. ... канд. Техн. Наук : спец. 05.05.05. Харьков, 1969. 22 с.
477. Ярошенко В. Ф., Білоножко В. М., Петровський В. В. Уточнення коефіцієнту заповнення міжвиткового простору горизонтального гвинтового транспортера. *Науковий вісник НАУ*. Київ, 2002. № 49. С. 380–384.
478. Brotman A., Wollman G., Telolman S. Chem. Met. Eng., 1945. No. 52. P. 102.
479. Canni J. A. Computational Approach to Edge Detekction. IEEE Transactions on pattern analysis and machine intelligence. 1986. Vol. Pami-8. No. 6, November.
480. Dittrich F. Transportabler Ganzkorn-Feuchteschnellbestimmer. *Agrartechnik*, Berlin. 36 (1986) 6, S. 249.
481. Duschek K. Optimierung der Produktion in einem bolivianischen Ziegelwerk. *Ziegelindustrie International*. Wiesbaden: Dauerlag GmbH-2009, №4.
482. Fechler P. Hinweise und Erfahrungen zur Senkung der Ernte-verluste beim Kopfen von Zuckerruben mit dem Kopflader. *Landtechnik Iformation*. 1977. Vol. 16. № 10. P. 170–172.
483. Fernandezi J. Cleary P., Mc. Bride W. Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder. *Seventh International Conference on CFD in the*

Minerals and Process Industries CSIRO (Melbourne, Australia, 9-11 December 2009).

484. Finan J.S., Hurley W.J. Transitive calibration of the AHP verbal scale. *European Journal of Operational Research*. 1999. P.112.

485. Gevko I. Lyashuk O., Djachun A., Dovbush A. Interpretation of the choice of conveyers with improved technological characteristics. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin–Rzeszow, 2015. Vol. 17, no. 4 / 2015. P. 107-116.

486. Gorban A. N., Zinovyev A. Y. Principal Grapus and Vanifolda, Ch. 2 in: *Handbook of Research on Machine Learning Applications and Trends: Algorithms, Methods and Nechniques*, Emilio Olivac et al. (eds), JGJ Global, Hershey, PA, USA, 2009. P. 28–59.

487. Hevko I. B., Hud V. Z., Dyachun A. Ye., Rohatynska L. R., Klendiy V. M. Investigation of the stability of the tonsorial vibrations of a screw conveyer under the influence of pulse forces. *Agricultural Engineering*. Bucharest, 2015. Vol. 45, no 1. P. 77-86.

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

489. Hevko I. B., Hud V. Z., Rohatynsky R. M. Lyashuk O. L., Pik A. I., Huryk O. Y. The research of the resonant oscillations of the system telescopic screw is a bulk environment caused by external periodic forces. *Agricultural Engineering*. – Bucharest, 2020. Vol. 60. No 1. P. 29-39.

490. Hevko I. . Lyashuk O., Sokil M., Slobodian L., Hud V., Vovk Yu. Resonant oscillation of vertical working part of conveyer-loader. *Bulletin of the Karaganda University. «PHYSICS » series*. 2019. № 2(94). P. 73–82.

491. Holland J. H. Adaptation in natural and artificial systems. An introductory analysis with application to biology, control and artificial intelligence. – London : Bradford book edition, 1994.

492. Hud Viktor. The dynamic processes in telescopic screw conveyers. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. Тернопіль, 2019. Випуск 3 (94). С. 34-41.
493. Keiser H. V. Getreidefeuchteschnellbestimer. Rationalisierungs-Kuratorium für Landwirtschaft Kiel, Sonderdruck-Kartei für Rationalisierung 4.3.1.0(1979) S.87-167.
494. Lacey. P.M. Development in the Theory of Particle mixing. *J. Appl. Chem.* 1954. № 4. P. 257.
495. Lyashuk O. L., Sokil M. B., Klendiy V. M., Skyba O. P., Tretiakov O. L. , Slobodian L. M., Slobodian N. O. Mathematical model of bending vibrations of a horizontal feeder-mixer along the flow of grain mixture. *INMATEH – Agricultural Engineering*. Bucharest, 2018. Vol. 55. №. 2. P. 35 – 44.
496. Lyashuk Oleg, Hud Viktor, Hevko Ivan, DiachunAndrij. Investigation of the sectional working body deformation of a flexible screw conveyor. *TEKA*. Poland, 2019, P. 11-19.
497. Lyashuk Oleg, Hud Viktor, Hevko Ivan, Tretiakov Oleksandr. Technical and economic grounds for the process of manufacturing of screw working bodies of apparatus for preparation of fodder mixtures. *TEKA*. Poland, 2019. P. 59-73.
498. MakQueen J. Some methods for classification and analysis of multivariate observations/ In Proc. Sth Berkeleu Sump on Math. Statistik and Probabiliti, 1967. P. 281–297.
499. Mindin R. D. Calculation of mass descriptions of root crops. *Proc. First. At. Cong. Appl. Mech.* Chicago. 2003. P. 25–30.
500. Nilsson L. G. On the vertical screw conveyor for non- cohesive buck materials. *Acela polytechnic Scandinavia*. Stockholm, 1971. P. 96.
501. Oyama J., Ayaki K. Kagaki Kikai. 1956. No. 20. P. 6.
502. Park J. K., Harmond J. E. A vertical rotating screen separator. *Agricultural Engeneering*, 1967. May. P. 275-277.

503. Prigozhin, L, Kalman H. Radial mixing and segregation of a binary mixture in a rotating drum: Model and experiment. *Phys. Rev. E*57. 1998. P. 2073 – 2080.
504. Rogatinskiy R., Hevko I., Dyachun A., Skyba O., Melnychuk A. Feasibility study of improving the transport performance by means of screw conveyors with rotary casings. *Acta Technologica Agriculturae. Nitra. Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae*, 2019. № 4. P. 140-145.
505. Sokil M. B., Lyashuk O. L., Dovbush A. P. Dynamics of flexible elements of drive systems with variable contact point to the pulleys. *INMATEH – Agricultural Engineering*. Bucharest, 2016. Vol. 48, no. 1 / 2016. P. 119-124.
506. Spath H. Cluster Dissection and Analysis: Theory, FORTRAN Programs, Examples, translated by Goldschmidt. *Halsted Press*. New York, 1985. Coulson J.M., Maitra N.K. *Ind. Eng. Chem. Anal. Ed.* 1950. No. 26. P. 55.
507. Stotsko Z. A. Sokil B. I., Topilnytskyj V. J. Complex mathematical model and optimization of vibration volumetric treatment for surfaces of machine parts. *Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. September 2007. V.24. P. 283 – 290.
508. Stotsko Z. A. Sokil B. I., Topilnytskyj V. J. Das Unlinear parametrisch modell der Dreimassen maschinen fur die Vibrations volumen be handlung und ihre Streuladung *Kwartalnik. Naukowo – Techniczny Maszyny dzwigowo – transportowe*. Bytom Poland. 2000. №3. P. 50 – 62.
509. Suhadi W. Die Schecke als Arbeitsorgan in verarbeitungs maschinen. *Maschinenbautechnik*. 1967. № 5. P. 41–56.
510. Walton, O.R. Numerical simulation of inelastic, frictional particle-particle interactions. In: M.C. Roco (ed.): *Particulate Two-Phase Flow*. *Butterworth-Heinemann, Stoneham, MA*. 1993. P. 884–911.
511. Weidenbaum S. S., Bonilla Ch. *Chem. Eng. Progr.* 1955. № 51. P. 27.
512. Wong F., Yong Tan P. Neural Networks And Genetic Algorithm For Economic Forecasting. *AI in economics and business administration. Institute of systems Science*. National University of Singapore, 1999.

513. Yaraghi A, Ebrahimi M, Ein-Mozaffari F, Ali Lohi A. Mixing assessment of non-cohesive particles in a paddle mixer through experiments and discrete element method (DEM). *Advanced Powder Technology*. 2018. V. 29(11) P. 2693-2706.

514. Zuckerrüben–Erntesystem sechsreihig: Köpfröder KR 6-II. *Franz Kleine, Maschinenfabri K GmbH Co*. 1987. 4 s.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Скріншоти програми для обробки експериментальних досліджень

4 - кол-во перенних; полином второй степени; зависимость б
Уровень вероятности P=0.90 t-альфа крит. = 1.705

N	Корре-коэффициент	Статистич. ошибка	t-альфа	Корр. Коэф.	Значимость
п-ляции	регрессии	коэф. регр.	альфа	коэф.	т-ности
1	+0.235	+0.000001722613	+0.00001	+0.12	+0.83
2	+0.763	+0.001248236513	+0.00015	+0.25	+2.29
3	+0.551	+0.004240532871	+0.00116	-3.65	-0.52
1*1	+0.235	+0.000000005227	+0.00000	+0.48	+0.07
1*2	+0.693	+0.000000127707	+0.00000	+1.36	+0.12
1*3	+0.571	+0.000000638373	+0.00000	-0.68	-0.04
2*2	+0.734	+0.000103712230	+0.00000	-5.73	-0.72
2*3	+0.860	+0.000011107249	+0.00001	+1.02	+0.06
3*3	+0.572	+0.001185163041	+0.00015	+7.69	+0.51

пшениця

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	0.0012	9	0.000
Остаток	0.0000 0	17	0.000
Итого	0.0012	26	

Коэффициент множественной детерминации D= 0.990
Коэффициент множественной корреляции R= 0.995
Стандартное отклонение оценки s= 0.001
F критерий Фишера = 187.527
Коэффициент D значим с вероятностью P = 1.00000

