

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах
рукопису

ДОВБИШ АНДРІЙ ПЕТРОВИЧ

УДК 621.867

ДИСЕРТАЦІЯ

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТРУБЧАСТОГО КОНВЕЄРА ІЗ
СЕПАРУЮЧИМ БУНКЕРОМ**

05.05.05 – Піднімально-транспортні машини

13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора
філософії)

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

_____Довбиш А.П.

Науковий керівник:

Герук Станіслав Миколайович

канд. техн. наук, доц.

Тернопіль – 2020

АНОТАЦІЯ

Довбиш А.П. Обґрунтування параметрів трубчастого конвеєра із сепаруючим бункером . – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

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

Дисертаційна робота присвячена теоретичним і експериментальним дослідженням проектування й розрахунку конструктивних і технологічних параметрів робочих органів трубчастих ланцюгових скребкових конвеєрів, що дають змогу найефективніше транспортувати сипку продукцію.

Розроблено модель вибору конструктивних параметрів конвеєрів для транспортування сільськогосподарських матеріалів вздовж криволінійних траєкторій з урахуванням можливих обсягів витрат, що виникають внаслідок пошкодження матеріалу, сукупних витрат, які включають собівартість виготовлення, експлуатації, технічний огляд і ремонт.

Проведено синтез робочих органів конвеєрів методом ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу. Обґрунтовано, що вибір варіанта конструкції робочих органів в першу чергу залежить від характеру виконання процесу і навантаження на робочий орган. Тому, виходячи з необхідності забезпечення проектування робочих органів, можна обмежити кількість варіантів конструктивних рішень і згенерувати значну кількість працездатних конструкцій конвеєрів для транспортування сипких матеріалів вздовж криволінійних трас.

Теоретичні розрахунки коливань привідного ланцюга конвеєра показали, що для різних швидкостей переміщення сипкого матеріалу за рахунок внутрішніх збурень руху можуть виникати резонансні коливання. Встановлено, зокрема, що амплітуда переходу через резонанс є більшою для більших швидкостей руху привідного ланцюга конвеєра; максимальне динамічне напруження у ланцюгу зростає із збільшенням швидкості транспортування

сипкого матеріалу: збільшення швидкості транспортування від 1 м/с до 2 м/с спричиняє при $v = 1,3$ та $L = 20$ м збільшення динамічного напруження у 5,2 рази, а зростання швидкості від 2 м/с до 3 м/с за тих же параметрів – у 3 рази.

Розроблені конструкції трубчастих ланцюгових конвеєрів з різними робочими органами та стендове обладнання з використанням перетворювача частоти Altivar 71 та програмного забезпечення PowerSuite v.2.5.0 дозволили провести комплекс експериментальних досліджень з визначенням продуктивності, крутного моменту при транспортуванні сипкого матеріалу.

На основі комплексу експериментальних досліджень отримано регресійні залежності для визначення ефективного просівання, продуктивності та крутного моменту при транспортуванні трубчастим скребковим конвеєром по криволінійних трасах для матеріалів горох та пшениця.

Встановлено, що для ефективного просівання раціональні значення параметрів лежать в межах: швидкість подачі матеріалу – 0,34...0,86 м/с; кут нахилу сита – 10...20°. Енергоємність в процесі транспортування зернової маси залежить від вказаних вище параметрів та питомого навантаження q_{num} і за раціональних їх значень $V=0,6$ м/с, $\alpha=10-20^\circ$, $q_{num}=0,9-4,7$ кг/год $\times$ см² становить 0,42–1,7 кВт.

На основі проведеного багатofакторного експерименту побудовано поверхні відгуку та визначено максимальну продуктивність при транспортуванні сумішей сипких матеріалів трубчастим скребковим конвеєром (пшениця, горох) при вологості матеріалу, яка складала $W=10\ldots 18\%$. Для гороху продуктивність становила в межах $Q=2100\ldots 5600$ кг/год, що на 20-25% більше, ніж для пшениці.

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень обґрунтовано основні параметри технологічного процесу транспортування та сепарації сипкого матеріалу. Результатом теоретичних та експериментальних досліджень є впровадження у виробництво.

Ключові слова: технологічний процес, ланцюг, трубчастий скребковий конвеєр, математична і динамічна моделі.

ANNOTATION

Dovbysh A.P. Parameters Substantiation of a Tube Chain Conveyor with a Separator Bin. The qualification scientific work on the manuscript copyright. Ph.D. thesis in Engineering Sciences with major in 05.05.05 «Materials-Handling Vehicle». Ternopil Ivan Pului National Technical University, Ternopil, 2020.

Thesis is dedicated to theoretical and experimental research on projecting and calculation of the technological and design requirements of working organs of tube drag chain conveyors that will give the opportunity to improve the friable material transportation.

The theoretical calculation of driving chain fluctuations of a conveyor which transports friable material by means of oscillation excitation caused by drag dynamics along the salient points of horizontal and vertical conveyor parts have been made. The conditions of resonance vibrations for different speed rates of friable material transportation have been identified.

It has been established that the transition amplitude due to resonance is higher for higher speed rates of a driving chain, and a simultaneously maximal dynamic overvoltage in a chain is higher when the speed rate of a friable material transportation increases from 1m/s to 2 m/s. It causes a 5.2 times increase in dynamic overvoltage, and a 3 times increase under a speed rate from 2 m/s to 3 m/s under the same parameters.

Methods of identifying their basic physical and mathematic characteristics as well as of physical and mathematic models of grain mixture dynamics during the process of friable material cleaning have been developed. It has been established that the vibration frequency of the friable material in the process of its cleaning depends on its vibration amplitude, with the nonlinear parameter a lower vibration frequency rate corresponds to higher vibration amplitude of a grain material along the sieve surface. It has been established that the speed effect (up to 1m/s) of a grain mass movement along the sieve surface causes the decrease in proper vibration frequency (up to 4%), and the transition amplitude of a grain mixture due to resonance is higher

for the lower initial rates of the difference between proper and forced vibration, that causes the separation process worsening.

The developed constructions of tube chain conveyors with different working organs as well as of test-bed equipment with the use of frequency changer Altivar 71 and software Power Suite v.2.5.0 made it possible to conduct a number of experimental research on identifying the productivity while transporting the friable material.

Based on a set of experimental studies, regression dependencies were obtained to determine the effective sifting, productivity, and torque of tubular scraper conveyance along curved tracks for pea and wheat materials.

It is established that for effective sifting, the rational values of the parameters lie within: material feed rate – 0.34...0.86 m/s; sieve angle – 10...20; energy consumption in the process of grain mass separation depends on the above parameters and the specific load q_{spec} and at their rational values $V=0.6$ m/s; $\alpha = 10-20^\circ$, $q_{spec}=0.9-4.7$ kg/h $\times$ cm² is 0.42–1.7 kW.

The multivariate experiment was conducted to construct the response surface and determine the maximum productivity when transporting mixtures of bulk materials with a tubular scraper conveyor (wheat, peas) at a moisture content of the material, which was %. For peas, the productivity was within kg/h, which is 20-25% more than for wheat.

The main parameters of a technological process of friable material transportation and separation have been substantiated on the basis of theoretical and experimental research. The results of theoretical and experimental research have been introduced into production process.

Key words: technological process, chain, tube drag chain conveyor, methametic and dynamic models.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографія

1. Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання: монографія / О.Л. Ляшук, Р.Б. Гевко, В.О. Дзюра, О.М. Кирик, А.П. Довбиш – тернопіль: фоп паляниця в. а., 2019. – 167 с. *(Автор розробив математичну модель транспортування сипкого матеріалу по криволінійних трасах для відповідних транспортно-технологічних машин).*

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

2. Dynamics of flexible elements of drive systems with variable contact point to the pulleys / M.B. Sokil, O.L. Lyashuk, A.P. Dovbush // INMATEH «Agricultural Engineering». – Bucharest, 2016. – Vol. 48, no. 1 / 2016. - P. 119-124. **(Scopus)**. *(Автор розробив методику впливу коливання гнучких елементів систем приводу на транспортування).*

3. Interpretation of the choice of conveyers with improved technological characteristics / I. Gevko, O. Lyashuk, A. Djachun, A. Dovbush // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. - Lublin–Rzeszow, 2015. – Vol. 17, no. 4 / 2015. - P. 107-116. *(Автором обґрунтовано вибір варіанта конструкції робочих органів для технологічного процесу транспортування).*

Публікації в наукових фахових виданнях України

4. Дослідження резонансних коливань трубчастих скребкових конвеєрів двовимірних елементів / С.М. Герук, А.П. Довбиш, О.Л. Ляшук, В.З. Гудь // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Технічні системи і технології тваринництва” – Харків, 2017. - Випуск 181. — С. 294-305. *(Автор отримав залежність максимальних динамічних зусиль у робочого органу).*

5. Герук С.М. Особливості конструкцій трубчастих конвеєрів / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Збірник наукових статей. «Сільськогосподарські

машини». - Луцьк, 2014. - Вип. 29-30 — С. 15-20. *(Автор запропонував та обґрунтував параметри конструкцій трубчастих конвеєрів).*

6. Дослідження коливань скребкових канатних робочих органів конвеєрів для транспортування насипних вантажів / С.М. Герук, О.Л. Ляшук, О.П. Скиба, А.П. Довбиш // «Перспективні технології та прилади»: збірник наукових праць. – Луцьк, 2015. – Вип. №7. – С. 17-22. *(Автор отримав залежність для визначення переміщень окремих точок робочого органа, що характеризують його коливання).*

7. Герук С.М. Вплив збурень коливань вібросепаратора на динаміку зернової суміші / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». - Кіровоград, 2016. - Вип. 46. — С. 124-132. *(Автор отримав залежності для визначення резонансних коливань зернової суміші в процесі вібраційної обробки).*

8. Герук С.М. Математична модель динаміки зернової суміші під час її сепарації в трубчастому скребковому ланцюговому конвеєрі / С.М. Герук, А.П. Довбиш / Вісник Сумського національного аграрного університету «Серія механізація та автоматизація виробничих процесів». – Суми, 2016. – Випуск 10/2 (30). – С. 78-85. *(Автор отримав характеристики власних коливань зернової суміші під час руху вздовж сита вібросепаратора).*

9. Синтез конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / О.Л. Ляшук, О.С. Голотенко, В.М. Клендій, А.П. Довбиш // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Кіровоград, 2017. - Вип. 47. – С. 167-177. *(Автором проведений синтез трубчастих скребкових конвеєрів).*

10. Дослідження трубчастого скребкового конвеєра з просторовою трасою / І.Т. Ярема, Т.Б. Пиндус, А.П. Довбиш, М.Д. Радик // Міжвузівський збірник “Наукові нотатки”. - Луцьк, 2018. - Випуск 61. - С. 243-249. *(Автором обґрунтовано параметри трубчастого скребкового конвеєра).*

Матеріали і тези конференцій

11. Герук С.М. Дослідження динамічних навантажень у привідному ланцюзі конвеєра / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя, 18-19 травня 2016 р.: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2015. – С. 40. *(Автор отримав аналітичну залежність максимального значення динамічної деформації ланцюга)*.

12. Герук С.М. Вплив геометричних, кінематичних та фізико-механічних параметрів на власні коливання робочого органу скребкового конвеєра / С.М. Герук, А.П. Довбиш О.Л. Ляшук // IV Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 25-26 листопада 2015 р.: тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2015. – С. 169-171. *(Автор запропонував конструкцію робочого органа скребкового конвеєра)*.

13. Герук С.М. Динамічні навантаження у привідному ланцюзі конвеєра під час резонансних коливань / С.М Герук, А.П. Довбиш // IV Всеукраїнська науково-практична конференція «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь», 28-29 березня 2018р.: тези допов. – Житомир : ЖАТК, 2018. – С. 284-285. *(Автор отримав динамічне напруження у прямолінійних ділянках ланцюга конвеєра)*.

14. Герук С.М. До питання про визначення основних фізико-механічних характеристик зернової суміші / С.М Герук, А.П. Довбиш // IV Всеукраїнська науково-практична конференція «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь», 28-29 березня 2018р. : тези допов. – Житомир: ЖАТК, 2018. – С. 282-284. *(Автор запропонував методикау дослідження динаміки зернової суміші у процесі вібросепарації)*.

Патенти України на корисні моделі

15. Пат. 108423 Україна, МПК B65G 25/00(2016.01). Гнучкий трубчастий сепаратор / Герук С.М., Ляшук О.Л., Довбиш А.П., Клендій В.М., Данилюк О.А.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Ляшук О.Л., Довбиш А.П.,

Клендій В.М., Данилюк О.А. – № u201601512; заявл. 18.02.16; опубл. 11.07.16, Бюл. №13. *(Частка всіх авторів однакова)*.

16. Пат. 109817 Україна, МПК В65G 19/00, В65G 33/00 (2016.01). Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем / Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л. – № u201602117; заявл. 04.03.16; опубл. 12.09.16, Бюл. №17. *(Частка всіх авторів однакова)*.

17. Пат. 112544 Україна, МПК В65G 19/00, В65G 35/00, В65G 35/02 Спарений робочий орган канатного конвеєра / Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.; – № u201602119; заявл. 04.03.16; опубл. 12.09.16, Бюл. №17. *(Частка всіх авторів однакова)*.

18. Пат. 112544 Україна, МПК В65G 25/00(2006.01). Канатна установка для видобування сапропелів / Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П.; заявники і патентотримувачі Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П. – № u201605417; заявл. 19.05.16; опубл. 26.12.16, Бюл. №24. *(Частка всіх авторів однакова)*.

19. Пат. 124844 Україна, МПК В65G 33/08, (2006.01). Трубчастий ланцюговий транспортер / Герук С.М., Ляшук О.Л., Клендій В.М., Левкович М.Г., Довбиш А.П. Пиндус Т.Б.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Ляшук О.Л., Клендій В.М., Левкович М.Г., Довбиш А.П. Пиндус Т.Б. – № u201710828; заявл. 06.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. №8. *(Частка всіх авторів однакова)*.

ЗМІСТ

ВСТУП	12
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	
1.1 Сучасний стан досліджень скребкових механізмів машин	17
1.2 Аналіз теоретичних результатів досліджень скребкових механізмів машин	25
1.3 Огляд конструкцій робочих органів трубчатих канатних скребкових конвеєрів	32
1.4 Огляд існуючих проблем в дослідженнях вібраційних сепараторів для сипких середовищ та їх основні характеристики	38
1.5 Висновки і постановка задач	45
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ КОМБІНОВАНИМИ СКРЕБКОВИМИ ЛАНЦЮГОВИМИ КОНВЕЄРАМИ	
2.1 Первинне оброблення сипкої зернистої маси для транспортування	47
2.2 Синтез конвеєрів з розширеними технологічними можливостями	48
2.3 Динаміка робочого органу трубчатого конвеєра із ланцюговим приводом	59
2.3.1 Математична модель динаміки системи трубчатий ланцюговий скребковий конвеєр - зернова маса, яка переміщається	60
2.3.2 Методика дослідження динамічного процесу ланцюгового конвеєра, який транспортує зернову масу	63
2.4 Динамічні навантаження у привідному ланцюзі конвеєра під час резонансних коливань	70
2.5 Математична модель динаміки зернової суміші під час її сепарації	73
2.6 Дослідження динаміки відносного руху зернової суміші вздовж сита в сепаруючому бункері	77
2.7 Власні коливання зернової суміші вздовж сита	79
2.8 Вплив збурень коливань робочого органа на динаміку зернової суміші	84
2.9 Висновки до розділу 2	90
РОЗДІЛ ІІІ ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	
3.1 Програма експериментальних досліджень	92
3.2 Конструкції трубчастих скребкових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів	93
3.2.1 Гнучкий трубчастий сепаратор з вертикальною подачею сипких матеріалів	

	11
3.2.2 Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем	95
3.2.3 Спарений робочий орган конвеєра	98
3.3 Стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень	100
3.4 Методика проведення експериментальних досліджень транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром	105
3.5 Висновки до розділу 3	111
РОЗДІЛ IV РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРУБЧАСТОГО ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА	
4.1 Результати експериментальних досліджень трубчастого ланцюгового конвеєра та їх елементів	113
4.2 Графоаналітичні результати експериментальних досліджень сепарації зернової суміші системою трубчастого скребкового конвеєра	118
4.3 Графоаналітичні результати експериментальних досліджень транспортування зернової суміші системою трубчастого скребкового конвеєра	120
4.4 Графоаналітичні результати експериментальних досліджень травмування насінного матеріалу трубчастим скребковим конвеєром	125
4.5 Висновки до розділу 4	127
РОЗДІЛ V ПРОЕКТУВАННЯ СКРЕБКОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	
5.1 Розрахунок навантажувальної здатності зачеплення ланки скребкового ланцюгового конвеєра	130
5.2 Дослідження скребкових робочих органів конвеєрів для транспортування насипних вантажів	133
5.3 Техніко-економічна ефективність трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра	139
5.4 Висновки до розділу 5	143
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	144
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	146
ДОДАТКИ	164

ВСТУП

Актуальність теми. Аналіз існуючих способів транспортування сипких матеріалів свідчить, що наявне обладнання за своїми технологічними характеристиками: продуктивністю, ефективністю та надійністю не повністю відповідає сучасним вимогам виробництва. Для транспортування зернових продуктів та кормових сумішей під час годівлі тварин і птиці широко застосовується конвеєрний транспорт. Трубчасті транспортери надійно (безпечно) та ефективно вирішують завдання переміщення заданої кількості кормосуміші на задану відстань у встановлений час.