ячмінь

4 - кол-во перенних; полином второй степени; зависимость б
Уровень вероятности P=0.90 t-альфа крит. = 1.705

N	Корре-коэффициент	Статистич. ошибка	t-альфа	Корр. Коэф.	Значимость
п-ляции	регрессии	коэф. регр.	альфа	коэф.	т-ности
1	+0.323	+0.000239067118	+0.00035	+0.71	+5.26
2	-0.064	+0.00292589296	+0.00409	-0.80	-5.96
3	-0.110	+0.148494720459	+0.14908	-1.00	-11.96
1*1	+0.335	+0.000000214334	+0.00000	+0.74	+2.54
1*2	+0.126	+0.000003830829	+0.00000	-1.62	-3.64
1*3	+0.144	+0.000123561345	+0.00007	-1.74	-5.19
2*2	-0.053	+0.000021424310	+0.00004	+0.55	+1.89
2*3	-0.059	+0.001610947889	+0.00082	+1.36	+5.84
3*3	-0.095	+0.033514071256	+0.03496	+0.96	+5.58

В натуральных величинах

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	0.0071	9	0.001
Остаток	0.0078 0	17	0.000
Итого	0.0148	26	

Коэффициент множественной детерминации D= 0.476
Коэффициент множественной корреляции R= 0.690
Стандартное отклонение оценки s= 0.021
F критерий Фишера = 1.713
Коэффициент D значим с вероятностью P = 0.83347

В натуральных величинах

4 - кол-во перенных; полином второй степени; зависимость б
Уровень вероятности P=0.90 t-альфа крит. = 1.705

N	Корре-коэффициент	Статистич. ошибка	t-альфа	Корр. Коэф.	Значимость
п-ляции	регрессии	коэф. регр.	альфа	коэф.	т-ности
1	+0.323	+0.000505945180	+0.00014	+3.59	+10.69
2	+0.126	+0.00004824440	+0.00000	-3.07	-4.59
3	+0.144	+0.000117762511	+0.00004	-3.16	-4.95
3*3	-0.059	+0.00121276556	+0.00041	+2.98	+4.41

В натуральных величинах

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	0.0059	4	0.001
Остаток	0.0089 0	22	0.000
Итого	0.0148	26	

Коэффициент множественной детерминации D= 0.400
Коэффициент множественной корреляции R= 0.632
Стандартное отклонение оценки s= 0.020
F критерий Фишера = 3.665
Коэффициент D значим с вероятностью P = 0.97775

для кукурузы

4 - кол-во перенных; полином второй степени; зависимость б
Уровень вероятности P=0.90 t-альфа крит. = 1.705

N	Корре-коэффициент	Статистич. ошибка	t-альфа	Корр. Коэф.	Значимость
п-ляции	регрессии	коэф. регр.	альфа	коэф.	т-ности
1	+0.558	+0.047327280045	+0.01013	-4.67	-6.09
2	+0.594	+0.000005823684	+0.00000	+5.83	+0.39
3	+0.606	+0.000003715746	+0.00000	-3.13	-0.52
2*3	+0.860	+0.00024940923	+0.00005	+5.61	+1.71
3*3	+0.573	+0.009591042995	+0.00244	+3.93	+2.56

значения в натуральных числах

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	0.0007	5	0.000
Остаток	0.0000 0	21	0.000
Итого	0.0007	26	

Коэффициент множественной детерминации D= 0.934
Коэффициент множественной корреляции R= 0.967
Стандартное отклонение оценки s= 0.002
F критерий Фишера = 26.814
Коэффициент D значим с вероятностью P = 1.00000

значения в натуральных числах

4 - кол-во перенных; полином второй степени; зависимость б
Уровень вероятности P=0.90 t-альфа крит. = 1.705

N	Корре-коэффициент	Статистич. ошибка	t-альфа	Корр. Коэф.	Значимость
п-ляции	регрессии	коэф. регр.	альфа	коэф.	т-ности
1	+0.558	+0.047327280045	+0.01013	-4.67	-6.09
2	+0.594	+0.000005823684	+0.00000	+5.83	+0.39
3	+0.606	+0.000003715746	+0.00000	-3.13	-0.52
2*3	+0.860	+0.00024940923	+0.00005	+5.61	+1.71
3*3	+0.573	+0.009591042995	+0.00244	+3.93	+2.56

Таблица анализа дисперсии

Компоненты дисперсии	Сумма квадратов	Число степеней свободы	Среднее значение
Регрессия	0.0007	5	0.000
Остаток	0.0000 0	21	0.000
Итого	0.0007	26	

Коэффициент множественной детерминации D= 0.932
Коэффициент множественной корреляции R= 0.966
Стандартное отклонение оценки s= 0.002
F критерий Фишера = 57.750
Коэффициент D значим с вероятностью P = 1.00000

ДОДАТОК Б

Обґрунтування прогресивних способів навивання спіралей шнеків сільськогосподарських машин та механізмів

Одним із факторів, який суттєво впливає на процесів переміщення та перетворення вантажів ГК в сільськогосподарському виробництві, виступає технологічність конструкції гвинтового механізму та його складових. Відтак при проектуванні ГК необхідно проводити забезпечення технологічності конструкції виробу «функція підготовки виробництва, яка передбачає взаємозв'язане вирішення конструкторських і технологічних задач спрямованих на підвищення продуктивності праці, досягнення оптимальних трудових та матеріальних затрат і скорочення часу на виробництво, технічне обслуговування та ремонт виробу».

Проведення відпрацювання конструкції ГК на технологічність відповідає загально прийнятій методиці, а сам «...передбачає: зниження трудомісткості і собівартості виготовлення виробу та його монтажу поза межами заводу-виробника; зниження трудомісткості, вартості і часу технічного обслуговування та ремонту виробу; зниження загальної матеріаломісткості виробу – витрат металу і паливно-енергетичних ресурсів при виготовленні, монтажі поза межами підприємства-виробника, а також технічному обслуговуванні і ремонті».

Гвинтові елементи є одними із найрозповсюдженіших в різних типах сільськогосподарських машин і механізмів, а тому їх створенню приділяється особлива увага. Незважаючи на значну кількість наукових досліджень у сфері створення спіралей шнеків, значна складність і висока енергоємність їх виготовлення, підвищені вимоги до конструктивно-технологічних параметрів гвинтових заготовок, їх якості, надійності та довговічності заставляє здійснювати подальший пошук прогресивних способів їх отримання. Тому розроблення нових прогресивних способів навивання спіралей шнеків є актуальним і сприяє отриманню енергоощадних високопродуктивних технологій.

Сучасна теорія і практика формоутворення спіралей шнеків (СШ) навиванням пропонує основні способи виготовлення шляхом навивання полоси на

різні види оправ з підтисканням до цих оправ полоси роликками різних типів. Ці способи є подібними і відрізняються розташуванням ролика по відношенню до оправ та розташуванням полоси по відношенню до ролика і оправ. Здійснюючи пошук нових способів навивання СШ ми постаралися узагальнити існуючі напрацювання в даній сфері і вибудувати певні правила з врахуванням окремих обмежень. Для цього ми провели кодування поверхонь СШ при навиванні: ліва бічна – Л; права бічна – П; зовнішня – З; внутрішня – В. Правила при навиванні СШ, специфіка формувального інструменту та їх кодування наступні:

1. Контакт формувального інструменту із предметом праці (полоса чи спіраль): точковий (лінійний, кодування Т); по площині (поверхневий, кодування М).

2. Кількість базових задіяних поверхонь в процесі навивання, без яких не пройде формоутворення спіралі: 3 (Л, П, З) або 4 (Л, П, З, В).

3. Навивання: щільним пакетом (кодування Щ) або на крок (кодування К).

4. Формувальний інструмент (оправа, ролик, обертова втулка):

а) для всіх видів формувального інструменту:

- профіль формувальної поверхні: циліндрична поверхня (кодування г); конічна поверхня (кодування t); еліпсоподібна поверхня (кодування h); фігурна поверхня (кодування u);

- напрям руху: рухомий в осьовому напрямі (кодування b); нерухомий в осьовому напрямі (кодування m);

б) оправа (кодування О): гладкий вал (кодування q); різьбовий вал (кодування w); зі спіральною опорою (кодування s);

в) ролик (кодування Р):

- формувальна поверхня: одноступінчата (кодування e); двоступінчата (кодування o); із внутрішнім пазом (кодування x);

- розташування: паралельне оправі чи обертовій втулці (кодування g); перпендикулярне оправі чи обертовій втулці (кодування z); нахилене до оправі чи до обертової втулки (кодування v);

г) обертова втулка (кодування Ф: формоутворення зовнішньої З і притиск бічною стороною правої бічної П поверхонь СШ);

д) опорна (кодування У) і кріпильна (кодування І) втулки (використовуються тільки при використанні обертової втулки): опорна рухома в радіальному напрямі (кодування d), а кріпильна рухома в радіальному (кодування d) та осьовому (кодування b) напрямках; опорна повністю нерухома (кодування n), а кріпильна рухома в радіальному (кодування d) та осьовому (кодування b) напрямках; опорна рухома в радіальному (кодування d) та осьовому (кодування b) напрямках, а кріпильна рухома в радіальному (кодування d) напрямі.