Однак, існуючі скребкові конвеєри, які переміщують сипкі матеріали в направляючих трубах різної конфігурації характеризуються обмеженими функціональними можливостями, оскільки виконують лише транспортні функції. Надзвичайно важливим напрямком подальшого розвитку таких конвеєрів є розширення їх функціональних можливостей та експлуатаційних показників за рахунок поєднання в одному технологічному процесі одночасного переміщення та сепарації сипких матеріалів.

Тому створення нових конструкцій та обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів трубчастих скребкових конвеєрів, які забезпечують розширення технологічних можливостей, зменшення енергетичних і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації та розроблення методики проектування їх робочих органів є **актуальним завданням**, що має важливе народногосподарське значення.

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

Розроблення конструктивної схеми удосконаленого трубчастого скребкового конвеєра та обґрунтування раціональних конструктивно-кінематичних параметрів проведено відповідно науковому напрямку досліджень Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та виконані в рамках держбюджетних тем: ДІ 233-17 «Моделювання, синтез та розробка енергоефективних транспортуючих та перевантажувальних систем для технологічної обробки насипних вантажів» (№ державної реєстрації

0117U002246); ДІ 232-17 «Розробка нового методу технічного діагностування стану зварних швів магістральних газопроводів на основі статистичного аналізу їх структурної неоднорідності» (№ державної реєстрації 0117U002245) та ДІ 242-19 «Створення нового покоління методів фрактодіагностування матеріалів і конструкцій на основі використання нейронних мереж» (№ державної реєстрації 0119U001323).

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

Мета і завдання дослідження. *Метою роботи є підвищення ефективності транспортування сипких матеріалів скребковим ланцюговим конвеєром шляхом розроблення перспективних конструкцій та вибору їх раціональних параметрів.*

Для досягнення мети в роботі поставлені і вирішені такі завдання:

- провести аналіз конструкцій і теоретично обґрунтувати технологічний процес транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром та встановити його кінематичні і технологічні параметри;

- розробити математичну модель транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром у місцях спряження горизонтальної та вертикальних частин конвеєра та режимів його роботи із визначенням силових, конструктивних і технологічних параметрів;

- розробити методику дослідження динаміки трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра та встановити умови існування резонансних коливань для різних швидкостей переміщення сипкого матеріалу;

- спроектувати і виготовити стендове обладнання для дослідження характеристик трубчастих скребкових ланцюгових конвеєрів при транспортуванні сипких матеріалів;

- спроектувати і виготовити функціонально здатний зразок трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра та провести необхідний комплекс

експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії залежності продуктивності, крутного моменту на приводі робочого органа під час транспортування та сепарації сипких матеріалів від режимів роботи конвеєра;

- розробити інженерну методику проектування трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра з просторовою трасою транспортування сипких матеріалів.

Об'єкт дослідження – процес транспортування сипкого матеріалу вздовж криволінійних трас трубчастого конвеєра з різними робочими органами.

Предмет дослідження – взаємозв'язок конструктивно-технологічних параметрів трубчастих конвеєрів з їх характеристиками та функціональним призначенням.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено з використанням методів механіко-математичного моделювання, інформатики, теорії пружності, теоретичної механіки, вибору раціональних технічних рішень. Апробацію розроблених алгоритмів, програм і методик здійснено методом комп'ютерного моделювання. Результати експериментальних досліджень отримано за допомогою спеціально розробленого оснащення з використанням сучасних засобів та методів вимірювань. Статистичне опрацювання експериментальних даних проведено з використанням прикладних програм для ПЕОМ.

Наукова новизна отриманих результатів. На основі системного підходу до дослідження транспортних процесів в роботі отримано такі наукові результати:

- вперше побудовано залежності, що визначають вплив амплітудно-частотних характеристик сипкого середовища на вибір параметрів приводу трубчастого ланцюгового конвеєра-сепаратора;

- вперше розкрито динаміку трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра вздовж кутових точок горизонтальної та верикальної частини та встановлено умови існування резонансних коливань для різних швидкостей

переміщення зернового матеріалу;

- отримали подальший розвиток математичні моделі нелінійних коливань зернового матеріалу вздовж робочого органа сепаруючого бункера під час процесу сепарації та динаміки системи ланцюговий робочий орган конвеєра - зерно, яке транспортується.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено нові конструкції робочих органів трубчастих скребкових ланцюгових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями при транспортуванні сипких матеріалів, встановлено їх раціональні конструктивно-технологічні параметри. Розроблено стендове обладнання для проведення досліджень і визначення енергосилових параметрів процесу транспортування та сепарації залежно від режимів роботи конвеєрів та, за результатами комплексу експериментальних досліджень, напрацьовано рекомендації щодо їх використання. Здобувачем розроблено теоретичні й практичні технологічні передумови роботи робочих органів трубчастих скребкових конвеєрів, інженерна методика їх проектування. Технічна новизна розробок захищена 5-ма патентами України на корисні моделі. Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації впроваджено у СОК “УВИСЛА ПЛЮС” та ТОВ НВП «Агрант».

Особистий внесок здобувача. Основні результати роботи автор отримав самостійно. У працях, опублікованих у співавторстві [35, 47-48, 133, 147], автор вивів аналітичні залежності поздовжніх коливань робочого органу конвеєра, які можна описати функцією переміщення. У працях [29-31, 33-34] здобувач вивів аналітичні залежності резонансних коливань зернової суміші в процесі вібраційної обробки, дослідив: залежність частоти власних коливань робочого органу від швидкості пересування сипкого матеріалу; динамічні напруження у привідному робочому органі на прямолінійних вітках конвеєра. У працях [32, 49] внесок здобувача полягає в постановці та опрацюванні результатів експериментальних досліджень. Здобувач також запропонував елементи конструкцій машин та механізму привода [123, 148]. За матеріалами досліджень у співавторстві отримано 5 патентів на корисні моделі [100-104].

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення виконаних досліджень доповідалися та обговорювалися на наукових конференціях та науково-технічних семінарах: IV Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів (м. Тернопіль, 2015 р.); XVII Міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки», присвяченій 116-річчю з дня народження академіка Петра Мефодійовича Василенка (17-18 жовтня, Суми, 2016 р.); XIX науковій конференції Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя (18-19 травня, Тернопіль, 2016), IV Всеукраїнській науково-практичній конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин та знарядь» (28-29 березня, Житомир, 2018 р.).

Публікації. Результати досліджень опубліковано в 19 наукових працях, з них 1 монографія, 10 статей – у фахових виданнях, одна з яких опублікована в журналі, що входить до міжнародної наукометричної бази Scopus, 4 – у тезах наукових конференцій, 5 патентів України на корисні моделі.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, загальних висновків і додатків. Роботу викладено на 152 сторінках, вона містить 64 рисунків, 11 таблиць, а також додатки. Список літератури включає 159 найменувань. Загальний обсяг дисертації становить 195 сторінок.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Сучасний стан досліджень скребкових механізмів машин

Сучасний розвиток народного господарства країни та перехід економіки на ринкові відносини вимагають значного розширення номенклатури машин, за рахунок використання прогресивних технологій виготовлення різних деталей машин, застосування нових типів механізмів для підвищення їх продуктивності.

Вихідними даними для досліджень теорії переміщення частинок за допомогою сільськогосподарських машин, послужили роботи ряду українських та зарубіжних вчених, що пов'язані із проектуванням та оптимізацією параметрів машин неперервної дії.

Комплекс наукових і практичних рекомендацій із наукових основ теорії проектування машин внесли М.П. Василенко [19-20], Ю.А. Пертен [17]. Визначення параметрів скребкових конвеєрів і режимів їх роботи залежно від характеристик матеріалу, що транспортується висвітленні в роботах Р.Л. Зенкова [53-54], А.А. Вайсона, А.О. Спиваковського [128-129], Ф.К. Іванченко [61] та багато інших.

Значний вклад у розробку та автоматизований розрахунок машин неперервного транспорту присвячені роботи Р.Л. Зенкова [53], М.Л. Ізрайлевича [59-60], Р.М. Рогатинського [118], Ф. Краузе, С. Лорз (Німеччина), Г.В. Вишневецького та багато інших.

В наукових дослідженнях Ю.А. Пертена [17], В. К. Дьячков [129], приведено класифікацією скребкових конвеєрів з визначенням режимів та умов їх роботи, представлено розрахунки статичних, динамічних навантажень та основні питання з надійності та експлуатації конвеєрів.

В роботах Р.М.Рогатинського [118], О.В. Григорова, В.С. Ловейкіна [71-74], наведено проблеми математичного моделювання піднімально-транспортних машин .

Особливості використання скребкових конвеєрів на машинобудівних заводах, скребкових завантажувачів у сільськогосподарському виробництві наведені в працях

А.В Євневича [45-46], О.І.Іванова [57].

У працях В.М. Булгакова, О.А. Бурлаки [11]. висвітлені проблеми використання скребкових конвеєрів у зернозбиральних комбайнах, а в роботах Ф.К. Іванченка [61], В.В.Красникова [64], М.О.Клецкіна наведено розрахунок окремих деталей скребкового конвеєра.

Дослідженню та аналізу механізмів машин неперервного транспортування, створенню теоретичних основ їх проектування, проведенню експериментальних досліджень присвячено в працях П.М. Василенка [20], А.А. Омельченка, В.Д. Ткача [97], В.В. Красникова [64], А.М. Григор'єва, П.А. Преображенського [44], Р.Л. Зенкова [], Ф.К. Іванченка [61], Б.М. Гевка [21-22], Р.М. Рогатинського [118], В.С. Ловейкіна [73], Ю.А. Пертена [17], В.К. Дьячкова [129] та багатьох інших.

Основою наукових досліджень є пошук шляхів розв'язку задач взаємодії матеріалів з робочими органами та їх проектування для різних галузей народного господарства, таких як машинобудування, сільськогосподарське виробництво, харчова та переробна промисловість, будівництво, комунальне господарство, транспорт тощо.

Питанням розробки і дослідження сепарації коренебульбоплодів, фруктів, овочів, видавлювання з них соків присвячені праці І.Є. Груздєва [40], В.І. Пономарьова та інших. В роботах П.М. Василенка [19], Б.М. Гевка [21], Р.М. Рогатинського, Дьячкова [129], В.Ф. Ярошенка, І.Б. Гевка [25] розроблено математичні моделі технологічних процесів транспортування, витискування, віджиму та змішування робочими органами різних продуктів.

Скребкові конвеєри є одним із найпоширеніших засобів безперервного транспортування сипких вантажів в різних галузях промисловості і відрізняються широким різноманіттям конструктивних схем [53, 129]. Тому перед нами поставлено завдання повної систематизації конструктивних рішень скребкових конвеєрів, яка може бути корисними для використання та вдосконалення трубчастих конвеєрів які характеризуються визначальною ознакою систематизації для переміщення вантажу [17]. У конвеєрах з такими конструкціями поєднуються способи переміщення вантажу волочінням і перенесенням, але основним способом вважається - волочіння, що забезпечує

порівняно не високі механічні зусилля та енерговитрати при транспортуванні. Другим питанням є взаємодія скребків конвеєра з матеріалом, що транспортується, оскільки це визначає закономірності переміщення сипкого матеріалу в конвеєрі. За даними способами скребкові конвеєри поділяють на три типи: 1) конструкції суцільного волочіння і порційного переміщенням матеріалу; 2) з контурними зануреннями; 3) скребкові живильники. У перших двох типів скребкові конвеєри можуть мати відкритий та закритий профіль поперечного перерізу жолоба, третій тип – тільки відкритий. На основі цього було проведено класифікацію яка наведена на рис. 1.1. Для стійкого забезпечення високих показників продуктивності у скребкових конвеєрах відіграє важливе значення окремий натяжний пристрій, який підвищує попередній натяг ланцюга або троса.

В роботі [57, 129] наведено конвеєри із зануреними скребками, які дають змогу понизити енергоємність транспортування і виключити заклинювання вантажу в скребкових конвеєрах із закритим профілем поперечного перерізу жолоба. Функцію скребків в таких конвеєрах виконують рамки, що повторюють своєю конфігурацією профіль поперечного перерізу жолоба конвеєра, але, на відміну від цього профілю, розімкнені у верхній частині (рис. 1.2.).

Оскільки в конвеєрах із зануреними скребками переміщуваний вантаж має можливість обтікати елементи скребків, то до стабільності руху скребків висуваються підвищені вимоги. Тому скребки жорстко кріпляться до тягового органу, а останній має мінімальну рядність ланок. Таким чином, формується найпоширеніша схема робочого органу аналізованого типу конвеєрів.

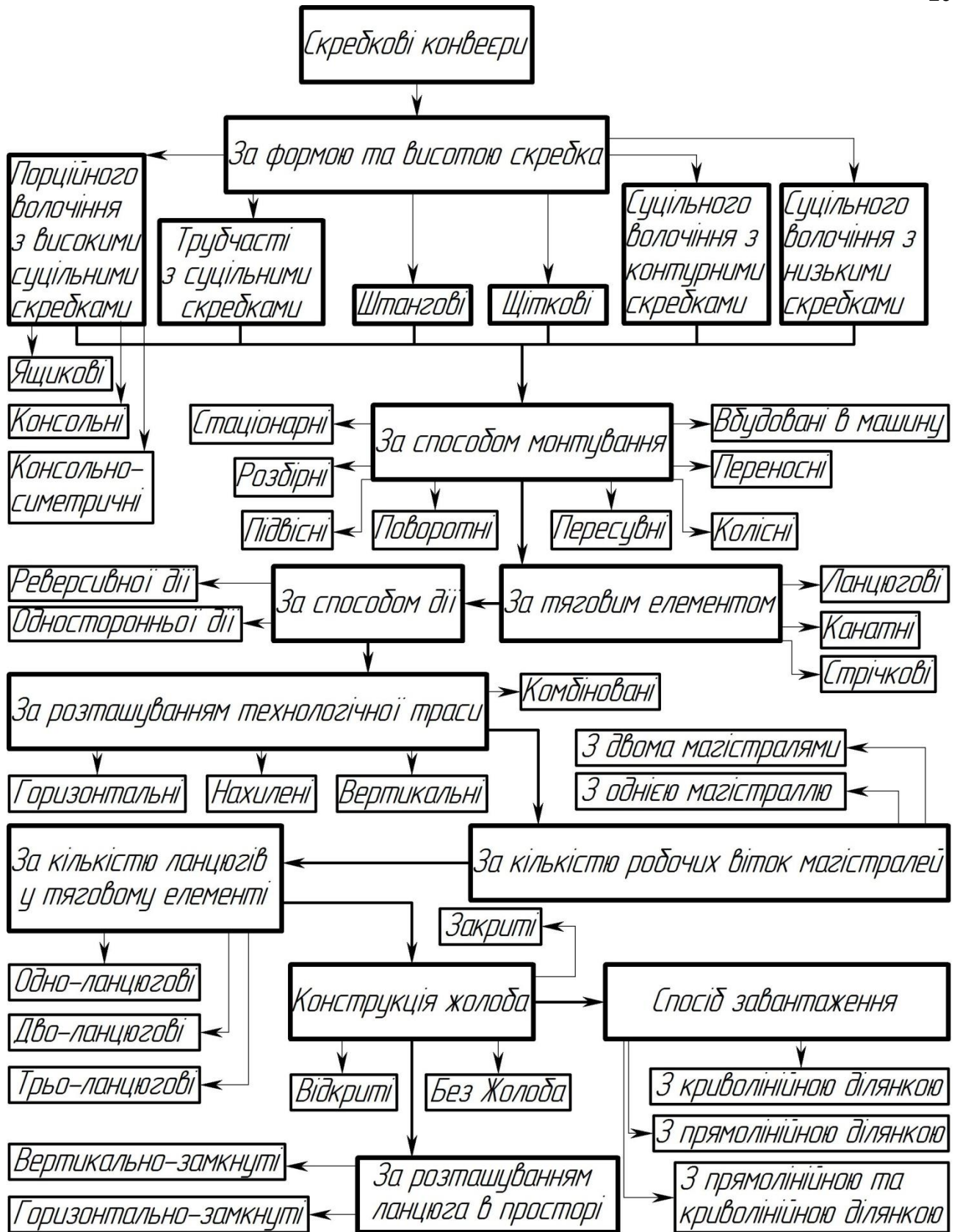


Рис. 1.1. Загальна класифікація скребкових конвеєрів

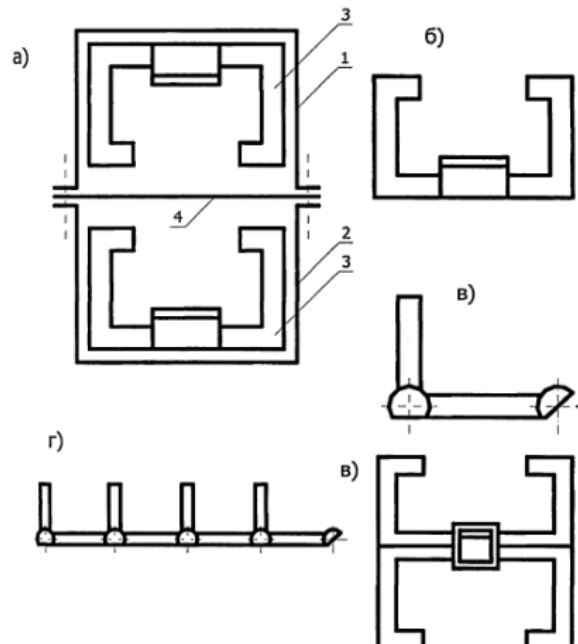


Рис.1.2. Конструктивні елементи скребкового конвеєра

а) – поперечний переріз конвеєра (1–жолоб верхньої гілки; 2 – жолоб нижньої гілки; 3 - V- подібний контурний скребок; 4 - днище); б), в) – вигляд спереду і збоку V – подібного скребка; г – ланцюг з V – подібних скребків; д – Н- подібний скребок

Такі конвеєри мають високу металоємність робочого органу із зануреними скребками. До недоліків цього типу конвеєрів можна віднести ряд інших, що зперешкоджають їхньому широкому застосуванню, а саме:

- жорсткі обмеження до фізико-механічних властивостей вантажу, що транспортується;
- низькі швидкості переміщення вантажу, вузький діапазон швидкостей, що індивідуально визначається для кожного матеріалу, що транспортується;
- безперервність потоку вантажу, що забезпечує зчеплення з скребками.