Проведення синтезу конструктивних ознак та елементів процесу навивання СШ методом ієрархічного групування за допомогою морфологічного аналізу направлено на отримання способів з покращеними техніко-економічними характеристиками. В таблиці Б.1 включено конструктивні ознаки та необхідні елементи, що використовуються при навиванні СШ. Зокрема такі, як використовуваний формувальний інструмент, його тип, кількість і розташування, напрям руху (кодування Н), форма заготовки (кодування К).

Розташування ролика у верхній чи нижній частині зони приспособи визначає розташування полоси при навиванні. Точковий (лінійний, кодування Т) контакт формувального інструменту із предметом праці (полоса чи спіраль) притаманний усім видам роликів, а контакт по площині (поверхневий, кодування М) формувального інструменту із предметом праці притаманний оправам, обертовим, опорним і кріпильним втулкам. Також слід враховувати те, що наявне обладнання при навиванні (як правило верстати токарної групи), має нерухому ліву частину в осьовому напрямі (шпиндель). Крім того, опорна і кріпильна втулки використовуються при навиванні лише обертовими втулками, при навиванні СШ лише роликami обов'язково використовуються оправы, а при використанні у якості формувального інструменту обертових втулок оправы можуть бути присутніми чи відсутніми. Також можна використовувати одночасно обертові втулки та роликы з і без оправ. При генеруванні варіантів способів навивання СШ слід враховувати дані обмеження.

Таблиця Б.1 – Морфологічна таблиця конструктивних ознак та елементів процесу навивання спіралей шнеків

1. Оправа, О	Ролик, Р			5. Обертота втулка, Ф	6. Опорна втулка, У	7. Крипильна втулка, І	8. Рухомість формувального інструменту	9. Профіль формуючої поверхні	10. Напрямок руху системи, Н	11. Форма заготовки, К
	2. Розташування	3. Формувальна поверхня	4. Кількість							
1.1. Гладкий вал з крипильним вузлом, q	2.1. Паралельне оправі чи обертовій втулці, g	3.1. Одноступінчата, e	4.1. 1	5.1. Є	6.1. Рухома в радіальному (d) та осьовому (b) напрямках	7.1. Рухома в радіальному (d) та осьовому (b) напрямках	8.1. Рухомий в осьовому напрямі, b	9.1. Циліндрична поверхня, г	10.1. Уліво, <	11.1. 3 вирізами по внутрішній формуючій поверхні
1.2. Різбовий вал, w	2.2. Перпендикулярне оправі чи обертовій втулці, z	3.2. Двоступінчата, o	4.2. 2		6.2. Рухома в радіальному напрямі, d	7.2. Рухома в радіальному напрямі, d	8.2. Нерухомий в осьовому напрямі, m	9.2. Конічна поверхня, t	10.2. Управо, >	11.2. 3 вирізами по зовнішній формуючій поверхні
1.3. Зі спіральною опорою, s	2.3. Нахилене до оправи чи до обертової втулки, v	3.3. 3 пазом, x	4.3. Більше 2, N		6.3. Повністю нерухома, n			9.3. Еліпсна поверхня, h		11.3. Фігурна
								9.4. Фігурна поверхня, u		11.4. Кругла
										11.5. Прямокутна
										11.6. Квадратна

Морфологічну модель (табл. Б.1) можна представити у вигляді морфологічної матриці, що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив розміщених у морфологічній таблиці:

$$N_{\text{мі}} = \begin{vmatrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 \end{vmatrix} \cap 5.1 \cap \begin{vmatrix} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 7.1 \\ 7.2 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 8.1 \\ 8.2 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \\ 9.4 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 10.1 \\ 10.2 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 11.1 \\ 11.2 \\ 11.3 \\ 11.4 \\ 11.5 \\ 11.6 \end{vmatrix} = 46656.$$

При використанні методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу кількість варіантів становитиме 46656.

При використанні методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу кількість варіантів є значно меншою. Так до I підгрупи 1 ієрархічного рівня (формувальний інструмент О + Р) віднесено ознаки та елементи

процесу 1, 2, 3 і 8; до II підгрупи (формувальний інструмент О + Ф) ознаки та елементи процесу 1, 5, 6, 7 і 8; до III підгрупи (формувальний інструмент Р + Ф) ознаки та елементи процесу з 2 по 5 і 7 та 8; до IV підгрупи (формувальний інструмент О + Р + Ф) ознаки та елементи процесу з 1 по 3 і з 5 по 8. До I підгрупи 2 ієрархічного рівня віднесено ознаку 9, до II підгрупи ознаку 10, а до III підгрупи ознаку 11.

Враховуючи накладені обмеження розроблено синтезовану модель конструктивних ознак та елементів процесу навивання СШ ієрархічним групуванням за допомогою морфологічного аналізу:

I(1)1₁, I(1)1₂, I(1)1₃

I(1)2₁, I(1)2₂, I(1)2₃

I(1)3₁, I(1)3₂, I(1)3₃

I(1)8₁, I(1)8₂

II(1)1₁, II(1)1₂, II(1)1₃

II(1)5₁

II(1)6₁, II(1)6₂, II(1)6₃

II(1)7₁, II(1)7₂

II(1)8₁, II(1)8₂

III(1)2₁, III(1)2₂, III(1)2₃

III(1)3₁, III(1)3₂, III(1)3₃

III(1)4₁, III(1)4₂, III(1)4₃

III(1)5₁

III(1)7₁, III(1)7₂

III(1)8₁, III(1)8₂

IV(1)1₁, IV(1)1₂, IV(1)1₃

IV(1)2₁, IV(1)2₂, IV(1)2₃

IV(1)3₁, IV(1)3₂, IV(1)3₃

IV(1)5₁

IV(1)6₁, IV(1)6₂, IV(1)6₃

IV(1)7₁, IV(1)7₂

II(1)8₁, II(1)8₂

I(2)9₁, I(2)9₂, I(2)9₃, I(2)9₄

II(2)10₁, II(2)10₂

III(2)11₁, III(2)11₂, III(2)11₃, III(2)11₄, III(2)11₅, III(2)11₆

Кількість згенерованих альтернатив при використанні даного методу буде меншим у 87 разів у порівнянні з кількістю згенерованих альтернатив при використанні традиційного методу:

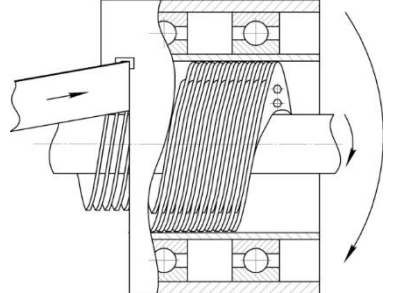
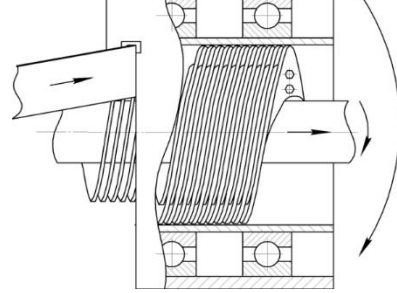
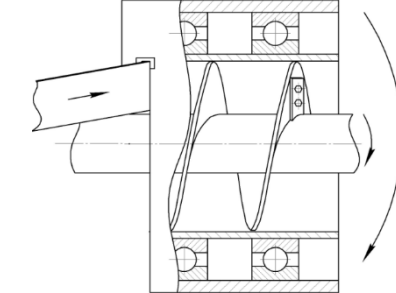
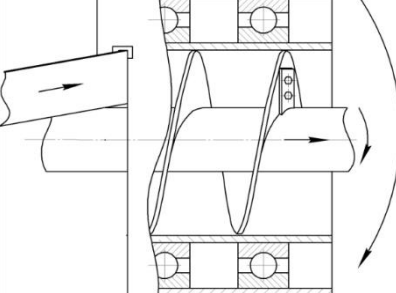
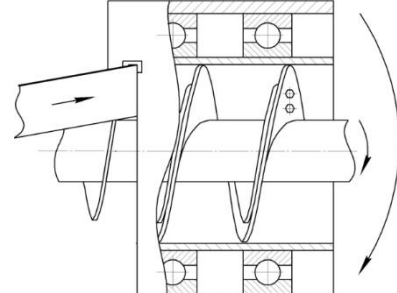
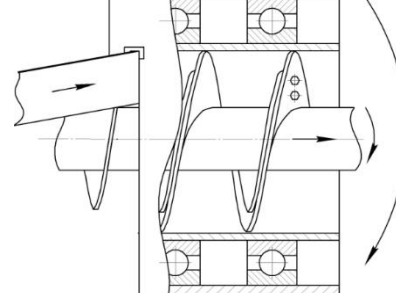
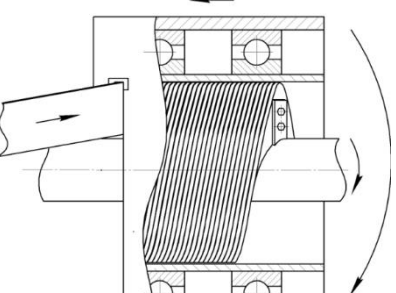
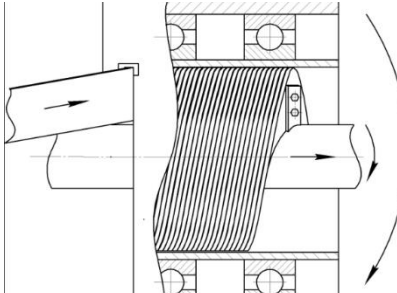
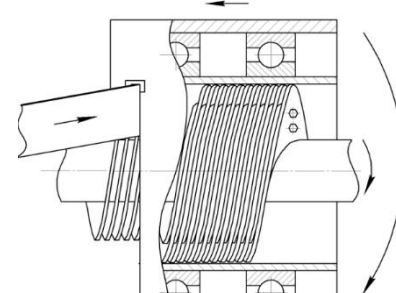
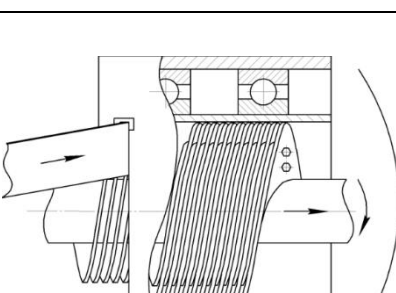
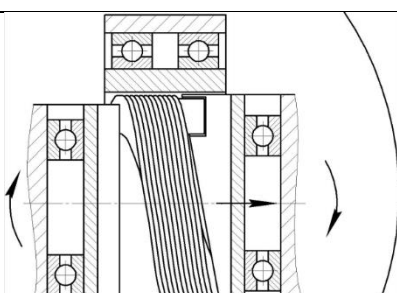
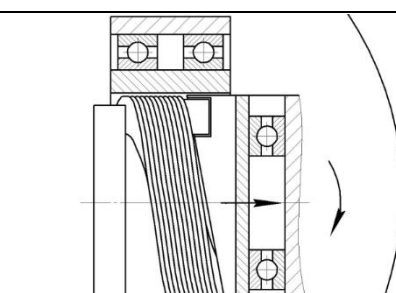
$$\begin{aligned}
 N_{\text{нi1}} = & \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{cc} 2.1 & 3.1 \\ 2.2 & 3.2 \\ 2.3 & 3.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \end{array} \right| \cap |5.1| \cap \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{ccc} 2.1 & 3.1 & 4.1 \\ 2.2 & 3.2 & 4.2 \\ 2.3 & 3.3 & 4.3 \end{array} \right| \cap |5.1| \cap \\
 & \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{cc} 2.1 & 3.1 \\ 2.2 & 3.2 \\ 2.3 & 3.3 \end{array} \right| \cap |5.1| \cap \left| \begin{array}{c} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 7.1 \\ 7.2 \end{array} \right| \cap \left| \begin{array}{c} 8.1 \\ 8.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 9.1 \\ 9.2 \\ 9.3 \\ 9.4 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 10.1 \\ 10.2 \end{array} \right| + \left| \begin{array}{c} 11.1 \\ 11.2 \\ 11.3 \\ 11.4 \\ 11.5 \\ 11.6 \end{array} \right| = 534.
 \end{aligned}$$

Використовуючи окремі підгрупи окремих ієрархічних рівнів зазначеного методу синтезу було згенеровано різні варіанти способів навівання спіралей сільськогосподарських машин та механізмів, загальні конструктивні схеми яких представлено в таблиці Б.2. В позначеннях конструктивних схем використовувалась розроблена схема кодування, окрім форма заготовки «К», бо для спрощення сприйняття на рисунках зображались лише заготовки прямокутної форми. Крім того, в позначеннях конструктивних схем використання одного ролика не нумерувалося, а якщо вони різні, то розташування у верхній частині позначалося в записі першим, а усіх інших (перелік проводився за годинниковою стрілкою) наступними.

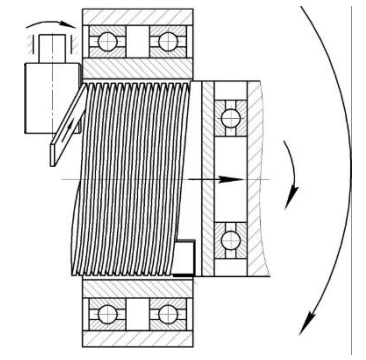
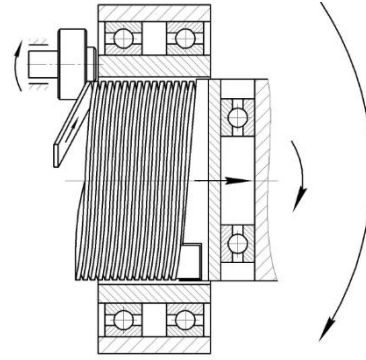
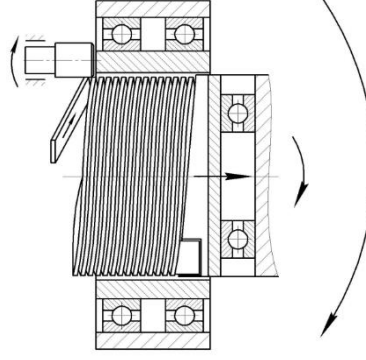
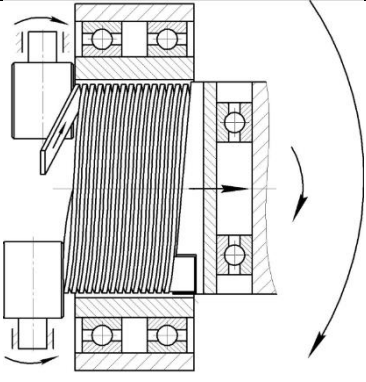
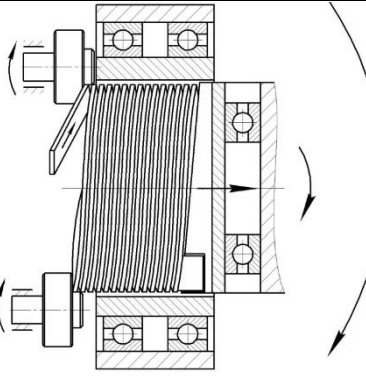
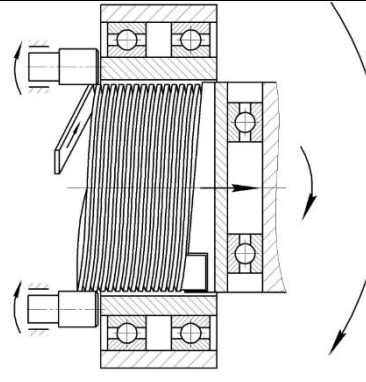
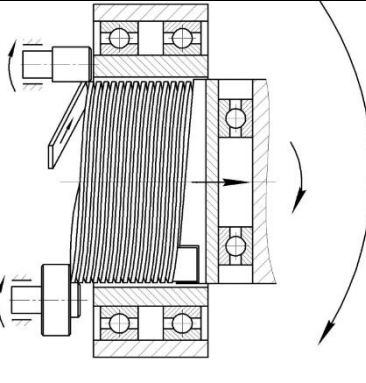
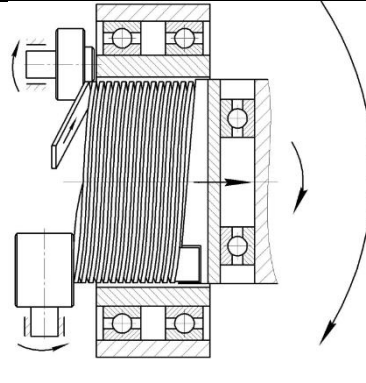
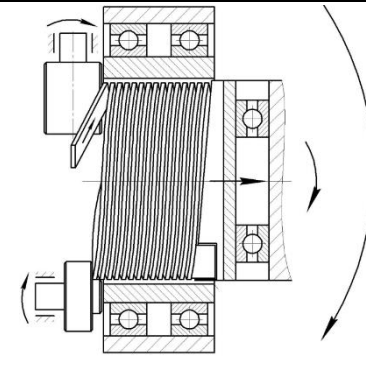
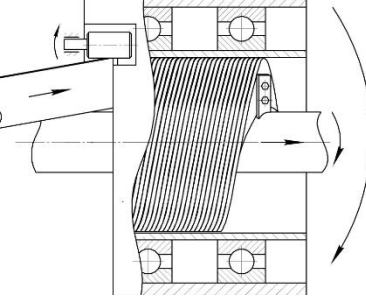
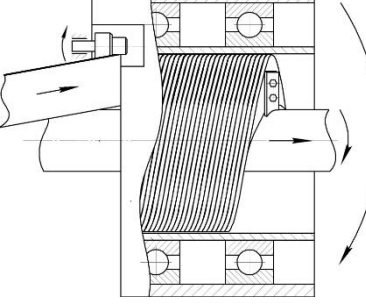
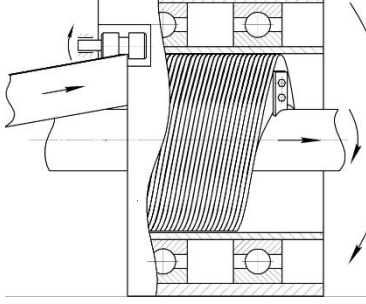
Таблиця Б.2 – Згенеровані варіанти способів навивання спіралей шнеків

Способи навивання спіралей шнеків з використанням різного формувального інструменту		
1	2	3
1. $OqrmPgerbЛВЗЩ>$	2. $OqrmPgorbЛПЗВЩ>$	3. $OqrmPgxbЛВЗЩ>$
4. $OqrmPzorbЛПЗВЩ>$	5. $OqrmPgerbPzorbЛПЗВЩ>$	6. $OqrmPvorbЛПЗВЩ>$
7. $OqrmФrbПЗК<$	8. $OqrbФrmПЗК>$	9. $OsrnФrbЛПЗК<$
10. $OsrbФrmЛПЗК>$	11. $OqrmФrbПЗЩ<$	12. $OqrbФrmПЗЩ>$