На даній робочій ділянці такого конвеєра кожен скребок переміщає окрему порцію вантажу.

При цьому напружений стан кожної порції вантажу формується одним конкретним скребком. Проте з метою стабілізації вантажопотоку і зниження енергоємності транспортування запропонований ряд технічних рішень для

даного типу скребкових конвеєрів, що передбачають кріплення до тягових елементів в проміжку між скребками поперечних стабілізуючих елементів у вигляді канатів або ланцюгів [57, 59].

Необхідність переміщення вантажів під будь-якими кутами нахилу, по складних криволінійних трасах, а також переміщення дрібнодисперсних вантажів, зумовила розробку скребкових конвеєрів із закритим жолобом. Основні конструктивні елементи такого конвеєра приведені на рис. 1.3. Конструкція такого конвеєра запропонована в 1964 р. к.т.н. В.К. Дьячковим. Даний конвеєр складається з приводної, натяжної і поворотних станцій, вантажної і порожньої гілки тягового органу. Привідна станція включає двигун зі вбудованим редуктором, привідний вал і зірочки.

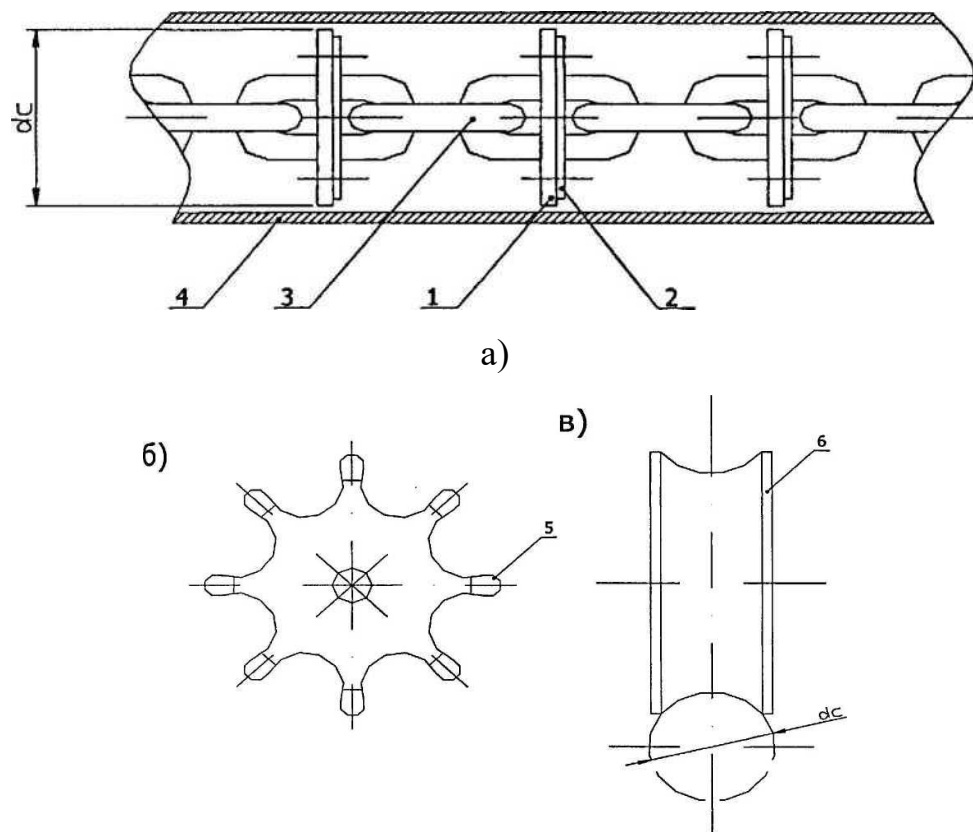


Рис.1.3. Конструктивні елементи трубчастого скребкового конвеєра:

- 1) пластиковий диск (скребок); 2) металева шайба; 3) ланцюг;
4) вантажонесучий орган; 5) приводна і натяжна зірочки; 6) обвідний блок.

Натяжна станція зазвичай розташовується в хвості конвеєра і складається з кінцевої зірочки з гвинтовими механізмами натягу для забезпечення

необхідного мінімального натягу тягового органу. Характерною особливістю трубчастого скребкового конвеєра є можливість транспортування з як в горизонтальній, так і вертикальній площинах, а також під кутом 90° . У зв'язку з цим, у вузлах сполучення таких ділянок встановлюють поворотні станції, що складаються з напрямних блоків. Контур конвеєра є герметичною трубчастою конструкцією, в якій розташовується замкнутий тяговий орган, що утворює навантажену і порожню гілки конвеєра. При цьому у разі використання суцільних скребків форма поперечного перерізу жолоба має бути трубчастою.

Використання коробчастого жолоба підвищує небезпеку заклинювання вантажу, особливо на вертикальних ділянках траси. Зважаючи на економічні круглу форму поперечного перерізу жолоба і менші максимальні розміри скребків притій же площі поперечного перерізу вантажопотоку, трубчасті скребкові конвеєри мають меншу металоємність. Проте і вони мають ряд недоліків, пов'язаних з енергоємністю транспортування, надійністю приводу, міцністю і довговічністю конструктивних елементів. Питання енергоємності транспортування вантажів трубчастими скребковими конвеєрами вивчене мало і вимагає окремого аналізу. А питання зношування, міцності і довговічності їх конструктивних елементів мають як загальні аспекти з аналогічними проблемами експлуатації звичайних скребкових конвеєрів, так і специфічні риси, обумовлені особливостями конструкції трубчастих конвеєрів.

Загальними для усіх скребкових конвеєрів є проблеми інтенсивного зношування жолоба і тягових елементів (канатів і ланцюгів). Також загальною є проблема підвищеного зносу жолоба в місцях стикування його секцій. Використання канатних і ланцюгових тягових органів і привідних зірочок пов'язане також з відомою нерівномірністю їх руху через періодичну зміну довжини, причому ця нерівномірність зростає у міру зносу ланок каната і ланцюга.

Проблеми забезпечення стійкості зачеплення ланок каната і ланцюга із зубами приводної зірочки при зміні кроку через зношення ланок, а також стійкості руху тягового органу на обвідних барабанах, що відхиляються, мають

місце на усіх типах скребкових конвеєрів. Проте стосовно трубчастих скребкових конвеєрів вказані вище проблеми носять специфічний характер.

Так із даних, приведених в роботі [59, 61], можна зробити висновок, що у разі використання зірочки з 10 зубами і тягового ланцюга з кроком 80 мм збільшення кроку ланцюга до 81,5 мм приводить до збільшення амплітуди коливань швидкості каната приблизно в 2 рази, а для ланцюга з кроком до 82,5 мм – в 2,5 рази.

За даними експериментальних досліджень при транспортуванні вугілля зношення ланцюгів скребкових конвеєрів по кроку складає 0,43...2,05 мкм/годину, зубів тягової зірочки - 18,0...30,5 мкм/годину [57, 129]. При цьому відзначається, що при русі на зірочці інтенсивніше зношується задня частина горизонтальної ланки і зв'язана з нею передня частина вертикальної ланки. Згідно з дослідженнями [60-61], гранично допустимі прирости кроку для надійності зачеплення із зірочкою ланцюгів, зменшуються при збільшенні кількості зубів зірочки і для ланцюга 18х64 мм складають при кількості зубів зірочки 6, 7, 8, 9 і 10, відповідно: 8,6; 7,8; 7,0; 6,2; 5,5 мм. В той же час, вимірювання кроку нових ланцюгів цього ж типу-розміру показали, що відхилення кроку у деяких пар ланок досягало 4,7 мм. При цьому практично усі експериментальні дані показують, що термін служби тягових зірочок до граничного зносу зубів в 2...2,5 рази менший, ніж для тягових ланцюгів [61].

Так, експериментальними дослідженнями [129] показано, що збільшення швидкості руху тягових ланцюгів від 0,73 м/с до 2,03 м/с приводить до зменшення опору руху приблизно в 2 рази, а при подальшому збільшенні швидкості падіння опору стає не значним, а потім опір навіть дещо зростає [61].

В роботах [26-27, 76] наведено математичні та динамічні моделі технологічних процесів роботи механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин. Розроблено математичні моделі динамічного процесу переміщення сипкого середовища в циліндричних трубах по криволінійних трасах за допомогою скребкового канатного робочого органу у вигляді пружних одновимірних тіл, які безвідривно переміщують сипкий

матеріал по криволінійних траєкторіях, як горизонтальних та вертикальної віток робочого органу транспортера.

1.2. Аналіз теоретичних результатів досліджень скребкових механізмів машин

Теоретичною основою і вихідними даними для досліджень послужили роботи ряду українських та зарубіжних вчених з теорії переміщення частинок по поверхнях скребкового конвеєра, механіки сипких вантажів, проектування і оптимізації параметрів конвеєрів неперервної дії, а також наукова і патентна література щодо нових конструктивних і технологічних рішень у скребкових конвеєрах і щодо розширення сфери їх використання.

Для конвеєрів швидкість транспортування залежить від опору переміщенню вантажу в трубчастих скребкових конвеєрах, від діаметра труби, особливо для вантажу з великим внутрішнім зчепленням, але це питання також не вивчене. Коефіцієнт опору руху вантажу приймають рівним 0,2, а на вертикальних ділянках визначаються за формулами для контурних скребків [53].

Вибір коефіцієнта заповнення жолоба вантажем стосовно звичайних скребкових конвеєрів багато в чому визначається кроком скребків [53-54, 57, 61]. Для трубчастих конвеєрів крок скребків також підлягає обґрунтуванню, виходячи з особливостей напруженого стану вантажу. Коефіцієнт заповнення трубчастих конвеєрів (зазвичай 0,8-0,9) визначається тільки способом завантаження. В той же час, розподілений опір переміщенню вантажу в скребкових конвеєрах зазвичай складає менше половини сумарного натягу (в окремих випадках трохи більше 20% [53]). Велику частку в енергетичному балансі скребкових конвеєрів складають зосереджені опори, а також сили тертя тягового органу по жолобу конвеєра. Коефіцієнти тертя сипких матеріалів по сталі, а також їх внутрішнього тертя, вивчалися авторами багатьох робіт [53, 61]. Максимальний натяг тягового органу скребкових конвеєрів прийнято

визначати, як і конвеєрів будь-якого іншого виду, методом обходу по контуру. При цьому на прямолінійних ділянках конвеєра розподілені опори підсумовуються пропорційно довжині, а на криволінійних - визначаються з використанням формули Ейлера для випадку тертя гнучкого нерозтяжного каната на зірочці [54, 56, 129].

Для транспортування можуть застосовуватись також горизонтальні і вертикальні трубчасті конвеєри висотою до 10 м [114]. Рух транспортованого матеріалу у вертикальному напрямку проходить за рахунок сил тертя між вантажем і кожухом, що виникають під дією відцентрової сили.

В наукових працях [63, 114] зроблено аналіз конвеєрів з контурними та суцільними круглими скребками, наведено аналітичні залежності визначення їх продуктивності, величин максимального тиску вантажу на стінки жолобів, а також розрахунок величини опору переміщенню вантажу на різних ділянках жолобів. Опрацьовані дані експериментальних досліджень дають змогу визначити продуктивність та енерговитрати при транспортуванні різних матеріалів трубчастими конвеєрами. Встановлено, що при швидкості транспортування 0,16...0,32 м/сек продуктивність конвеєрів знаходиться в межах від 4 до 53 м³/год для діаметрів труб 108...219 мм.

Для транспортування сипких матеріалів по прямолінійних трасах (горизонтальних, похилих і вертикальних) наведено ряд аналітичних залежностей для визначення продуктивності різних типів конвеєрів в залежності від реологічних властивостей матеріалу та конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів та конфігурацій технологічних трас [129]. Встановлені залежності для визначення опору переміщення тягових скребкових ланцюгів на різних ділянках транспортування, величин тиску в шарнірах ланок тягових робочих органів, крутних моментів на елементах приводу та потужностей на виконання технологічного процесу.

Продуктивність [53] визначається за формулою:

$$Q = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v \cdot \psi \cdot p \cdot c_\beta, \text{ (т/год.)}, \quad (1.1)$$

де D - діаметр труби; v - швидкість переміщення вантажу по жолобу; ψ - коефіцієнт наповнення жолобу; p - крок між скребками; c_β - коефіцієнт зниження продуктивності від кута нахилу конвеєра.

Також автором визначена залежність для встановлення потужності N_y (кВт) електродвигуна на привід скребкового конвеєра

$$N_y = k_\zeta v (S_{\acute{a}} - S_{\grave{a}}) / 102 \eta, \quad (1.2)$$

де $k_\zeta = 1,1 \dots 1,2$ - коефіцієнт запасу на неврахований опір; $S_{\grave{a}}$ - натяг ланки тягового скребкового ланцюга, яка сходить з приводної зірочки, (кг); $S_{\acute{a}}$ - натяг ланки тягового скребкового ланцюга, яка набігає на приводну зірочку, (кг); η - ККД привода конвеєра; v - швидкість тягового скребкового ланцюга, (м/сек).

Величини натягу $S_{\acute{a}}$ і $S_{\grave{a}}$ визначаються послідовним сумуванням величин опору руху скребкового ланцюга на прямолінійних і криволінійних ділянках конвеєра.

Опір руху W_1 (кг) на криволінійній ділянці визначається за формулою:

$$W_1 = S_{\acute{a}}^k (e^{f' \psi} - 1), \quad (1.3)$$

де $S_{\acute{a}}^k$ - натяг ланцюга в точці її входу на криволінійну ділянку, (кг); ψ - центральний кут криволінійної ділянки, (рад); f' - коефіцієнт тертя ланцюга по криволінійній ділянці.

Опір руху W_2 (кг) на вертикальній ділянці

$$W_2 = q_u H + S_u^e, \quad (1.4)$$

де $S_{\ddot{o}}^{\hat{a}}$ - натяг ланцюга на вертикальній ділянці, (кг); $q_{\ddot{o}}$ - вага погонного метра скребкового ланцюга, (кг/м); H - довжина вертикальної ділянки, (м).

Опір руху W_3 (кг) на похилій ділянці визначається

$$W_3 = q_{\ddot{o}} L_H (f' \cos \beta + \sin \beta), \quad (1.5)$$

де L_H - довжина похилої ділянки, (м); β - кут нахилу жолобу до горизонту, (град).

Крок скребоків t_c вибирають залежно від кроку тягового ланцюга t_k або зовнішнього діаметра скребка d_c із співвідношення [53, 129]:

$$t_c = (2,0 \dots 6,0) \cdot t_k, \quad t_c = (2,0 \dots 5,0) \cdot d_c.$$

Внутрішній діаметр труби, в якій переміщуються скребки слід брати на 4...8 мм більшим за зовнішній діаметр скребка:

$$d = d_c + (4 \dots 8).$$

Використовують менший зазор для синтетичних скребоків, а більший - для сталевих. В якості жолоба для скребоків використовують сталеві та синтетичні труби.

Тому зовнішній діаметр труби складатиме: $d_t = d + 2\delta$, де d - внутрішній діаметр труби, мм; δ - товщина стінки труби, мм.

Для зменшення опору при переміщенні скребоків та тягового органу на ділянках, які розміщені під прямим кутом, монтують поворотні блоки або згинають трубу по відповідному радіусу, який складає

$$R \geq 4d_t \text{ для труб (45...60 мм);}$$

$$R \geq 5d_t \text{ для труб (60...102 мм).}$$

Діаметр поворотного блоку:

$$D_k = (6 \dots 7) \cdot d_c, \quad (1.6)$$

де d_c – зовнішній діаметр скребка, мм.

Діаметр приводної зірочки при просторовій трасі визначити з виразу:

$$D_\varphi = \frac{z \cdot t_c}{\pi}, \quad (1.7)$$

де $z = 6 \dots 9$ – кількість зубів зірочки;

t_c – крок скребків на тяговому органі.

Прикладом однієї з перших у світовій практиці програмних систем для транспортування сипких матеріалів служить комплекс Schrage Rohrkettensystem GmbH Conveying Systems (рис. 1.4), створений в ФРН.

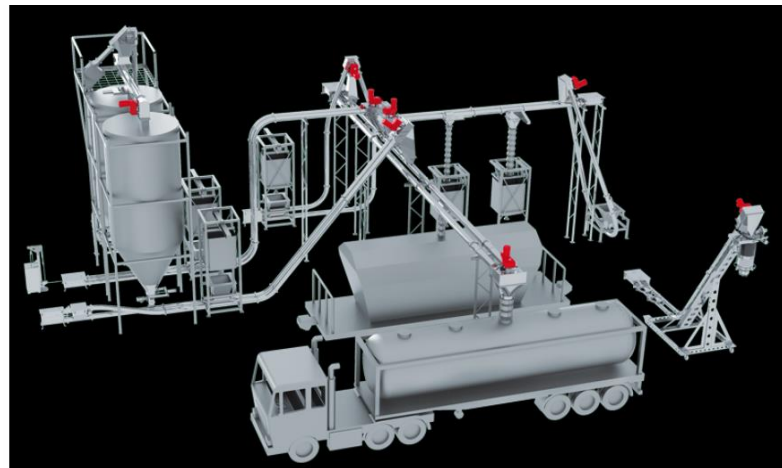


Рис. 1.4. Трубчатий ланцюговий транспортер и коробчастий ланцюговий транспортер

У 1985 році було вперше розроблено установку трубчастого конвеєра, що даний час використовується для найрізноманітніших матеріалів. Дані конструкції Данської фірми CABLEVEY представлені на рис. 1.5. Дані конвеєри можуть транспортувати сипучі матеріали (зернові), порошок, пластівці, гранули, гранули кави, деталі, стружки, пух, крихкі матеріали через закритий простір без використання повітря довжиною до 1240 м, а продуктивність його складає 49420 кг/год.



а)



б)

Рис. 1.5. Конструкції данської фірми CABLEVEY

Транспортна система фірми DALTEK (Данія) [76, 139] утворює замкнуте коло руху корму від завантажувальних бункерів через все приміщення свиногомплексу зворотно до завантажувальних ємкостей (рис.1.6).

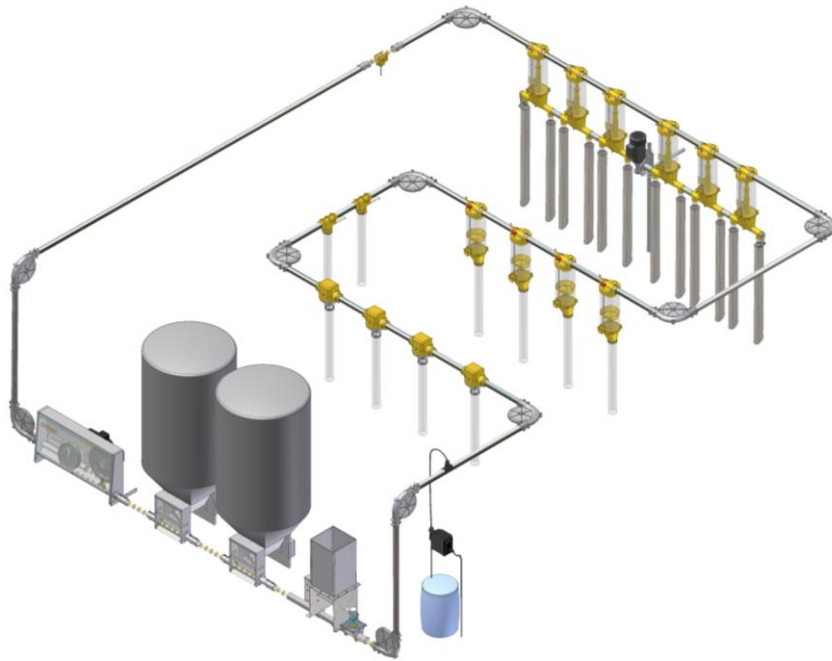


Рис.1.6. Система транспортування сухого корму фірми DALTEK (Данія)

Даний процес може ефективно виконуватись при незначних дозах добавок, однак для змішування і одночасного транспортування кормових сумішей необхідно розробити спеціальні робочі органи, які одночасно виконуватимуть даний технологічний процес.

На рис.1.7 наведено установка трубчастого канатного скребкового конвеєра, для якої встановлено, що величини резонансного значення амплітуди коливань каната у 3–4 рази більша за амплітуди нерезонансних коливань. Встановлено максимальні динамічні напруження у даному випадку перевищують динамічні напруження усталеного процесу.

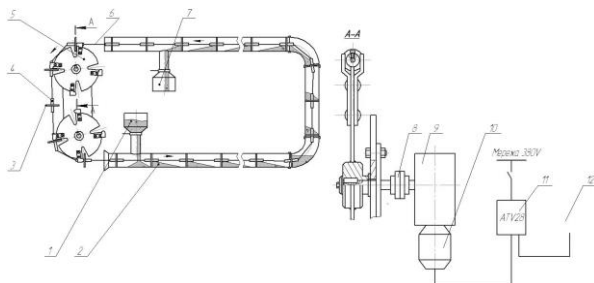


Рис. 1.7. Експериментальна установка трубчастого скребкового конвеєра переміщення сипкого середовища

1.3. Огляд конструкцій робочих органів трубчатих скребкових конвеєрів

Конвеєри з круглими та кругоподібними скребковими робочими органами мають назву трубчаті. Їх конструктивне виконання в переважній більшості залежить від реологічних властивостей матеріалу, який переміщується, довжини та конфігурації технологічної траси.

В більшості випадків скребкові конвеєри призначені для роздавання кормів на тваринницьких фермах. На рис.1.8 зображено транспортну магістраль шайбового конвеєра італійської фірми «Falcon».

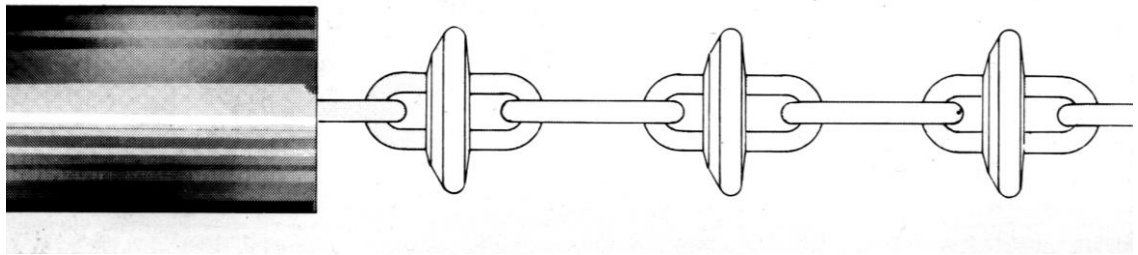


Рис.1.8. Транспортна магістраль шайбового конвеєра фірми «Falcon»

До недоліків таких типів транспортерів можна віднести значну масу робочого органу, а значить і підвищене зусилля тертя та енерговитрати на процес транспортування матеріалу. Проблемним питанням є ремонтпридатність робочого органу при виході з ладу однієї ланки.

Тягові ланцюги бувають зварними і кріпляться до скребків по центру (рис. 1.9 а) або по периферії (рис. 1.9 б).

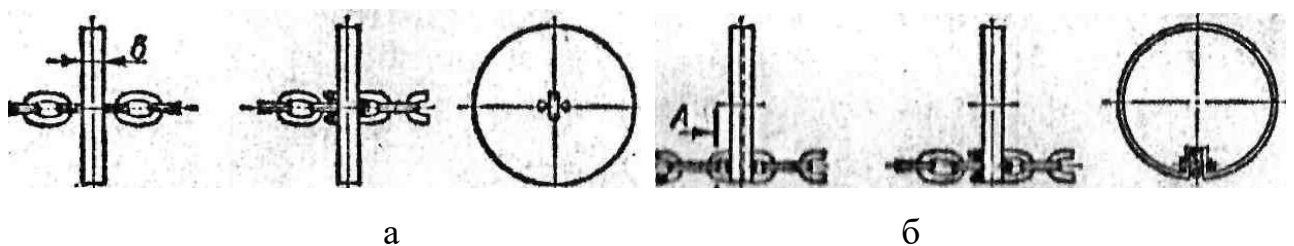


Рис. 1.9. Варіанти кріплення ланцюгів до скребків:

а – по центру; б – по периферії

Ланцюги забезпечують будь-яку просторовість траси навіть при малих радіусах кривизни технологічної магістралі, є простими у виготовленні та складанні. Однак внаслідок значної маси підвищується питомий тиск в їх шарнірних зонах контакту та зонах контакту скребків з направляючою трубою, що призводить як до підвищеного зношення даних пар, так і до зростання енерговитрат. Проблемним питанням є ремонтоздатність робочого органу при виході з ладу однієї із секцій.

Для спрощення та швидкого складання робочого органу і можливості заміни скребків при їх поломці розроблений робочий орган трубчатого скребкового конвеєра [], конструктивна схема якого зображена на рис. 1.10.

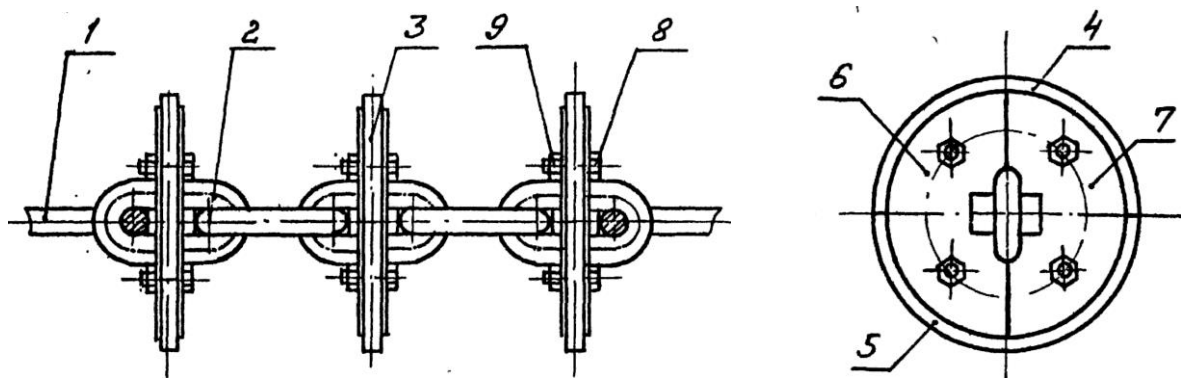


Рис. 1.10. Конструктивна схема трубчатого скребкового конвеєра

На рис. 1.11 наведено робочий орган, недоліком якого є велика масивність та металомісткість, що збільшує сили тертя на його пересування трубчатих направляючих трасах та збільшення енерговитрати на виконання технологічного процесу.

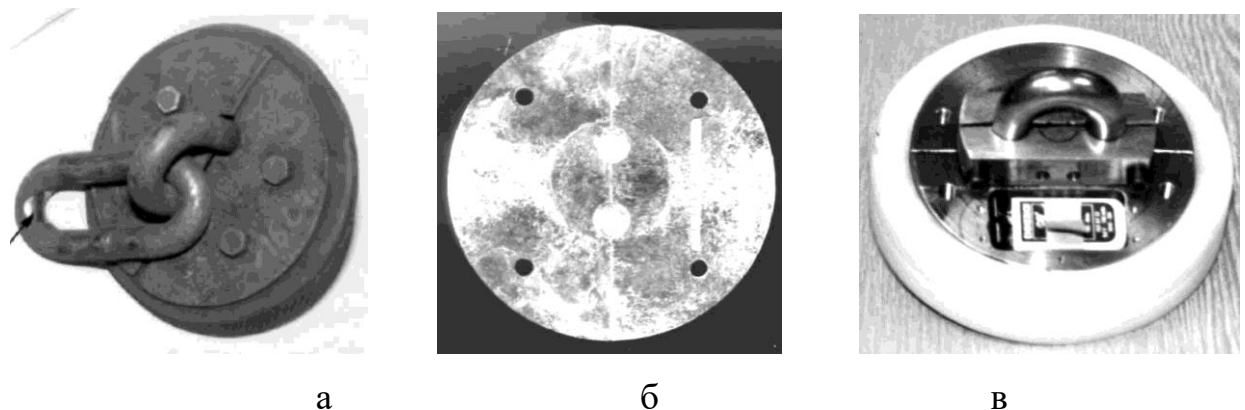
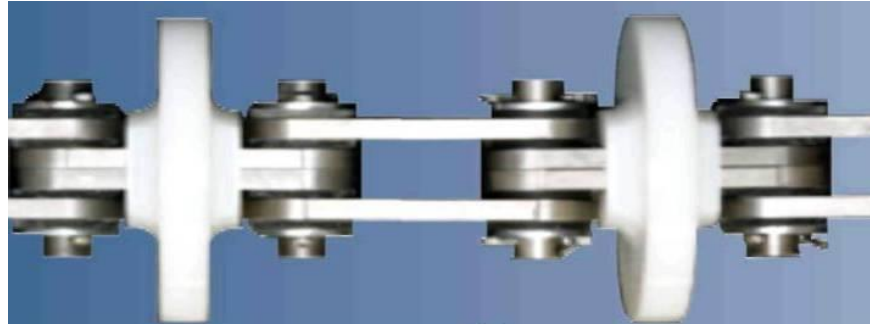


Рис. 1.11. Варіанти виконання розбірних шайбових скребків:

а – комбінований з гумовим ободом; б – металеві напівдиски; в – комбінований з пластмасовим ободом

На рис. 1.12 зображений робочий орган скребкового конвеєра фірми “Spiroflow

Limited” (Великобританія), скребки якого з’єднані за допомогою паралельно розташованих зовнішніх пар пластин. Перевагою даного робочого органу є його значна навантажувальна здатність і відповідно довжина технологічної магістралі. Досить оригінальним є виконання приводу робочого органу, де зуби привідної зірочки входять в простір між зовнішніми пластинами і взаємодіють із заокругленими поверхнями центральних пластин



а)



б)



в

Рис. 1.12. Загальний вигляд робочого органу конвеєра фірми “Spiroflow Limited”
а– загальний вигляд; б – робочий орган з привідною зірочкою; в – з матеріалом в процесі його транспортування

При виготовленні скребків у найбільш простому вигляді використовують сталь, чавун, різні видів високоміцних пластмас або гуми (рис. 1.13а). Також скребки можуть виконуватись в основному зі сталі або чавуну з використанням бандажу з гуми або пластмаси (рис. 1.13б).

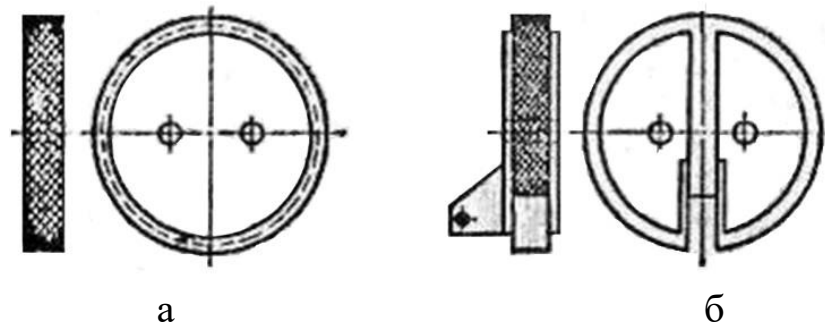


Рис. 1.13. Варіанти виконання скребоків: а – суцільний; б - комбінований

В дослідницьких розробках взято до уваги шарнірний трубчатий скребковий конвеєр (А.С.СРСР № 725964), в якому зменшується тертя між ланками на кінцях штанг, за допомогою з'єднання між собою скребоків, та поєднанням сферичними еластичними елементами (рис. 1.14). У гніздах розбірних втулок, до яких кріпляться скребки розташовуються сферичні елементи сусідніх штанг. При проходженні криволінійних трас сферичні елементи повертаються у гніздах втулок, що зменшує сили тертя та відповідно енерговитрати.

Одним із недоліків даного робочого органу є складність його технологічної конструкції, значна матеріаломісткість скребоків, яка визначається схемою їх компоновки з розбірними втулками.

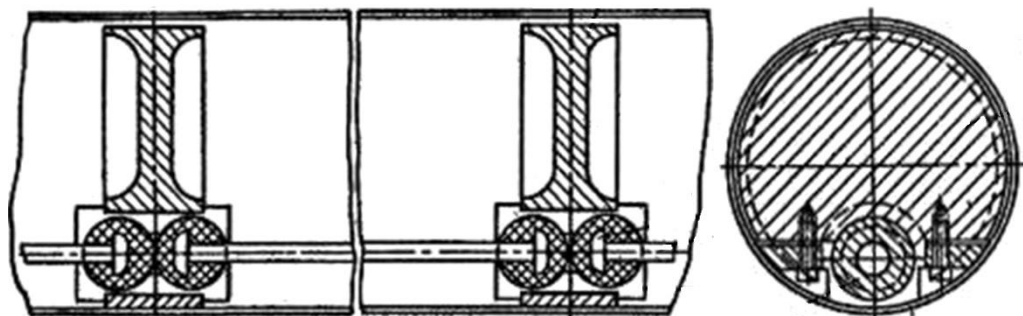


Рис. 1.14. Шарнірний трубчатий скребковий конвеєр

Скребковий транспортер з ворсистою поверхнею скребоків (Патент України №21746А) призначений для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів, які не повинні подрібнюватись в процесі переміщення (насінневі зернові матеріали), конструктивна схема якого зображена на рис. 1.15. Вздовж направляючої труби з протилежних сторін

жорстко закріплені направляючі, які покриті антифрикційним матеріалом. З профілем направляючих співпадають дискові скребки, які мають пази, а бокова поверхня кожного направляючого скребка має ворсисту радіальну поверхню.

За допомогою вібраційного очисного пристрою очищують скребки та тяговий орган від налипання частинок вантажу. Даний пристрій складається з електродвигуна, ексцентрика зі штоком, який закріплено на його валу. На кінці штока закріплена горизонтальна планка, яка контактує зі скребками, що ковзають на ній. Шток здійснює 750...1500 коливань за хвилину з амплітудою 2...3 мм. В залежності від інтенсивності налипання вантажу до скребків. очисний пристрій працює періодично. Очищення труби всередині здійснюється скребками ходової частини, які виготовлені з гуми або з гумовим ободом і встановлені в трубу з певним натягом. Ворсиста поверхня в процесі транспортування виконує дві функції: ущільнює зазор між внутрішньою стінкою направляючої труби і сприймає бокові зусилля від перекосу дискового скребка. Підвищенню продуктивності конвеєра та неможливості пошкодження насінневого матеріалу сприяє наявність ворсистості поверхні.