Продовження таблиці Б.2

1	2	3
		
13. $Owr_m\Phi r_bЛПЗК<$	14. $Owr_b\Phi r_mЛПЗК>$	15. $Oqrm\Phi r_bПЗВК<$
		
16. $Oqrb\Phi r_mПЗВК>$	17. $Osr_m\Phi r_bЛПЗВК<$	18. $Osr_b\Phi r_mЛПЗВК>$
		
19. $Oqrm\Phi r_bПЗВЦ<$	20. $Oqrb\Phi r_mПЗВЦ>$	21. $Owr_m\Phi r_bЛПЗВК<$
		
22. $Owr_b\Phi r_mЛПЗВК>$	23. $\Phi r_mYdIdbЛПЗЦ>$	24. $\Phi r_mYnIdbЛПЗЦ>$

Закінчення таблиці Б.2

<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> 	<p style="text-align: center;">3</p> 
<p>25. $\Phi_{rm}P_{zem}I_{db}ЛПЗЦ$></p>	<p>26. $\Phi_{rm}P_{gom}I_{db}ЛПЗЦ$></p>	<p>27. $\Phi_{rm}P_{gem}I_{db}ЛПЗЦ$></p>
		
<p>28. $\Phi_{rm}P_2_{zem}I_{db}ЛПЗЦ$></p>	<p>29. $\Phi_{rm}P_2_{gom}I_{db}ЛПЗЦ$></p>	<p>30. $\Phi_{rm}P_2_{gem}I_{db}ЛПЗЦ$></p>
		
<p>31. $\Phi_{rm}P_{gem}P_{gom}I_{db}ЛПЗЦ$></p>	<p>32. $\Phi_{rm}P_{gom}P_{zem}I_{db}ЛПЗЦ$></p>	<p>33. $\Phi_{rm}P_{zem}P_{gom}I_{db}ЛПЗЦ$></p>
		
<p>34. $O_{qrb}\Phi_{rm}P_{gem}ЛПЗВЦ$></p>	<p>35. $O_{qrb}\Phi_{rm}P_{gom}ЛПЗВЦ$></p>	<p>36. $O_{qrb}\Phi_{rm}P_{gxm}ЛПЗВЦ$></p>

Як видно з таблиці Б.2, значна кількість схем способів навивання СШ є непрацездатними або нераціонально ускладненими. Схеми з 1 по 6 є класичними і широко використовуються на практиці. Схеми, в яких використовується при навиванні у якості формоутворюючих лише одна (З) або дві сторони заготовки (П, З і В), а саме 7, 8, 11, 12, 15, 16, 19, 20, 27, 30, 34, 35, 36 є непрацездатними, бо не забезпечують підпори навитого витка спіралі і недопущення його нахилу. Значна кількість схем, в яких використовується рух в осьовому напрямі оправки, є неконструктивними, бо, як правило, оправка закріплюється в патроні токарного верстату і може здійснювати обертання лише в радіальному напрямі (схеми 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 34, 35, 36). Спосіб навивання, зображений на схемі 24, при його реалізації буде викликати значне тертя по поверхнях, тому також є неконструктивним. Схеми, в яких використовується різне розташування роликів по відношенню до обертової формувальної втулки (32, 33), також не є конструктивним.

Встановлено, що навивання спіралей шнеків сільськогосподарських машин та механізмів може здійснюватись чотирма основними способами за використання наступного формувального інструменту: оправа і ролик (класичні варіанти); оправа і обертова формувальна втулка; ролик і обертова формувальна втулка; оправа, ролик і обертова формувальна втулка.

Шляхом критичного аналізу і виключення непрацездатних та неконструктивних схем було отримано значну кількість раціональних варіанти способів навивання СШ з використанням обертових формувальних втулок, на ряд з яких отримано патенти на корисну модель. Загалом можна констатувати, що згенеровані способи навивання спіралей сільськогосподарських машин та механізмів з використанням обертових формувальних втулок значно розширюють можливості навивання спіралей шнеків і забезпечують отримання різних видів спіралей.

РЕАЛІЗАЦІЯ СПОСОБУ НАВИВАННЯ СПІРАЛЕЙ ШНЕКІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ З ДОПОМОГОЮ ОБЕРТОВОЇ ВТУЛКИ

Виготовлення спіралей шнеків штампуванням кілець з наступним формуванням витка і зварювання у спіраль чи прокатуванням на спеціальних прокатних станах забезпечують одержання конкретних конструктивних параметрів, які можуть бути отримані лише за використання конкретного методу. Проте найбільш раціональним способом виготовлення спіралей шнеків є навивання, яке є значно ефективнішим і дешевшим у порівнянні з штампуванням і прокатуванням. Відтак на даний час найбільш поширеним способом їх виготовлення є навивання, яке виконується по внутрішній поверхні полоси на різні види оправ з підтисканням до цих оправ полоси роликками різних типів. Існуючі способи навивання відрізняються лише розташуванням ролика по відношенню до оправ та розташуванням полоси по відношенню до ролика і оправ і реалізуються, в основному, універсальними засобами технологічного устаткування, спорядження та інструментів. У зв'язку з цим актуальним є завдання технологічного забезпечення навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів з підвищеними вимогами до конструктивно-технологічних параметрів гвинтових заготовок, їх якості, надійності та довговічності.

На рисунках В.1 – В.4 представлено конструктивні схеми навивання спіралей шнеків з допомогою обертової втулки. Даний процес навивання реалізовується на токарному верстаті (рис. В.5) з використанням відповідного формувального інструменту (рис. В.6).

Навивання спіралей шнеків з допомогою обертової втулки (рис. В.5) передбачає виконання декількох етапів процесу:

1. Закріплення оправ (рис. В.6.а) в патроні токарного верстату і встановлення в ній полоси (рис. В.1).

2. Підтиск і закріплення оправи задньою бабкою та підведення обертової втулки (рис. В.6.б), яку попередньо закріплюють в різцетримачі супорта (рис. В.2).

3. Виставлення обертової втулки в робоче положення і встановлення полоси в ролик (рис. В.3).

4. Вмикання головного руху токарного верстату, що призводить до навивання спіралі в щільний пакет.

5. Вимикання головного руху токарного верстату, відведення задньої бабки і супорту з обертовою втулкою від оправи (рис. В.4).

6. Відгвинчування гайки оправи з метою послаблення і зняття пружини та зняття навитої спіралі з оправи.

7. Закріплення навитої спіралі щільним пакетом в патроні токарного верстату і її калібрування за допомогою відповідного інструменту на відповідний крок.

Наведемо детальніший опис формувального інструменту (рис. В.3) та процесу навивання спіралей шнеків обертовою втулкою (рис. В.1 і рис. В.2). У патроні токарного верстату 1 закріплюють ступінчасту оправу 2 (рис. В.3.а), на якій жорстко розташована ліва 3 і з можливістю осьового зміщення по фігурній поверхні 4 права втулка 5. На зовнішньому краю правої втулки 5 виконано осьовий паз, в який вставляється Г-подібний кінець смуги 16 для навивання гвинтової спіралі. Правий торець правої втулки 5 підтиснутий через шайбу 6 пружиною стиснення 7, затиск якої регулюється гайкою 10 через шайбу 9 за допомогою трапецеїдального різьбового з'єднання 8. Правий кінець оправи 2 підтискають задньою бабкою 11 з метою збалансування і надання конструкції жорсткості. У супорті верстату 13 жорстко закріплюють державку 14 обертової втулки 12 (рис. 3.б). Обертова втулка 12 складається із зовнішньої обойми, в якій розташовано підшипник 17 та формувальну втулку 18. На зовнішньому краю обертової втулки 12 закріплено напрямний ролик 15.