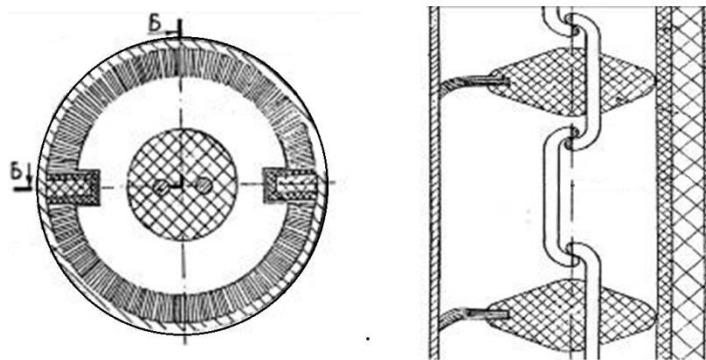


Рис. 1.15. Скребковий транспортер з ворсистістю поверхнею скребків

Канатно-скребкові конвеєри можуть транспортувати сипкі матеріали складними за конфігурацією кормопроводами з горизонтальними, похилими та вертикальними ділянками. Такі конвеєри складаються з тягового органа (ланцюг або канат), на якому закріплені шайби (працюють як скребки), приводної і натяжної станцій, поворотних пристроїв і системи трубопроводів, а саме кормороздавачі з ланцюгово-скребковими

(КРС-15, РВК-Ф-74), канатно-дисковими (ОКС-1000, КВД-Ф-1, КВД-Ф-2, РКД-Ф-2) елементами.

Для свиноферм з груповим або індивідуальним способами обслуговування тварин застосовують комплекти шайбових кормороздавачів КШ-0,5, який представлено на рис. 1.16 з об'ємними груповими дозаторами.

Для утримання молодняку ВРХ використовують скребковий кормороздавач КРС-Ф-15А призначений для транспортування та розподілу кормових продуктів по фронту годування у приміщеннях. Це ланцюгово-скребковий транспортер 1 (рис. 1.17.) відкритого типу, змонтований на дні жолоба годівниці, яка має два паралельних фронти годівлі.

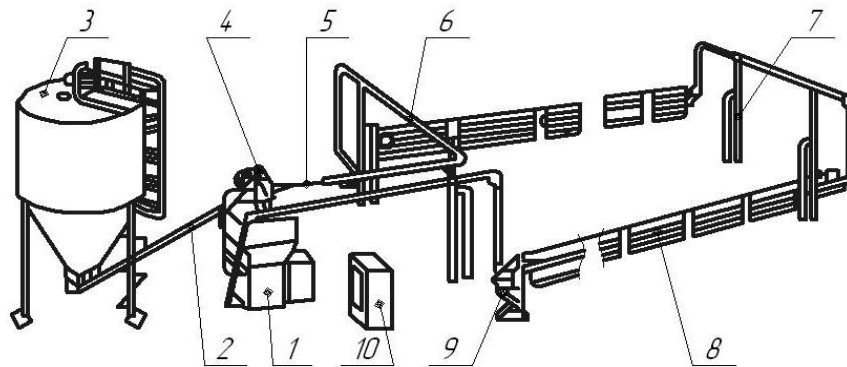


Рис. 1.16. Структурна схема шайбового кормороздавача КШ-0,5: 1 - привод; 2 - завантажувальний шнек; 3 - бункер-накопичувач; 4 - горловина; 5 - шайбовий канат; 6 - кормопровід; 7 - стояк; 8 - дозатор; 9 - привод дозатора; 10 - шафа керування

Корм завантажується поблизу привода та транспортується скребками вздовж жолобу годівниці до її рівномірного заповнення по всій довжині.

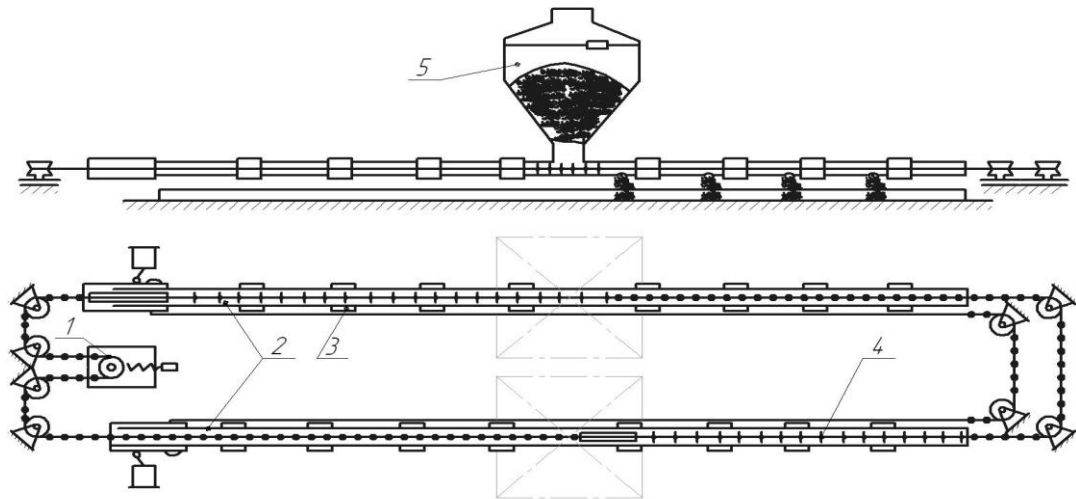


Рис. 1.17. Конструктивно-функціональна схема кормороздавач РКА-1000:

1-приводна станція; 2-3-кормопровод; 4-шайбовий конвеєр; 5-бункер

Загалом, розглянувши існуючі дослідження в сфері транспортування сипких матеріалів, можна зауважити, що на сьогодні вони розглянуті в досить вузьких межах. В основному всі дослідження стосувались безпосередньо певних складових частин машини для транспортування.

Проте слід зазначити, що все більше застосування отримують такі конвеєри в сільському господарстві, харчовій промисловості та переробній промисловості. Це зокрема скебкові конвеєри для сортування проміжних продуктів виробництва, таких як, наприклад, скляні, металеві кульки або пластинки. Тому, з вищевказаного випливає, що дослідити зв'язок системи шар завантаження - конвеєр – привід з можливістю застосування цих досліджень в різних галузях промисловості є актуальним.

1.4. Огляд існуючих проблем в дослідженнях вібраційних сепараторів для сипких середовищ та їх основні характеристики

Методи вібраційного оброблення, а також відповідні машини і обладнання отримали за останній час в різних галузях промисловості та сільського господарства широке застосування. Їх впровадження сприяє інтенсифікації різноманітних виробничих процесів та вдосконаленню або

розробці нових технологічних операцій, підвищує рівень механізації та автоматизації багатьох трудомістких робіт, збільшує економічну ефективність та продуктивність праці. Зі збільшенням інтенсивності виробництва розширюється область застосування вібромашин, створюються вібромашини для виконання нових технологічних операцій. Це обумовлено їх конструктивною простотою і в багатьох випадках вищою ніж в звичайних машинах технологічною продуктивністю.

Розрахунок та дослідження машин для вібраційного оброблення матеріалів проводили А. П. Бабичев [7-9], І.І. Биховський [15], Е.Е. Лавендел [67-68], В.Л. Левенгарц [69], Д.Д. Малкін [80-81], А.И. Новожилов [94], В.А. Повідайло [113], О.А. Співаковский [128], А.П. Субач [137-138]. Основні характеристики цих машин та опис їх динамічних параметрів описаний у працях [4-5, 51, 91, 96-98, 116].

В працях [15, 113] описані основні динамічні процеси у машинах вібраційної обробки. Встановлено, що вібраційні характеристики машини, їх робочі органи, амплітуда, швидкості та прискорення залежать від величини мас, що коливаються, їх жорсткостей.

В роботах В.Н. Потураєва, Е.И. Плохотнюка, А.Г. Червоненка наведено динамічні характеристики резонансних грохотів для сепарації матеріалів з великою об'ємною масою. Динамічний та кінематичний аналіз вібросепаратора проведено П. М. Заїкою, Д.І. Мазоренком, П.А. Мироновим. У працях [12, 116] показано, що амплітуда коливання сита набуває оптимального значення при встановленні площини коливання дебалансу в площині загального розташування машини.

В роботах П.С. Берника та І. Ф. Малєжика [77] наведено ряд сепараторів для очищення зернових культур та дослідження і вдосконалення сепараторів, зокрема вібросепараторів для сільського господарства. Розроблено сепаратори для розділення та очищення різного типу зернових продуктів. В. В. Гортинским [38] було розроблено відцентрові сепаратори для очищення зерна. Розробленням та дослідженням сепараторів для очищення соняшникового

насіння займався П. М. Василенко [20]. В. В. Гортинським [38] проведено визначення та опис сепараторів в залежності від характеристик зернових сумішей, що сепаруються. В працях [117, 128, 132] описано вібровідцентрові сепаратори для очищення зернових сумішей.

На сьогодні вібросепаратори застосовуються практично у всіх галузях промисловості. Проводяться дослідження для вдосконалення їх конструкції та оптимізації їх технічних та динамічних характеристик. На рис. 1.18 представлено сепаратори фірм SWECO [157], які застосовуються в харчовій та переробній промисловостях для сепарації різного типу порошків, абразивних матеріалів. Дана конструкція дозволяє легко змінювати як амплітудно – частотні характеристики корпусу, так і кут нахилу корпусу до горизонту. В цих сепараторах можна змінювати швидкості руху та переміщення матеріалу вздовж сита. Це дозволяє досягнути максимальної продуктивності та ефективності просіювання довільного типу продукту: дрібного, великого, важкого, легкого, гарячого чи холодного.

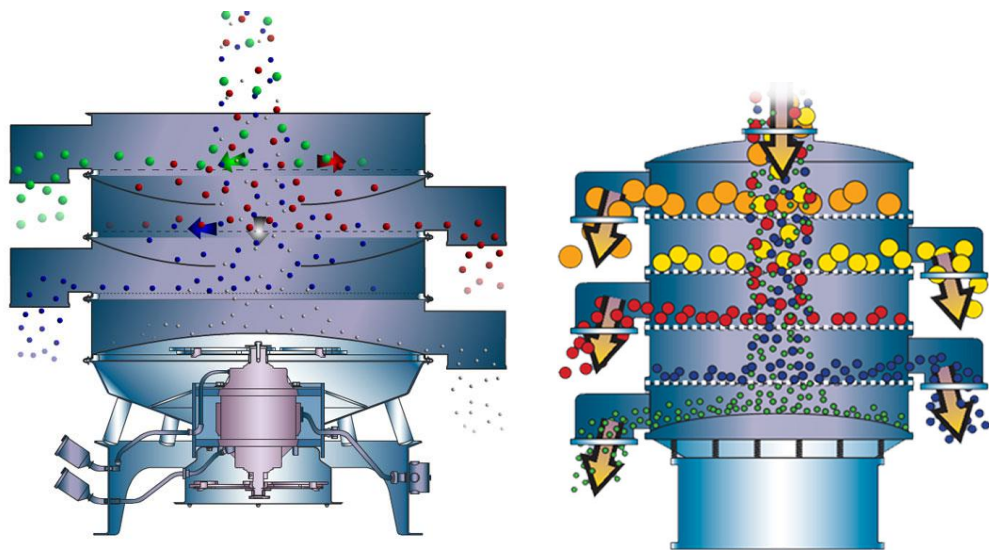


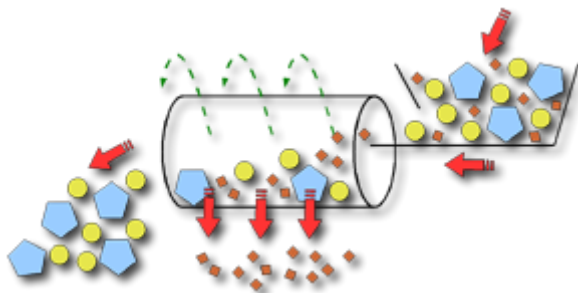
Рис. 1.18. Принципова схема роботи вібраційного сепаратора фірми SWECO

Компанії Шаньланд та ZENITH [159] виготовляють вібросепаратори для сепарації руди та вугілля, будівельних матеріалів, матеріалів легкої та хімічної промисловостей. Це установки використовують, як для сепарації та збагачення

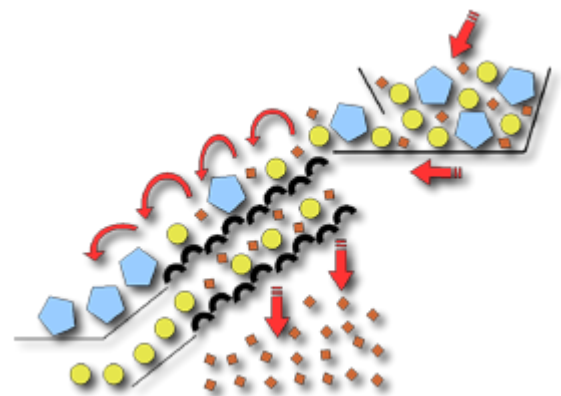
матеріалів з продуктивністю декілька тон за годину, так і для сепарації дрібних та дрібнодисперсних матеріалів у проміжних та кінцевих етапах виробництва. Для високотемпературного оброблення сипких матеріалів вказані компанії також виготовляють сепаратори, принцип дії котрих вказаний на рис. 1.19.

Американські компанії Pilot Crushtec та WS Tyler [156] виготовляють віброгрохоти для сепарації та збагачення вугілля та корисних копалин. WS Tyler також виготовляє вібросепаратори для гарячих матеріалів, а також нестандартні конструкції різної ширини, глибини та кількості сит (до 15 шарів).

Такі сепаратори можуть використовуватись як в легкій, так і в харчовій та переробній промисловостях.



а)



б)

Рис.1.19. Принципові схеми руху сипкого середовища у вібраційних сепараторах а) – барабанного типу; б) – з зворотно-поступальним рухом сита.

Перевагою використання вібросепараторів для розділення багатокомпонентних сипких сумішей на фракції за величиною, масою та поверхневими властивостями їх частинок та ін. є інтенсифікація технологічного процесу.

У працях [141] описано існуючі типи машин для вібраційного розділення сипких сумішей, зокрема сортування, фракціонування, очищення від домішок. Проведено характеристику сепараторів за продуктивністю, типом та характером дії вібрації на оброблюваний матеріал.

Для розділення частинок різної форми, а також частинок, що характеризуються підвищеною пластичністю та здатністю до налипання використовують колові коливання в вертикальній площині з неперервним підкиданням.

На рис.1.20 та рис 1.21. подано класифікаційні схеми вібраційних сепараторів за типом руху та видами основного робочого органу.

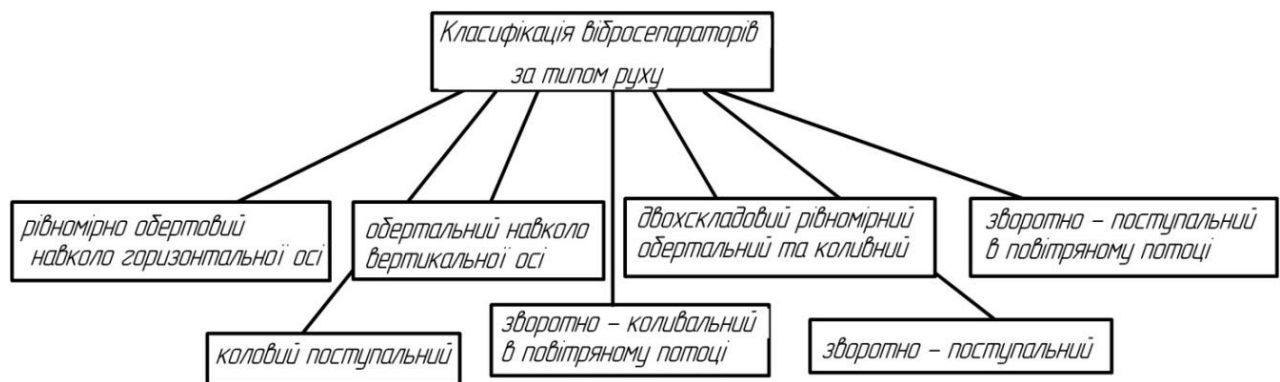


Рис.1.20. Класифікація вібросепараторів за типом руху робочого органу.

За видами основного робочого органу або середовища визначені перспективні типи існуючих, або таких, котрі перебувають в процесі розробки вібросепараційних машин.

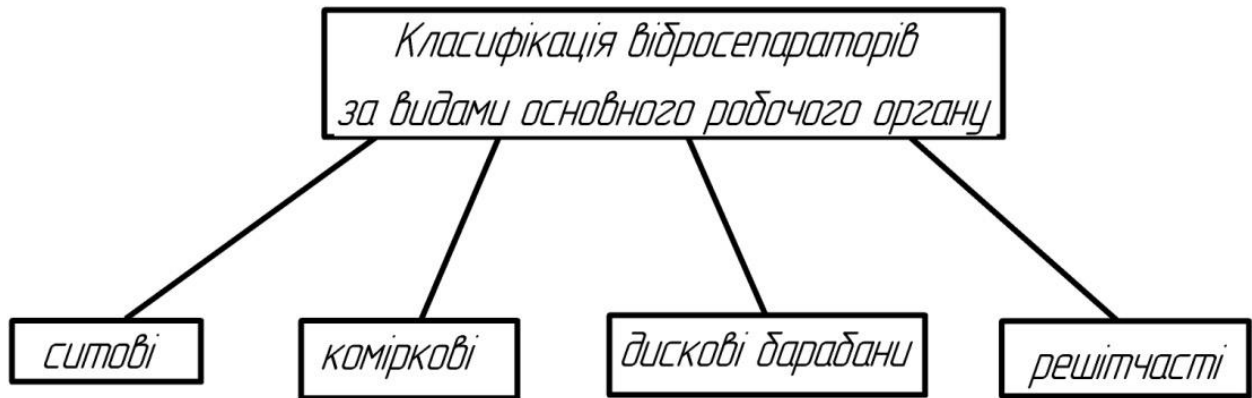


Рис. 1.21. Класифікація вібросепараторів за видами основного робочого органу.

Вібраційні сепаратори за принциповою динамічною будовою та конструктивною схемою в основному подібні до вібраційних живильників та конвеєрів. Основна їх відмінність у конструкції робочого органу: у вібраційних сепараторах застосовуються корпуси з ситами, колосниковими та струнними решітками, а їх робочий орган найчастіше встановлюється похило.

На даний час вібросепаратори промислового виробництва умовно можна поділити на дві групи: похилі і горизонтальні. В похилих сепараторах за привід використовуються звичайного типу дебаланси. У горизонтальних сепараторах (вібратори типу самобалансу або інші вібратори) направлену збурюючу силу створюють ексцентрики, а прямолінійний рух корпусу забезпечують направляючі сит.

Однією з найважливіших вимог, що стосуються сучасних машин взагалі одночасно з високими технічними показниками є мінімальна необхідність в обслуговуванні.

У вібросепараторах, що мають сита з великими отворами, мотор-вібратор встановлюється таким чином, щоб отримати великий вибір вібраційних частот. При цьому матеріал інтенсивно підкидається, виконуючи незначні переміщення. При середній величині отворів сита - кут нахилу останнього до горизонту приймається приблизно $5 - 7^\circ$, що створює необхідний рух середовища вздовж нього.

На рис.1.22 наведено принципові схеми вібраційних сепараторів з дебалансним приводом (рис.1.22.а), похилий сепаратор з коловими коливаннями (рис.1.22. б), горизонтального сепаратора з двома мотор-вібраторами, що самосинхронізуються (рис.1.22. в), який здійснює прямолінійні коливання, сепаратори з інерційним приводом (рис.1.22. г). Дані сепаратори встановлюють на реактивну масу, ізольовану від несучих конструкцій м'якими пружними елементами.

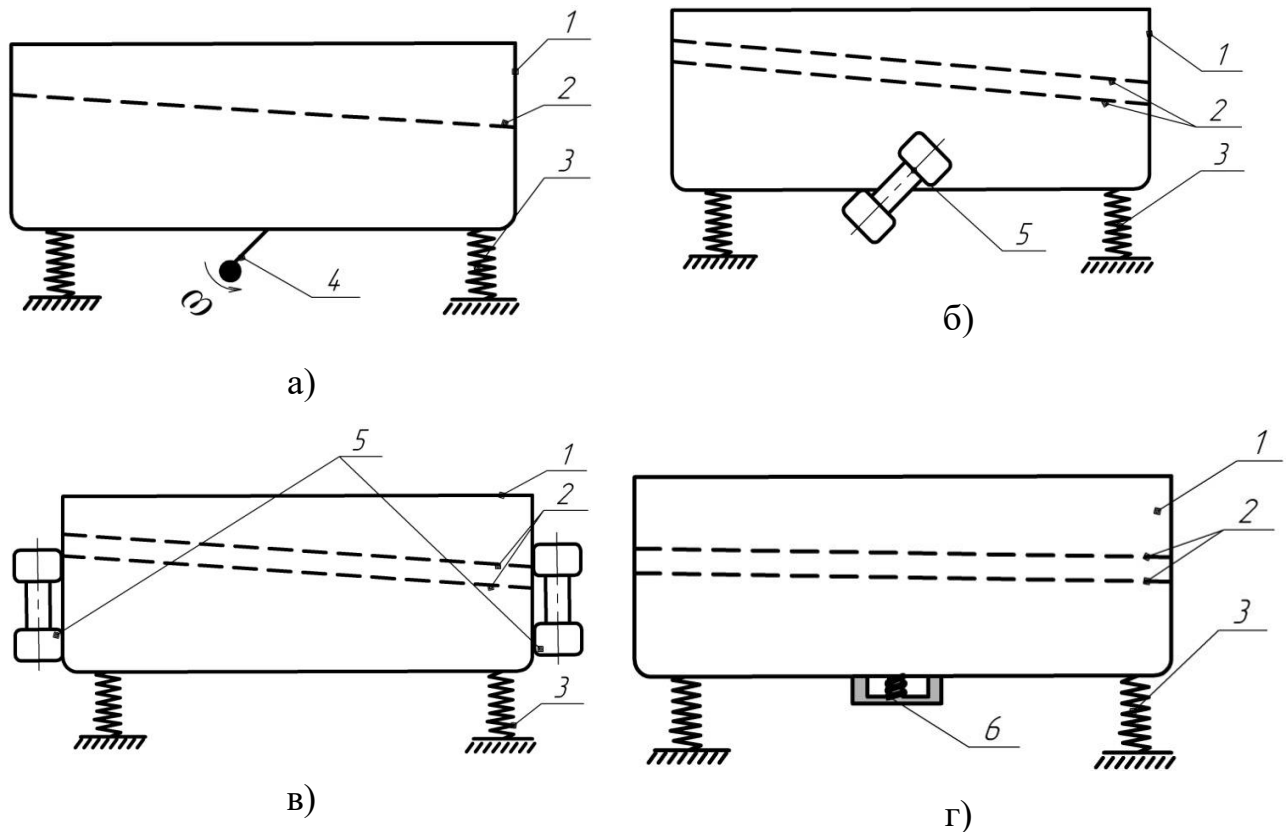


Рис.1.22. Принципові схеми вібраційних сепараторів (1–корпус вібросепаратора, 2 - сита, 3 пружини, 4 – дебаланс, 5 – мотор - вібратор, 6 –електромагнітний вібратор)

Для одночасного розділення середовища за розмірами фракцій використовують багатоситові сепаратори. Вони характеризуються виключною простотою, малою висотою і не вимагають великих площ для установки.

Сепаратори відрізняються простотою конструкції і можливістю узгодження частоти та амплітуди коливання. Відкрита конструкція сепараторів

забезпечує легкий доступ до сит та сприяє швидкій їх заміні. Вібраційні сепаратори в порівнянні з іншими сортувальними пристроями забезпечують вищу продуктивність та чіткість розділення при менших витратах електроенергії. Внаслідок чого при вібруванні шар продукту на ситі інтенсивно розрихлюється, зменшується тертя між частинками, вони стають рухомими, що дозволяє одержати перерозподіл по їх величині.

Продуктивність роботи вібросепаратора залежить від впливу широкого спектру зовнішніх та внутрішніх чинників на цей процес. Тому важливою задачею є необхідність розгляду динамічного процесу і експериментальні дані для обґрунтування і вибору параметрів комбінованих скребкових машин.

1.5. Висновки і постановка задач

У результаті аналізу літературних джерел і патентного пошуку конструкцій комбінованих скребкових машин можна констатувати, що вони піддаються конструктивному і технологічному удосконаленню при дослідженнях потрібно:

1. Розробити методику проектування, розглянути особливості комбінованих трубчастих скребкових конвеєрів, які вимагають ретельного підходу до вибору параметрів, так як діючі в елементах цих конвеєрів навантаження, показники їх працездатності і довговічності чутливі до зміни зовнішніх параметрів. Потрібно описати динамічні процеси і одержати експериментальні дані для обґрунтування і вибору параметрів комбінованих скребкових конвеєрів.

2. Провести аналіз конструкцій і теоретично обґрунтувати технологічний процес транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром та встановити його кінематичні і технологічні параметри;

3. Розробити математичну модель транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром у місцях спряження

горизонтальної та вертикальних частин конвеєра та режимів його роботи із визначенням силових, конструктивних і технологічних параметрів;

4. Розробити методику дослідження динаміки трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра та встановити умови існування резонансних коливань для різних швидкостей переміщення сипкого матеріалу;

5. Спроекувати і виготовити функціонально здатний зразок трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра та провести необхідний комплекс експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії залежності продуктивності, крутного моменту на приводі робочого органа під час транспортування та сепарації сипких матеріалів від режимів роботи конвеєра;

6. Розробити інженерну методику проектування трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра з просторовою трасою транспортування сипких матеріалів.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТУВАННЯ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ КОМБІНОВАНИМИ СКРЕБКОВИМИ ЛАНЦЮГОВИМИ КОНВЕЄРАМИ

2.1. Первинне оброблення сипкої зернистої маси для транспортування

Проведені дослідження, які стосуються динамічних процесів, які мають місце у “технологічному ланцюжку ” переробки зернової сипкої маси –при транспортуванні зерна на зберігання за допомогою трубчастих конвеєрних ліній. Для цього побудовані математичні моделі коливань зернової маси вздовж сепаруючого бункера під час сепарації та динаміки системи ланцюговий конвеєр – зерно (для процесу транспортування зерна). Вони являють собою крайові задачі для нелінійних диференціальних рівнянь із частинними похідними, що представлені у змінних Ейлера [140] і містять мішані похідні лінійної та часової змінних. Для вказаних математичних моделей процесів, які вивчаються, аналітичні методи дослідження подібного класу систем [1, 124, 126]. Це дало змогу отримати відносно прості математичні співвідношення, що описують параметри динаміки сипкої зернистої маси під час транспортування ланцюговим конвеєром із зерною сипкою масою. Описані параметри відіграють домінуючу роль в оцінці продуктивності, ефективності роботи та надійності експлуатації ланцюгового конвеєра.

Технологічні процеси підготовки зерна різних сільськогосподарських культур для переробки, зберігання чи реалізації включають в себе низку послідовних операцій, автоматизація яких значною мірою знижує собівартість кінцевого продукту. До них в першу чергу треба віднести процес сушіння (доведення вологості до стандарту), сепарацію, калібрування, транспортування на склад чи підготовка до реалізації (із фасуваннями). Методи передпосівного оброблення насінного матеріалу з метою використання новітніх засобів

біологічного збагачення ґрунту, а відтак *відповідні машини вказаних технологічних процесів*, в останні десятиліття отримали широке застосування у сільському господарстві. Їх впровадження сприяє інтенсифікації процесів якісної підготовки зерна чи посівного матеріалу, дозволяє позбутись багатьох трудомістких операцій. Це зумовлено з одного боку відносно конструктивною простотою вказаних машин, а з іншого - високою продуктивністю. Незважаючи на вище наведене, обсяг аналітичних досліджень динамічних процесів в даній сфері недостатній. Це в першу чергу стосується методів аналізу складних процесів та явищ, які мають місце у процесі транспортування, що зумовлені різноманітністю структур, геометричної форми, фізико-механічних властивостей зерна. Застосування під час виконання вказаних операцій машин керованого типу, які дозволяють у заданому діапазоні змінювати амплітуду та частоту зовнішнього збурення робочого органу вібраційного бункера, не завжди приводять до бажаних результатів. Кінцевий продукт, його якість, а отже продуктивність машини значною мірою залежать від властивостей оброблюваного продукту. Саме останні, точніше кажучи адекватні процеси транспортування, їхні математичні моделі, кінематичні характеристики, що впливають із моделей, дозволяють запропонувати найбільш раціональні режими роботи машин.

2.2 Синтез конвеєрів з розширеними технологічними можливостями

На даний час проектування та розрахунок транспортних механізмів проводиться за типовими схемами без врахування особливостей та специфіки виробництва, зокрема сільськогосподарського призначення, вимагає пошуку нових шляхів покращення технологічних і експлуатаційних параметрів робочих органів, які дають змогу підвищити продуктивність та покращити якість транспортних процесів із метою зменшення травмування насінневих матеріалів.

Для обґрунтування вибору транспортерів для транспортування сипких вантажів по криволінійних траєкторіях проведемо їх порівняльний техніко-

економічний аналіз. До таких транспортерів можна віднести трубчасті скребкові, пневматичні, жорсткі складні (складаються з двох і більше перевантажувальних вузлів) та гнучкі гвинтові конвеєри. Розробляючи дану модель, спочатку визначимо вартість цих конвеєрів.

При структурному синтезі і проектуванні транспортних механізмів (ТМ), а також їх оптимізації, необхідно згенерувати множину компоновок ТМ, яка б максимально відповідала функціональному призначенню механізму за мінімальних затрат [25, 70, 76]. При цьому для виконання багатьох функціональних операцій з використанням ТМ є транспортуюча здатність робочого органу (РО), що визначається продуктивністю, довжиною і складністю траєкторії транспортування [149, 150].

У результаті проведеного аналізу впливу різних факторів на процес транспортування сипких матеріалів канатними робочими органами шляхом структурно-схемного синтезу із застосуванням морфологічного аналізу [76] було визначено обмежену кількість їх складових елементів та зв'язків між ними, які представляють конструктивні ознаки, на основі чого складено морфологічну матрицю у вигляді таблиці 2.1. Вона поділена на стовпці, в заголовках яких представлені морфологічні ознаки елементів ланцюгового конвеєра і зв'язки між ними, а до їх складу внесено альтернативи кожної ознаки з коефіцієнтом їх важливості.

Обрані наступні основні морфологічні ознаки: механізм транспортування вантажу; гнучкий елемент; подавальні диски; конструкції привідних елементів; бункер; конструкція вивантаження пошкодженого матеріалу; двигун-редуктор. Склад морфологічної таблиці може розширюватися за рахунок нових альтернатив кожної ознаки, а також за рахунок додаткових ознак. Проте даний варіант морфологічної моделі отримано внаслідок виділення функціонально важливих елементів з метою спрощення моделі, що дозволить мінімізувати кількість генерованих варіантів.

Морфологічна таблиця конструктивних елементів ТМ

1. Механізми транспортування вантажу	2. Гнучкий елемент	3. Подавальні диски	4. Конструкції приводних елементів
1.1. U-подібне розміщення 1.2. S-подібне розміщення 1.3. Прямолінійне горизонтальне розміщення	2.1. Канат 2.2. Ланцюг	3.1. Круглий диск 3.2. Круглий диск з отворами 3.3. Фасонний диск	4.1. Привідна зірочка 4.2. Еласто – металічний шарнір (тип 1) 4.3. Еласто – металічний шарнір (тип 2)
5. Механізм завантаження	6. Конструкції вивантаження пошкодженого матеріалу		7. Привід
5.1. Гравітаційний 5.2. Примусовий 5.3. Роздільний 5.4. З калібруванням	6.1 Жорсткий шнек 6.2. Гнучкий шнек 6.3. Безвальний шнек 6.4. Секційний шнек		7.1. Електродвигун 7.2. Пневмопривід 7.3. Вібропривід 7.4. Гідропривід

Морфологічну модель (табл. 2.1) можна представити у вигляді морфологічної матриці, що утворена шляхом числового позначення відповідних альтернатив, розміщених у стовпцях морфологічної таблиці:

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

$$N_{TC} = \begin{vmatrix} 1.1 \\ 1.2 \\ 1.3 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 2.1 \\ 2.2 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 3.1 \\ 3.2 \\ 3.3 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 4.1 \\ 4.2 \\ 4.3 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 5.1 \\ 5.2 \\ 5.3 \\ 5.4 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 6.1 \\ 6.2 \\ 6.3 \\ 6.4 \end{vmatrix} \cap \begin{vmatrix} 7.1 \\ 7.2 \\ 7.3 \\ 7.4 \end{vmatrix}. \quad (2.2)$$

Загальна кількість варіантів конструктивних виконань ТМ, яка входять в морфологічну матрицю (2.2), є дуже значною $N = 3456$ і важко піддається повному перебору та вимагає багато часу для вибору найкращих рішень.

Тому, нами використано метод синтезу ієрархічних груп. Цей метод базується на морфологічному аналізі [24], проте він передбачає поділ

механічної системи на певну кількість ієрархічних рівнів з віднесенням до кожного окремих конструктивних елементів системи. До першого ієрархічного рівня відносяться конструктивні елементи механічної системи, які впливають на якість і продуктивність технологічного процесу (елементи першого порядку). До другого ієрархічного рівня відносяться конструктивні елементи, для реалізації функції відповідної механічної системи і мають вибірковий вплив на виконання технологічного процесу (елементи другого порядку). До третього ієрархічного рівня відносяться конструктивні елементи, що допомагають роботі механічної системи і не впливають на реалізацію технологічного процесу (елементи третього порядку). Економічна доцільність, ціни та вартість експлуатації повинні привертати особливу увагу при створенні механічної системи.

Для забезпечення отримання найбільш раціональних конструктивних рішень при значно менших витратах зусиль та часу ніж при використанні морфологічного аналізу проводиться добір можливих альтернативних варіантів конструктивних елементів. Визначена формула для використання запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу

$$N_{z\bar{A}} = (K_{11}k_{11} \cdot K_{12}k_{12} \cdot K_{13}k_{13} \cdot K_{1i}k_{1i}) + (K_{21}k_{21} \cdot K_{22}k_{22} \cdot K_{23}k_{23} \cdot K_{2i}k_{2i}) + \dots + \\ + (K_{z1}k_{z1} \cdot K_{z2}k_{z2} \cdot K_{z3}k_{z3} \cdot K_{zi}k_{zi}) = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_{zi}k_{zi}, \quad (2.3)$$

де z – ієрархічний рівень;

l – кількість ієрархічних рівнів;

K_{zi} – альтернатива конструктивного елемента певного ієрархічного рівня;

m – кількість альтернатив конструктивного елемента певного ієрархічного рівня.