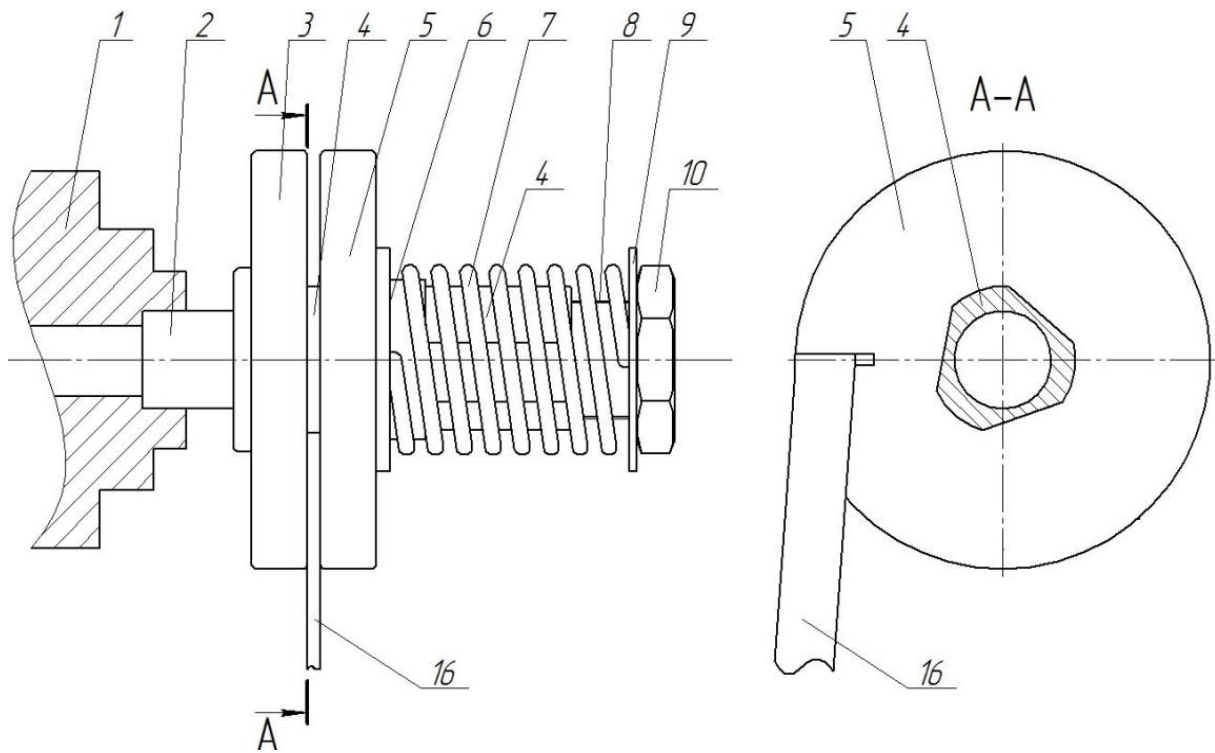


Рисунок В.1 - Конструктивна схема закріплення оправы в патроні токарного верстату і встановлення в ній полоси при навіванні спіралей шнеків з допомогою обертової втулки

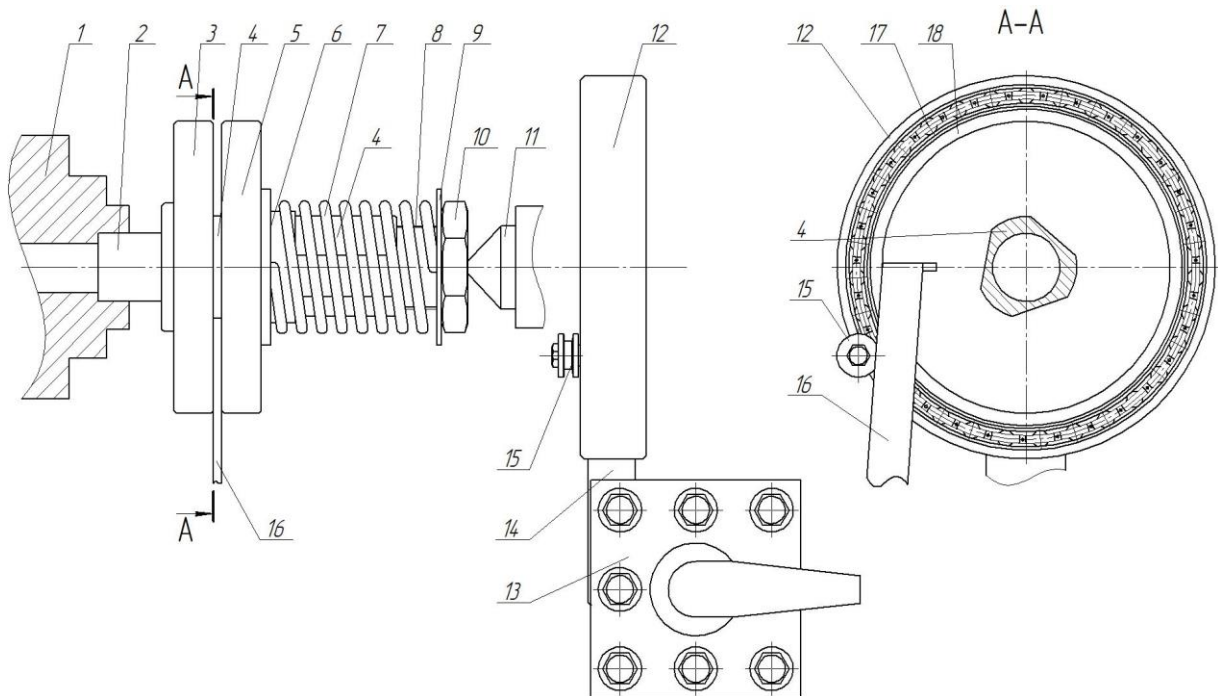


Рисунок В.2 - Конструктивна схема закріплення оправы задньою бабкою і підведення обертової втулки при навіванні спіралей шнеків з допомогою обертової втулки

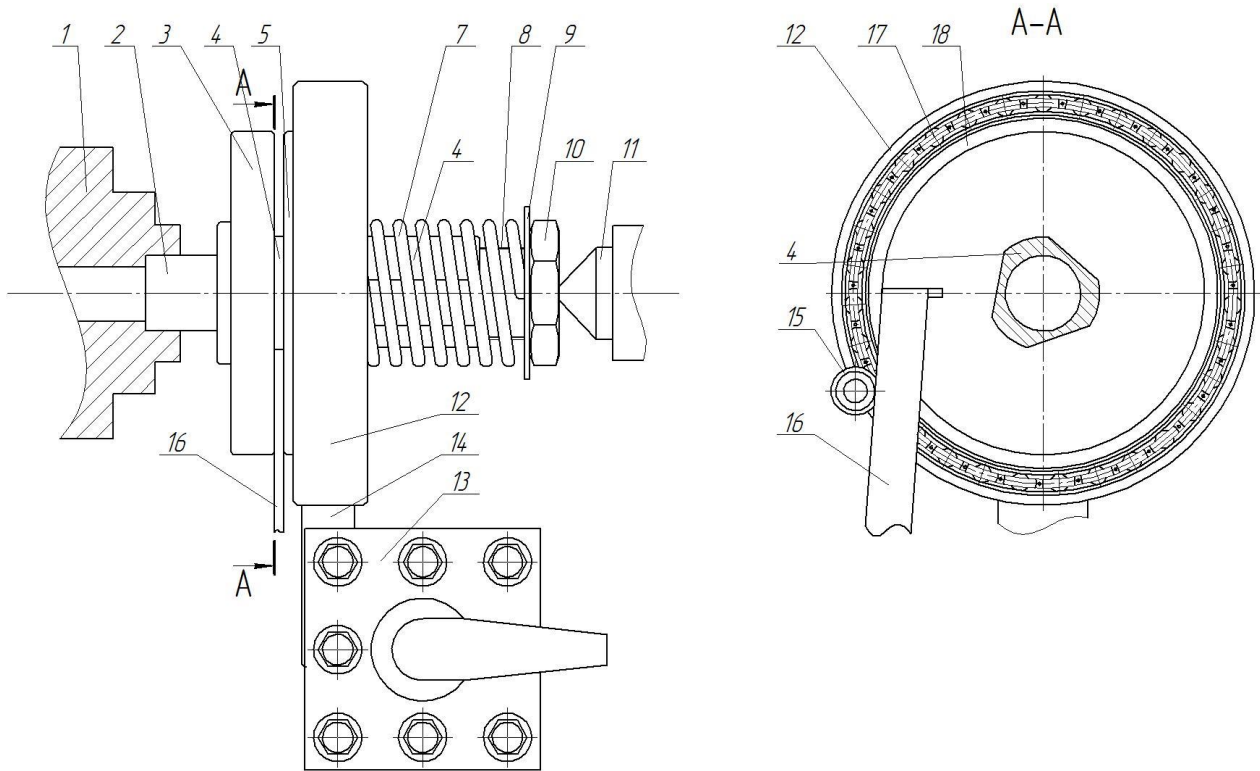


Рисунок В.3 - Конструктивна схема виставлення обертової втулки в робоче положення і встановлення полоси в ролик при навиванні спіралей шнеків з допомогою обертової втулки

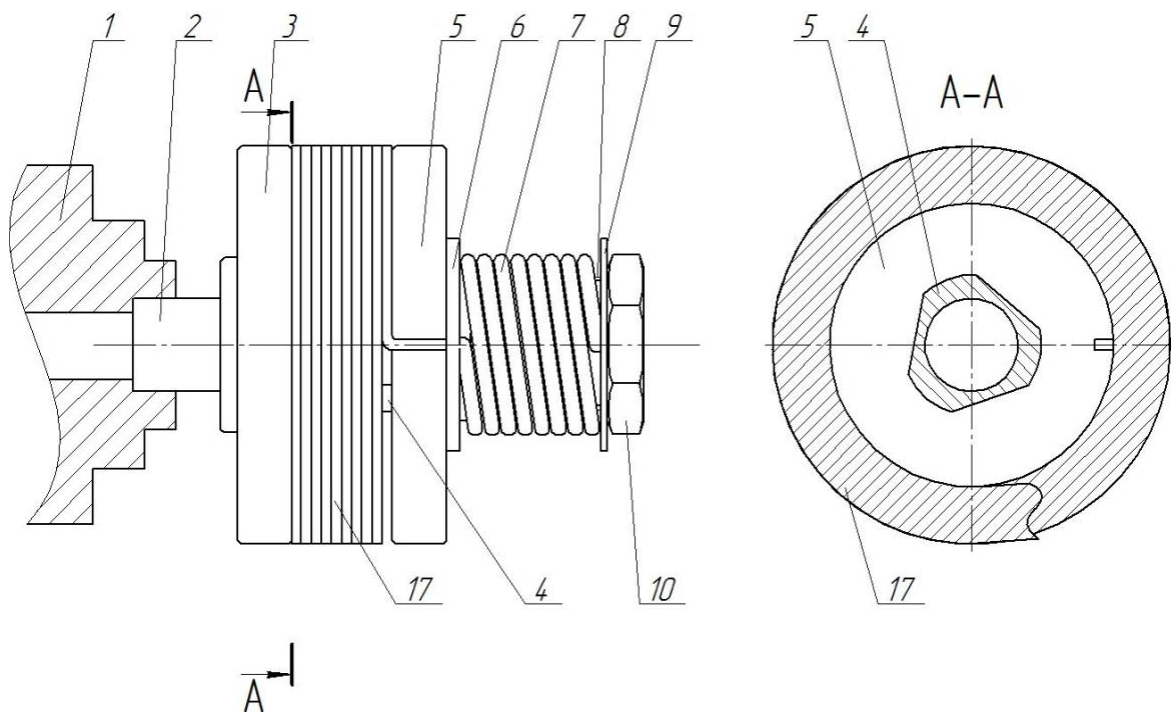


Рисунок В.4 - Конструктивна схема навитої спіралі в оправі при навиванні спіралей шнеків з допомогою обертової втулки