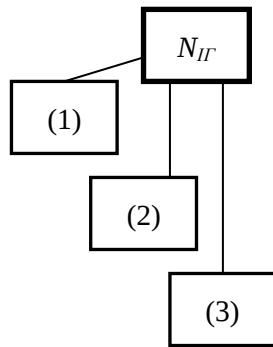
k_{zi} – коефіцієнт, що визначає економічну доцільність використання того чи іншого конструктивного елемента (табл. 2.2) .

Коефіцієнти конструктивних елементів

1. Механізми транспортування вантажу	2. Гнучкий елемент	3. Подавальні диски	4. Конструкції приводних елементів	5. Механізм завантаження	6. Конструкції вивантаження пошкодженого матеріалу	7. Привід
1.1 $k_{11}=1,1 \dots 1,2$ 1.2 $k_{12}=1,2 \dots 1,3$ 1.3 $k_{13}=1,0 \dots 1,1$	2.1 $k_{21}=1,0 \dots 1,1$ 2.2 $k_{22}=1,3 \dots 1,6$	3.1 $k_{31}=1,0 \dots 1,2$ 3.2 $k_{32}=1,4 \dots 1,7$ 3.3 $k_{33}=1,5 \dots 1,8$	4.1 $k_{41}=1,6 \dots 1,9$ 4.2 $k_{42}=1,7 \dots 1,9$ 4.3 $k_{43}=1,8 \dots 2$	5.1 $k_{51}=1,0 \dots 1,1$ 5.2 $k_{52}=1,2 \dots 1,4$ 5.3 $k_{53}=1,4 \dots 1,6$ 5.4 $k_{54}=1,3 \dots 1,5$	6.1 $k_{61}=1,5 \dots 1,7$ 6.2 $k_{62}=1,6 \dots 1,9$ 6.3 $k_{63}=1,9 \dots 2,3$ 6.4 $k_{64}=1,7 \dots 2,2$	7.1 $k_{71}=1,1 \dots 1,2$ 7.2 $k_{72}=1,3 \dots 1,6$ 7.3 $k_{73}=1,4 \dots 1,8$ 7.4 $k_{74}=1,6 \dots 1,9$

Запропонована модель транспортно-технологічної системи з канатним робочим органом, зображена на рис. 2.1. Згідно запропонованого групування до першої ієрархічної групи слід віднести такі конструктивні елементи: 1 – механізм транспортування вантажу; 2 – робочий орган, 3 – подавальні диски; до другої ієрархічної групи: 4 – привідна зірочка; 5 – бункер; до третьої ієрархічної групи: 6 – конструкції вивантаження пошкодженого матеріалу; 7 – привід. Відповідно при кодуванні використаємо наступну схему кодів конструктивних елементів канатних конвеєрів з використанням символу «і» (де «і» змінюється в межах від 1 до ∞): 1_i – механізми транспортування вантажу; 2_i – гнучкі канати; ланцюги; 3_i – подавальні диски; 4_i – приводні зірочки; 5_i – бункери; 6_i – конструкції вивантаження пошкодженого матеріалу, 7_i – приводи. Якщо в конструкції міститься декілька ідентичних конструктивних елементів, то їх кількість доцільно записати відповідним степенем, наприклад: дві приводні зірочки - $(4_{12})^2$, а якщо міститься декілька різних конструктивних елементів одного виду, то їх доцільно записати наступним чином: два бункери - $(5_7 \cup 5_{92})$.

В результаті генерування альтернатив конструкцій, на першому ієрархічному рівні одержано такі альтернативи (рис. 2.1):



$$N_{II} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 3 \cdot 2 \cdot 3 + 3 \cdot 4 + 4 \cdot 4 = 46$$

(1)1₁, (1)1₂, (1)1₃;

(1)2₁, (1)2₂;

(1)3₁, (1)3₂, (1)3₃;

(2)4₁, (2)4₂, (2)4₃;

(2)5₁, (2)5₂, (2)5₃, (2)5₄

(3)6₁, (3)6₂, (3)6₃, (3)6₄.

(3)7₁, (3)7₂, (3)7₃, (3)7₄.

(1) – перший ієрархічний рівень; (2) - другий ієрархічний рівень; (3)
- третій ієрархічний рівень

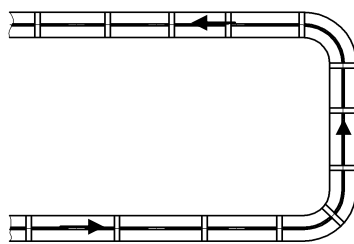
Рис.2.1. Модель механічної системи «гнучкий канатний і ланцюговий конвеєр»

- для першого ієрархічного рівня: (1)1₁ - (1)1₃ (рис. 2.2); (1)2₁ - (1)2₂ (рис. 2.3.); (1)3₁ - (1)3₃ (рис. 2.4);

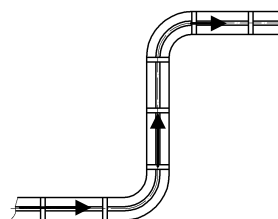
- для другого ієрархічного рівня: (2)4₁ - (2)4₃; (рис. 2.5.) (2)5₁ - (2)5₃;

- для третього ієрархічного рівня: (3)6₁ - (3)6₄. та (3)7₁ - (3)7₄

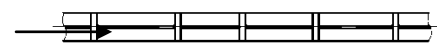
Приклади компоновок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня представлені згідно морфологічної таблиця 2.1 на рис. 2.2.



(1)1₁



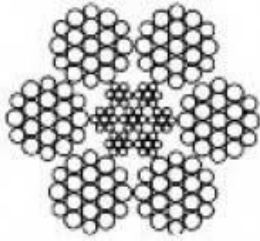
(1)1₂



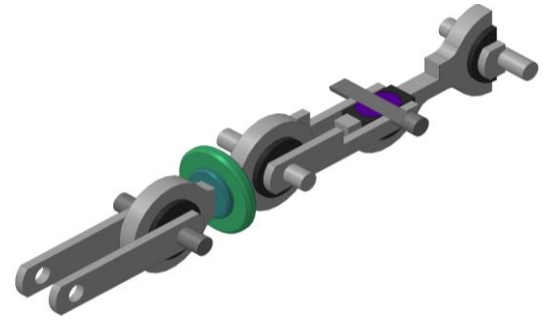
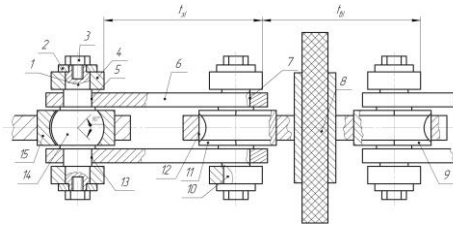
(1)1₃

(1)1₁ – U-подібне розміщення ; (1)1₂ – S-подібне розміщення; (1)1₃ –
прямолінійне горизонтальне розміщення

Рис. 2.2. Варіанти розміщення механізмів транспортування вантажу

(1)2₁

1-ступені для встановлення роликів; 2- шайби; 3- гвинти; 4- ролик; 5, 12- отвори; 6- зовнішня ланка; 7, 13- отворів пресових спряжень; 8-робочий скребковий орган з внутрішньою ланкою; 9,15- роз'ємні сухарики; 10-валик; 11 - сухарик; 14 - сферична поверхня [96-976 110]



Контактний крок t_z зовнішньої ланки

$$t_z = \lambda_z - \frac{d_{\partial, i}}{2} + \frac{d_{\partial, \partial, i} - d_{\partial, i}}{2} + \frac{d_{\partial(i+1)}}{2} - \frac{d_{\partial(i-1)} - d_{\partial(i+1)}}{2};$$

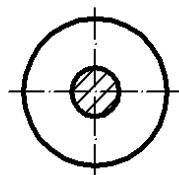
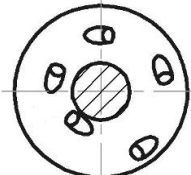
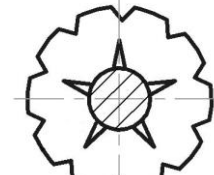
Контактний крок t_θ внутрішньої ланки

$$t_\theta = \lambda_\theta + \frac{d_{\partial\theta, \partial(i+1)} - d_{\partial\theta, \partial(i+1)}}{2} + \frac{d_{\partial\theta, \partial(i+2)} - d_{\partial\theta, \partial(i+2)}}{2} + \frac{d_{\partial\theta(i+1)} - d_{\partial\theta(i+1)}}{2} - \frac{d_{\partial(i+1)} - d_{\partial\theta(i+1)}}{2} - \frac{d_{\partial\theta(i+2)} - d_{\partial\theta(i+2)}}{2} + \frac{d_{\partial(i+2)} - d_{\partial\theta(i+2)}}{2}$$

(1)2₂

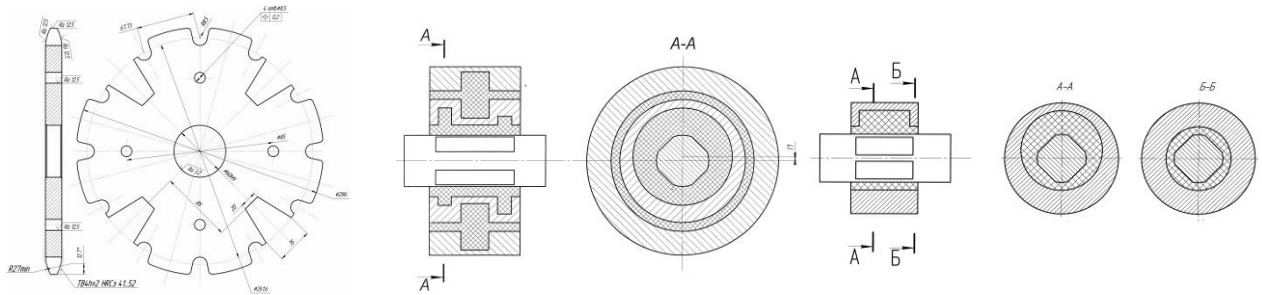
(1)2₁ - канат сталевий подвійної завивки типу ЛК-Р; (1)2₂ - пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг підвищеної шарнірної рухомості

Рис.2.3. Варіанти конструкцій тягових елементів

(1)3₁(1)3₂(1)3₃

(1)3₁ – круглий диск; (1)3₂ – круглий диск з отворами; (1)3₃ – фасонний диск.

Рис. 2.4. Варіанти конструкцій подавальних дисків

(2)4₁(2)4₂(2)4₃

(2)4₁ – привідна зірочка; (2)4₂ – еласто – металічний шарнір; (2)4₃ – еласто – металічний шарнір.

Рис.2.5. Конструкції привідних елементів

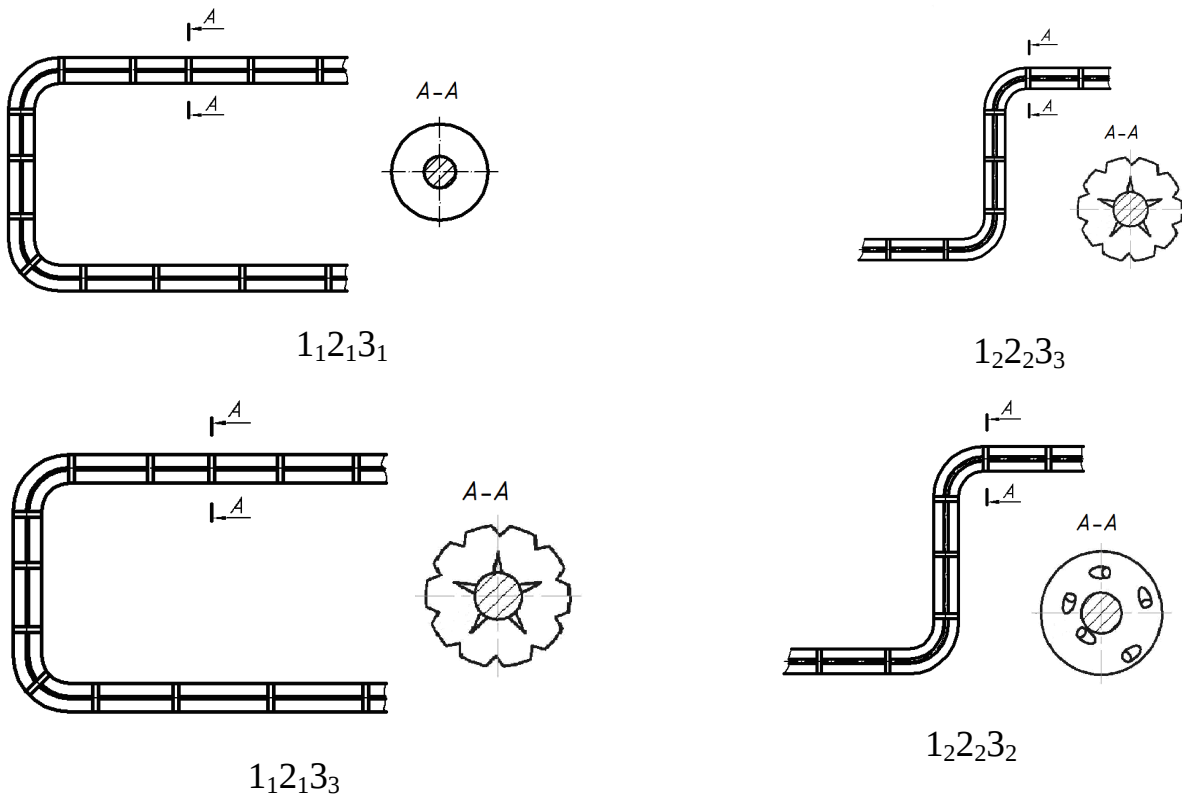


Рис.2.6. Приклади компоновок конструктивних елементів першого ієрархічного рівня

Якщо при синтезі альтернативних конструктивних варіантів канатних конвеєрів використовувати традиційний метод морфологічного аналізу, то кількість альтернатив становитиме: $N = \prod_{j=1}^n K_j = 3456$ варіанти, що майже у 75 рази

більше, ніж при використанні запропонованого методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу: $N_{lr} = \sum_{z=1}^l \prod_{i=1}^m K_i = 46$. Це вказує на доцільність використання запропонованого методу, що значно полегшує перебір альтернатив та пошук найкращих.

Кінцевий вибір може проводитись шляхом пошуку конструкції з певної групи шляхом максимізації очікуваних позитивів із загальної сукупності альтернативних варіантів за формулою:

$$A_n = \frac{k_{\tilde{m} \acute{a}} \cdot k_{\grave{a} \grave{a} \tilde{q}_1} + k_{\acute{i} \delta} \cdot k_{\grave{a} \grave{a} \tilde{a} 2} + k_{\grave{y} \acute{e}} \cdot k_{\grave{a} \grave{a} \tilde{a} 3} + k_{\acute{i} \ddot{o}} \cdot k_{\grave{a} \grave{a} \tilde{a} 4}}{k_{\grave{a} \grave{a} \tilde{q}_1} + k_{\grave{a} \grave{a} \tilde{a} 2} + k_{\grave{a} \grave{a} \tilde{a} 3} + k_{\grave{a} \grave{a} \tilde{a} 4}}, \quad (2.4)$$

де $k_{соб}$, $k_{пр}$, $k_{як}$, $k_{мц}$ – відповідно коефіцієнти зведеної собівартості, продуктивності, якості виконання процесу та запасу міцності з врахуванням динамічного навантаження слабшої ланки;

$k_{ваг1}$, $k_{ваг2}$, $k_{ваг3}$, $k_{ваг4}$ – відповідно ваги показників сумарної собівартості, продуктивності, якості виконання процесу та запасу міцності з врахуванням динамічного навантаження слабшої ланки, що враховують їх важливість і пріоритетність, $k_{ваг} = 1 \dots 10$.

В результаті синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу на основі коефіцієнта, що визначає економічну доцільність використання того чи іншого конструктивного елемента було відібрано працездатні конструкції альтернативних варіантів транспортно-технологічних систем з канатними робочими органами (таб. 2.3.).