Наведемо детальніший опис формувального інструменту (рис. В.3) та процесу навивання спіралей шнеків обертовою втулкою (рис. В.1 і рис. В.2). У патроні токарного верстату 1 закріплюють ступінчасту оправу 2 (рис. В.3.а), на якій жорстко розташована ліва 3 і з можливістю осьового зміщення по фігурній поверхні 4 права втулка 5. На зовнішньому краю правої втулки 5 виконано осьовий паз, в який вставляється Г-подібний кінець смуги 16 для навивання гвинтової спіралі. Правий торець правої втулки 5 підтиснутий через шайбу 6 пружиною стиснення 7, затиск якої регулюється гайкою 10 через шайбу 9 за допомогою трапецеїдального різьбового з'єднання 8. Правий кінець оправы 2 підтискають задньою бабкою 11 з метою збалансування і надання конструкції жорсткості. У супорті верстату 13 жорстко закріплюють державку 14 обертової втулки 12 (рис. 3.б). Обертова втулка 12 складається із зовнішньої обойми, в якій розташовано підшипник 17 та формувальну втулку 18. На зовнішньому краю обертової втулки 12 закріплено напрямний ролик 15.

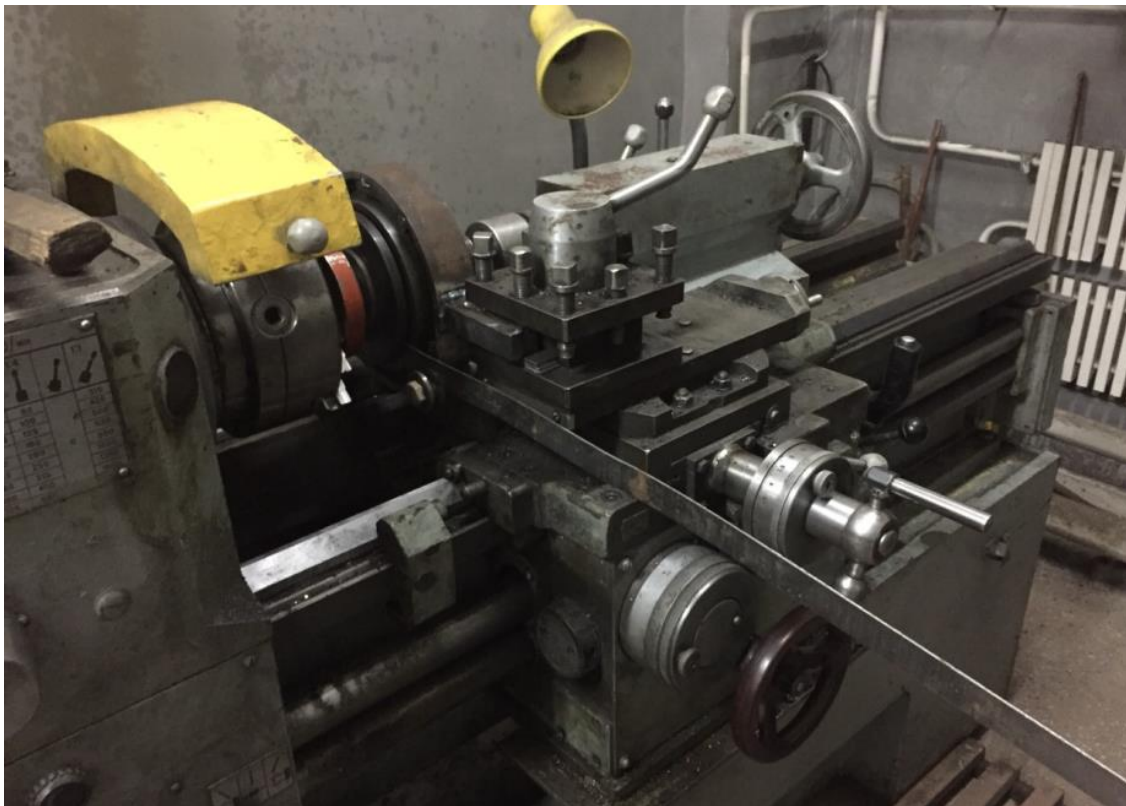
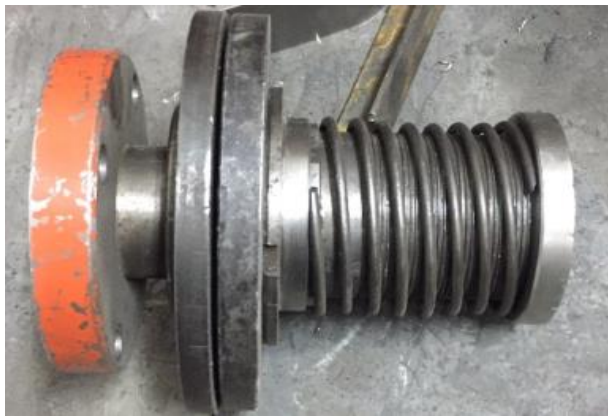


Рисунок В.5 - Загальний вигляд процесу навивання спіралей шнеків з допомогою обертової втулки



а)



б)

Рисунок В.6 - Формувальний інструмент для навивання спіралей шнеків з допомогою обертової втулки: а) оправа; б) обертова втулка

При навиванні спіралі проводять виставлення обертової втулки 12 в робоче положення і встановлюють, попередньо закріплену в осьовому пазу правої втулки 5, полюсу 16 в напрямний ролик 15. Після цих підготовчих операцій включають головний привід верстату і патрон 1, з оправою 2, провертається. При цьому починає здійснюватися технологічний процес формоутворення гвинтової спіралі 17 зі смуги 16 обертовою формувальною втулкою 12. В процесі формоутворення гвинтової спіралі 17 права втулка 5 переміщається в осьовому напрямку вправо, стискаючи пружину стиснення 7. Після завершення процесу навивання спіралі 17 вимикають головний рух токарного верстату, відводять в крайнє праве положення задню бабку і супорт з обертовою втулкою (рис. В.г). Далі проводять відгвинчування гайки 10 оправи 2 з метою послаблення і зняття пружини 7 і, відповідно, знімають навіту спіраль 17 з оправи 2.

Для реалізації способу навивання спіралей шнеків робочих органів сільськогосподарських машин та механізмів з допомогою обертової втулки сконструйовано, виготовлено та апробовано експериментальне оснащення для проведення досліджень. Проведені експериментальні дослідження показали дієвість та ефективність розробленого способу навивання спіралей шнеків і необхідність у подальших дослідженнях даної технології.

ДОДАТОК Г

АКТ

результатів випробування, впровадження та експлуатації
гвинтового пересувного змішувача
у ФОП «Рудан А.М.»

«23» 11 2017

м. Збарж

У 2017 році було проведено випробування гвинтового пересувного змішувача, спроектованого і виготовленого у ТНТУ ім. І. Пулюя за патентом України № 99284 . Проведені випробування гвинтового пересувного змішувача довели його значну продуктивність і надійність в роботі при змішуванні сипких матеріалів.

За результатами проведеного дослідження річний економічний ефект, отриманий від використання даної конструкції гвинтового пересувного змішувача, склав 23397 грн.



ДОДАТОК Д**Акт**

про впровадження результатів науково-дослідної роботи у виробництво

«7» 12 2018 р.

с. Васильківці

АКТ

промислового випробування телескопічного гвинтового транспортера

Даний акт складено на те, що на нашому підприємстві у 2018 році було проведено промислове випробування телескопічного гвинтового транспортера, конструкція якого захищена патентом України № 129581 (автори: Гевко Ів.Б., Гудь В.З., Шуст І.М.).

Експлуатація телескопічного гвинтового транспортера показала надійність його в роботі при значній продуктивності та відповідність поставленим вимогам щодо транспортування сипких матеріалів.

Економічний ефект отриманий від використання даної конструкції протягом року склав 11370 грн.

Директор



О.В. Коваль

ДОДАТОК Е**ФОП Ковальчук Л.М.**«24» 10 2019**м. Збараж****АКТ
ВПРОВАДЖЕННЯ ГВИНТОВОГО
ТРАНСПОРТЕРА-СЕПАРАТОРА
у ФОП Ковальчук Л.М.**

У 2019 році на мною було введено в експлуатацію гвинтовий розходомір транспортних засобів за патентом України № 137345. Експлуатація гвинтового транспортера-сепаратора показала його ефективність при завантаженні та сепарації зернових матеріалів. Економічний ефект, отриманий від використання гвинтового транспортера-сепаратора склав 24760 грн.

ФОП



Ковальчук Л.А.

ДОДАТОК Ж**Акт**

про впровадження результатів науково-дослідної роботи у виробництво

«27» грудня 2019 р.

с. Васильківці

АКТ

промислового випробування гвинтового преса

Даний акт складено на те, що на нашому підприємстві у 2019 році було проведено промислове випробування гвинтового преса, конструкція якого захищена патентом України № 139338 (автори: Гевко Ів.Б., Гудь В.З.).

Експлуатація гвинтового преса показала надійність його в роботі при значній продуктивності та відповідність поставленим вимогам щодо пресування матеріалів.

Економічний ефект отриманий від використання даної конструкції протягом року склав 10750 грн.

Директор



О.В. Коваль

ДОДАТОК К**АКТ****результатів випробування, впровадження та експлуатації****гвинтового пересувного змішувача****ТОВ «СУГП ІМТРЕКС»**«07» 11 2019

У 2019 році було проведено випробування гвинтового конвеєра зі змінним діаметром кожуха, спроектованого і виготовленого у ТНТУ ім. І. Пулюя за патентом України №124911. Проведені випробування гвинтового конвеєра зі змінним діаметром кожуха довели його значну продуктивність і надійність в роботі при транспортуванні сипких матеріалів.

За результатами проведеного дослідження річний економічний ефект, отриманий від використання даної конструкції гвинтового пересувного змішувача, склав 25477 грн.

Директор ТОВ «СУГП Імтрекс»



Г.В.Александров

ДОДАТОК Л

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ
гвинтового конвеєра для одночасного
роздільного транспортування різних сипких
матеріалів
ТОВ «ПОРТОВИК-С»**

У 2019 році на підприємстві ТОВ «Портовик-С» було введено в експлуатацію гвинтовий конвеєр для одночасного роздільного транспортування різних сипких матеріалів за патентом України № 137348. Експлуатація гвинтового конвеєра для одночасного роздільного транспортування різних сипких матеріалів показала його ефективність при транспортуванні зернових матеріалів. Економічний ефект, отриманий від використання гвинтового конвеєра склав 21770,00 грн.

Директор ТОВ «Портовик-С»



В.О.Фінчук

ДОДАТОК М



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **108462** (13) **U**

(51) МПК (2016.01)

B07B 1/28 (2006.01)**B07B 7/00****B03B 5/52** (2006.01)**A01D 19/10** (2006.01)**A01D 33/04** (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2015 04346**
 (22) Дата подання заявки: **05.05.2015**
 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **25.07.2016**
 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: **25.07.2016, Бюл.№ 14**

(72) Винахідник(и):
Гевко Богдан Матвійович (UA),
Гудь Віктор Зеновійович (UA),
Білик Стефанія Григорівна (UA),
Диня Володимир Іванович (UA),
Клендій Марія Іванівна (UA),
Шуст Ігор Миколайович (UA)

(73) Власник(и):
Гевко Богдан Матвійович,
 вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46020 (UA),
Гудь Віктор Зеновійович,
 вул. Б. Лепкого, 8, смт Гусятин,
 Тернопільська обл., 48200 (UA),
Білик Стефанія Григорівна,
 вул. Крушельницької, 17а/60, м. Березани,
 Тернопільська обл., 47500 (UA),
Диня Володимир Іванович,
 вул. І. Сірка, 10/1, м. Тернопіль, 46020 (UA),
Клендій Марія Іванівна,
 вул. Шашкевича, 18, м. Березани,
 Тернопільська обл., 47501 (UA),
Шуст Ігор Миколайович,
 вул. Шевченка, 10, с. Розношенці,
 Збаразький р-н, 47353 (UA)

UA 108462 U

(54) ГВИНТОВИЙ КЛАСИФІКАТОР КОРЕНЕПЛОДІВ**(57) Реферат:**

Гвинтовий класифікатор коренеплодів виконаний у вигляді рами, гвинтової спіралі, подавального лотка, сепараторної решітки, виконаних із циліндричних напрямних з зазором. Між якими у міру переміщення коренеплодів є збільшеним і виконаним у вигляді нижньої частини циліндра, гладкої жолобоподібної поверхні, покритої еластичним матеріалом. В центрі гвинтової спіралі встановлено привідний вал на опорах, які жорстко закріплені до рами, правий кінець якого жорстко з'єднано з приводом через запобіжну муфту. Гвинтова спіраль з'єднана з привідним валом радіальними перемичками, які розміщені рівномірно по дузі спіралі і жорстко до неї закріплені з неробочої сторони, а другими кінцями вони жорстко закріплені до привідного вала. Гвинтова спіраль по зовнішньому діаметру виконана у вигляді Г-подібного профілю з горизонтальною полицкою з неробочої сторони і покритий еластичним трибостійким шаром по зовнішньому діаметру з робочої сторони. Сепаруюча решітка під'єднана відомим способом до вібруючого пристрою.



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **99284** (13) **U**
 (51) МПК (2015.01)
B65G 33/00
B65G 33/08 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

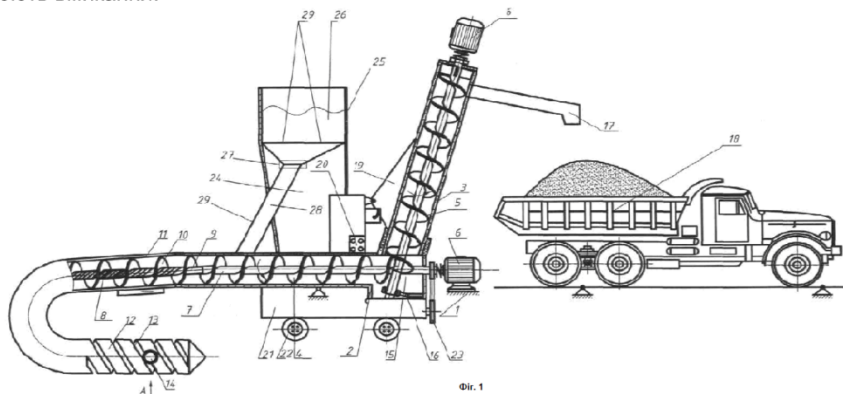
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2014 13737	(72) Винахідник(и): Гудь Віктор Зеновійович (UA), Тарасюк Юрій Миколайович (UA), Навроцька Тетяна Демянівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 22.12.2014	(73) Власник(и): Гудь Віктор Зеновійович, вул. Б. Лепкого, 8, смт Гусятин, 48200 (UA), Тарасюк Юрій Миколайович, вул. Данила Нечая, 19, с. Бохоники, Вінницький р-н, Вінницька обл., 23233 (UA), Навроцька Тетяна Демянівна, вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.05.2015	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.05.2015, Бюл.№ 10	

(54) ГВИНТОВИЙ ПЕРЕСУВНИЙ ЗМІШУВАЧ

(57) Реферат:

Гвинтовий пересувний змішувач складається з рами, циліндричних горизонтальних і вертикальних жолобів з гвинтовими робочими органами, завантажувальних і вивантажувальних елементів, приводу, механізму регулювання кута нахилу вертикального жолоба до горизонту, ємкості для збору сипких матеріалів, пульта керування і механізму переміщення змішувача. На рамі і на плиті механізму переміщення змішувача жорстко встановлена підставка з бункером мінералів і з механізмом регулювання кількості їх подачі, який за допомогою прозорого циліндричного лотка жорстко з'єднаний з горизонтальним кожухом в зоні початку жорсткого горизонтального робочого органу. Під бункером і по довжині лотка встановлені електромагнітні вібратори відомої конструкції, які з'єднані з пультом керування, яким в автоматичному режимі здійснюють вмикання.



UA 99284 U



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **138006** (13) **U**
 (51) МПК (2019.01)
B65G 33/00

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ
 ЕКОНОМІКИ, ТОРГІВЛІ ТА
 СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2019 05457	(72) Винахідник(и): Гудь Віктор Зіновійович (UA)
(22) Дата подання заявки: 21.05.2019	(73) Власник(и): Гудь Віктор Зіновійович,
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.11.2019	вул. Тернопільська, 4, кв. 33, смт Гусятин, Гусятинський р-н, Тернопільська обл., 48201 (UA)
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.11.2019, Бюл.№ 21	

(54) ТЕЛЕСКОПІЧНИЙ ГВИНТОВИЙ ТРАНСПОРТЕР**(57)** Реферат:

Телескопічний гвинтовий транспортер містить циліндричний кожух з гвинтом. Гвинт і кожух складається з правої і лівої секцій, де права секція циліндричного кожуха по внутрішньому діаметру є у взаємодії з зовнішнім діаметром лівої секції циліндричного кожуха. Вал лівої секції гвинта по внутрішньому діаметру є у взаємодії з зовнішнім діаметром вала правої секції гвинта. Спіраль лівої секції гвинта жорстко закріплена по усій її довжині на валу лівої секції гвинта, а спіраль правої секції гвинта розташована на валу правої секції гвинта із зазором з можливістю нагвинчування на вал лівої секції гвинта. Спіралі лівої та правої секцій гвинта виконано однакового зовнішнього діаметра та кроку. Права секція циліндричного кожуха складається з внутрішньої пружної і зовнішньої жорсткої частин. Внутрішній діаметр правої та лівої секцій циліндричного кожуха є однаковим.

UA 138006 U