а) $1_1 2_1 3_1 (4_1)^2 5_1 7_1$

$$k_{констр.} = k_{11} k_{21} k_{31} (k_{41})^2 k_{51} k_{71} = (1, 1 \dots 1, 25) (1, 0 \dots 1, 1) (1, 0 \dots 1, 2) (1, 6 \dots 1, 9)^2 (1, 0 \dots 1, 1) (1, 1 \dots 1, 2) = (3, 09 \dots 7, 86);$$

б) $1_2 2_1 3_2 (4_1)^3 5_1 7_1$

$$k_{констр.} = k_{12} k_{21} k_{32} (k_{41})^3 k_{51} k_{71} = (1, 2 \dots 1, 35) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 4 \dots 1, 7) (1, 6 \dots 1, 9)^3 (1, 0 \dots 1, 1) (1, 1 \dots 1, 2) = (10, 8 \dots 33, 24);$$

в) $1_1 2_2 3_3 (4_1)^2 5_2 7_1$

$$k_{\text{констр.}} = k_{11} k_{22} k_{33} (k_{41})^2 k_{52} k_{71} = (1, 1 \dots 1, 25) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 5 \dots 1, 8) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^2 (1, 2 \dots 1, 4) (1, 1 \dots 1, 2) = (7, 24 \dots 21, 83);$$

г) $1_3 2_2 3_2 (4_1)^3 5_4 7_1$

$$k_{\text{констр.}} = k_{13} k_{22} k_{32} (k_{41})^3 k_{54} k_{71} = (1, 0 \dots 1, 1) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 4 \dots 1, 7) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^3 (1, 3 \dots 1, 5) (1, 1 \dots 1, 2) = (10, 66 \dots 36, 93)$$

д) $1_2 2_1 3_3 (4_1)^2 5_1 7_1$

$$k_{\text{констр.}} = k_{12} k_{21} k_{33} (k_{41})^2 k_{51} k_{71} = (1, 2 \dots 1, 35) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 5 \dots 1, 8) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^3 (1, 0 \dots 1, 1) (1, 1 \dots 1, 2) = (10, 54 \dots 35, 20);$$

е) $1_2 2_2 3_3 (4_1)^3 5_1 6_4 7_1$

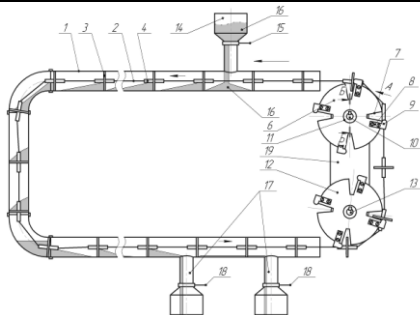
$$k_{\text{констр.}} = k_{12} k_{22} k_{33} (k_{41})^3 k_{51} k_{64} k_{71} = (1, 1 \dots 1, 25) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 5 \dots 1, 8) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^3 (1, 0 \dots 1, 1) (1, 6 \dots 1, 9) (1, 1 \dots 1, 2) = (15, 46 \dots 61, 92);$$

є) $1_2 2_2 3_3 (4_1)^2 5_4 6_2 7_3$

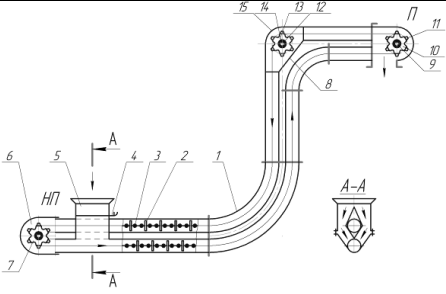
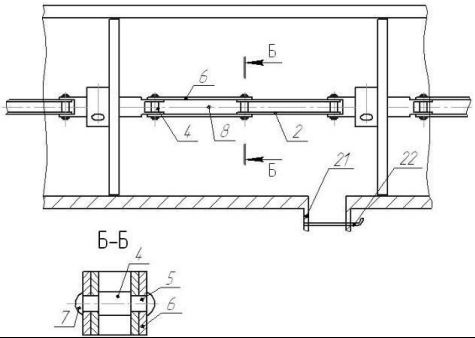
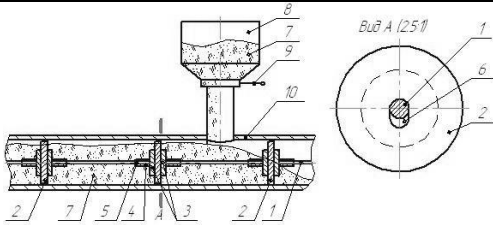
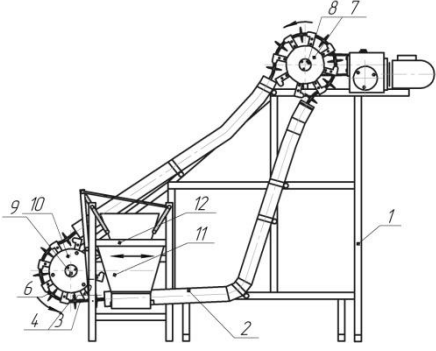
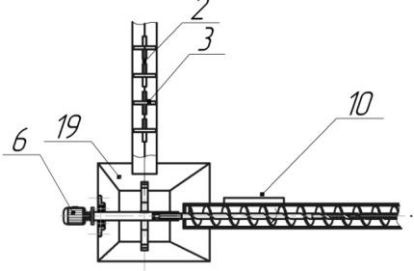
$$k_{\text{констр.}} = k_{12} k_{22} k_{33} (k_{41})^2 k_{54} k_{62} k_{73} = (1, 1 \dots 1, 25) (1, 3 \dots 1, 6) (1, 5 \dots 1, 8) \\ (1, 6 \dots 1, 9)^3 (1, 3 \dots 1, 5) (1, 6 \dots 1, 9) (1, 4 \dots 1, 8) = (25, 58 \dots 126, 67).$$

Таблиця 2.3.

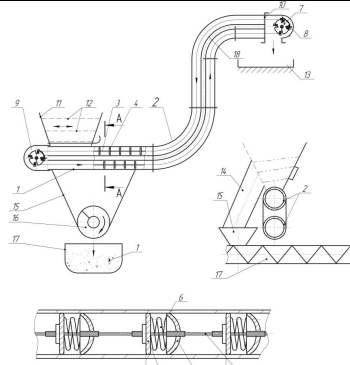
Синтезовані конструкції енергоощадних транспортно-технологічних систем з канатними робочими органами

Код конструкції	Схема з кодами конструктивних елементів	Робочий орган
1	2	3
$1_1 2_1 3_1 (4_1)^2 5_1 7_1$	 Пат. №94206	2_1 

Продовження таблиці 2.3

1	2	3
$1_2 2_1 3_2 (4_1)^3 5_1 7_1$	 Пат. №94205	2_1 
$1_1 2_2 3_3 (4_1)^2 5_2 7_1$	 Пат. №65918	2_2 
$1_3 2_2 3_2 (4_1)^3 5_4 7_1$	 Пат. №124844	2_2 
$1_2 2_1 3_3 (4_1)^2 5_1 7_1$	 Пат. №85011	2_1 
$1_2 2_2 3_3 (4_1)^3 5_1 6_4$ 7_1	 Пат. №85011	2_2  6_4 

Продовження таблиці 2.3

1	2	3
$1_2 2_2 3_3 (4_1)^2 5_4 6_2$ 7_3	 Пат. №85233	2_2  6_2 

2.3. Динаміка робочого органу трубчатого конвеєра із ланцюговим приводом. .

Для технологічного процесу переміщення сипкого матеріала (зерна) у складське приміщення, його фасування чи вивіз для реалізації використовують різного роду машини для транспортування. Найбільш ефективними у роботі із них є конвеєрні лінії. Вони відносно прості у виготовленні, можуть переміщати зерно на значну віддаль (у тому числі і на значну висоту). До того ж, на відміну від шнекових машин значно менше травмують зерно. У конвеєрних машинах за робочий привідний елемент використовують, як правило канати, спеціальні ланцюги, шнеки, рідше спеціально змонтовані гумові секції [94]. Використання того чи іншого привідного елемента у конвеєрних машинах має свої експлуатаційні особливості, а також існує низка особливостей динаміки системи привідний елемент - зерно, яке транспортується. Із динамікою вказаної системи пов'язана довговічність та надійність роботи конвеєра. Вказані питання для випадку канатного робочого органу ґрунтовно розглядалися в [22, 140]. Однак, динамічні пружні властивості канатів значною мірою відрізняються від ланцюгів: якщо основне співвідношення, яке описує пружні властивості канатів із достатнім ступенем точності можна описати лінійним або квазілінійним співвідношенням [78-79], то для ланцюгів – істотно нелінійним [55]

$$\sigma = E\varepsilon^{\nu+1}, \quad (2.5)$$

причому параметр нелінійності ν та модуль пружності E для різних типів ланцюгів змінюється відповідно в межах [46] $1,1 < \nu < 2,8$; $1,9 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} < E < 7 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$. Це означає, що для трубчатих конвеєрів, які транспортують сипкий матеріал, математична модель процесу буде мати якісно новий вигляд у порівнянні із розглянутим у [22, 75] канатним робочим органом. Це вимагає для ланцюгового конвеєра транспортування зерна розробити свій метод аналізу впливу широкого спектру зовнішніх та внутрішніх чинників на процес транспортування зерна.

2.3.1. Математична модель динаміки системи трубчатий ланцюговий скребковий конвеєр - зернова маса, яка переміщається

Для отримання диференціального рівняння, яке описує динаміку вказаної вище системи будемо вважати:

- ланцюг, до якого приєднані круглі скребки вважаємо одновимірним тілом пружні властивості котрого описуються нелінійною залежністю (2.5);
- бочкоподібні скребки з'єднані із круглими пружними елементами, що дозволяє їм переміщатись відносно останніх;
- на горизонтальній та вертикальній частинах скребкового конвеєру переміщення бочкоподібних скребок відносно привідного ланцюга є малими і ними нехтуємо;
- величина швидкості V переміщення ланцюга є сталою;
- сипкий матеріал, який знаходиться між сусідніми парами скребок (круглим та бочкоподібними) розподілений за однаковими законами і їх

переміщення відносно привідного ланцюга є малими (відносним переміщенням зерна відносно ланцюга нехтуємо)

- сила опору руху системи привідний ланцюг – зернова маса пропорційна швидкості руху і вона є малою величиною у порівняння із максимальним значенням пружної сили ланцюга.

Примітка. Попарне розміщення бочкоподібних та круглих скребків використовуються для підвищення продуктивності конвеєра, мова йде про переміщення зернової маси у місцях спряження горизонтальної та вертикальних частин конвеєра рис.2.7.

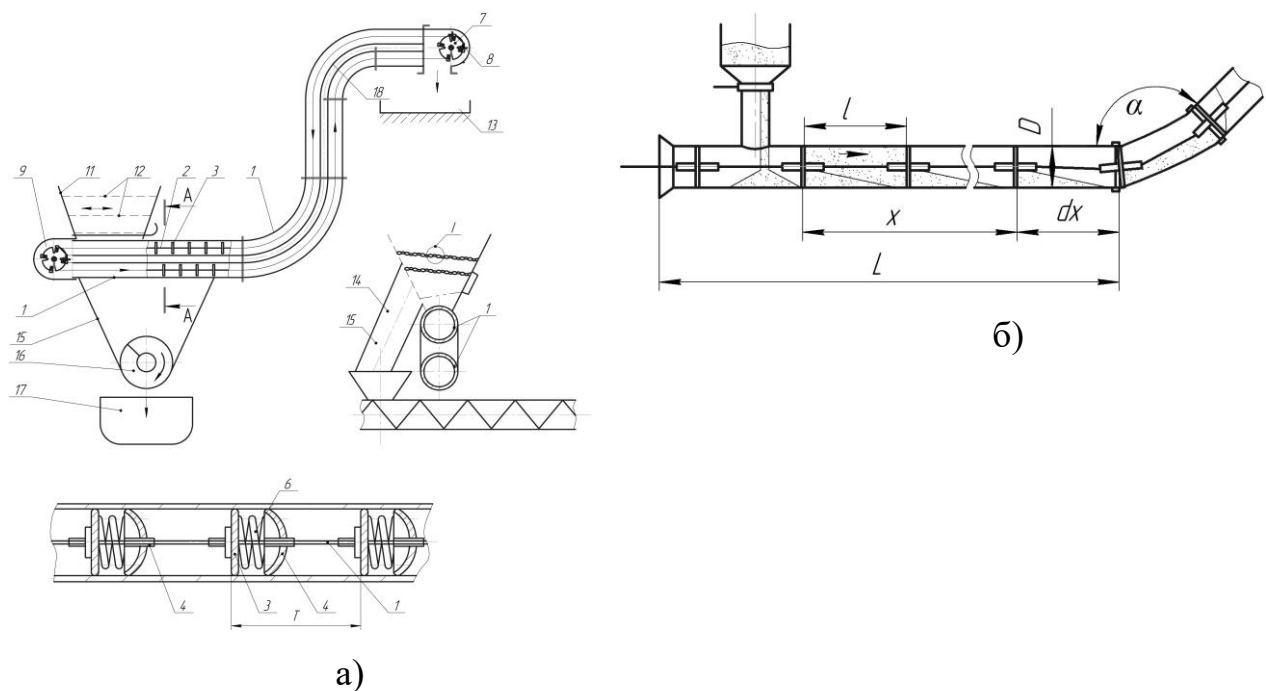


Рис. 2.7. Схема трубчатий ланцюговий скребковий конвеєр а) та розрахункова схема горизонтальної вітки конвеєра б)

1 - сипкий матеріал; 2 - S-подібні труби; 3 - робочий орган (ланцюг); 4 - направляючі скребки; 5 - бочкоподібні скребки; 6, 13 - спеціальна привідна зірочка; 7 - завантажувальний бункер; 8 - робочий орган бункера; 9 - відвідна труба; 10 – бункер; 11 - гвинтовий робочий орган; 12, 14 – ємність; 15 - з'єднувальна пружина скребків

Наведене вище дозволяє для умовно виділеного елемента горизонтально розміщеної частини конвеєра довжиною dx записати основне співвідношення динаміки [6] у вигляді

$$m(x)dx \frac{d^2 u(x,t)}{dt^2} = EA \left[\left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)_{|x}^{v+1} - \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)_{|x+dx}^{v+1} \right] - R \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \right) dx \quad (2.6)$$

де $m(x)$ - закон розподілу маси досліджуваної системи сипкий матеріал – привідний ланцюг вздовж горизонтальної частини конвеєра;

$u(x, t)$ - переміщення перерізу ланцюга із лагранжевою [6] координатою x в довільний момент часу t ;

$EA\left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu+1}_{|x}$ - зусилля, яке діє на лівий кінець виділеного елемента зі

сторони “відсіченої” частини (A - площа перерізу ланцюга);

$EA\left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu+1}_{|x+dx}$ - зусилля, яке діє на правий кінець виділеного елемента зі

сторони “відсіченої” частини;

$R\left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial t}\right)dx$ - рівнодійна сил опору, яка діє на виділений елемент.

Вираз у квадратних дужках останнього співвідношення (приріст функції $\left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu+1}$ за рахунок приросту лінійної змінної) приймає вигляд

$$\left[\left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu+1}_{|x} - \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu+1}_{|x+dx}\right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu+1} dx = (\nu+1) \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} dx.$$

Таким чином, диференціальне рівняння нижньої частини системи сипкий матеріал – привідний ланцюг набуває вигляду

$$m(x) \frac{d^2 u(x, t)}{dt^2} = (\nu+1) EA \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial x}\right)^{\nu} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} - R \left(\frac{\partial u(x, t)}{\partial t}\right).$$

Якщо урахувати, що привідний ланцюг рухається зі сталою відносною швидкістю V вздовж горизонтальної осі, то перейшовши до змінних Ейлера, [140] для яких

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + V \frac{\partial}{\partial x},$$

$$\frac{d^2}{dt^2} = \frac{\partial^2}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2},$$

диференціальне рівняння поздовжніх коливань горизонтальної вітки конвеєрної лінії набуває вигляду

$$m(x) \left(\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right) - (\nu + 1) EA \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)^{\nu} \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = -R \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \right). \quad (2.7)$$

До рівняння (2.7) долучаємо крайові умови, які для ланцюгового робочого елемента аналогічні як і для канатного [75], а отже вони набувають вигляду

$$\begin{aligned} u(x,t)|_{x=0} &= 0 \\ u(x,t)|_{x=L} &= l(1 - \cos \alpha), \end{aligned} \quad (2.8)$$

де L - довжина горизонтальної вітки конвеєрної лінії, l - віддаль між сусідніми бочкоподібними та круглими скребками, α - кут нахилу частини ланцюга у кутовій точці, яка знаходиться між скребками.

Однієї із причин виникнення коливань у системі привідний ланцюг конвеєра – зернова маса є збурення руху, які отримує вказана система під час переходу через кутові точки (Додаток А). Якщо врахувати, що віддаль між сусідніми скребками розглядуваного конвеєра є значно більшою величиною за діаметр труби конвеєрної лінії, перша визначна границя дозволяє $\sin \alpha$ замінити на α (кут вимірюється у радіанах). В такому разі крайову умову на правому кінці труби можна подати у вигляді $u(x,t)|_{x=L} = \left(\frac{D}{2l} \right)^2 \cos^2 \frac{V}{l} t$.

Примітка. Подібний вигляд має також і диференціальне рівняння поздовжніх коливань вертикальної вітки ланцюгового конвеєра із цією лише різницею, що до умовно виділеного елемента додатково прикладена сила ваги “відсіченої” частини [75].

2.3.2. Методика дослідження динамічного процесу ланцюгового конвеєра, який транспортує зернову масу.

Нижче будемо вважати, що маса досліджуваної системи є неперервною функцією лінійної змінної, більше того її з достатнім ступенем точності можна описати залежністю $m(x) = m_0 + m_1 \cos \left(\frac{\pi}{2l} x + \varphi_0 \right)$ (m_0, m_1, φ_0 - сталі), причому

$m_0 \gg m_1$. Це дозволяє диференціальне рівняння (2.7) представити у змінних Ейлера у вигляді

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - \eta^2 \left(\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right)^v \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = \mu f \left(x, \vartheta, \frac{\partial u(x,t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right), \quad (2.9)$$

де $\eta^2 = \frac{EA(\nu + 1)}{m_0}$, $\vartheta = \frac{\pi V}{2l}t + \varphi_0$, $\mu f \left(x, \vartheta, \frac{\partial u(x,t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right)$ - відома

функція: $\mu f \left(x, \vartheta, \frac{\partial u(x,t)}{\partial t}, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right) = -m_1 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} \cos \left(\frac{\pi}{2l}(x - Vt) + \varphi_0 \right) -$
 $-m(x) \left(2V \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \right) - \frac{1}{m_0} R \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right).$

Отримане рівняння (2.9) за умови $V \ll \eta^2$ (у роботі розглядається саме такий випадок – випадок обмеженої швидкості) аналогічне (2.10). Різниця вказаних рівнянь полягає у наступному:

а) для рівняння (2.9) параметр ν змінюється в межах $-1 < \nu < 0$, а для рівняння (2.10) - $\nu > 0$;

б) для рівняння (2.9) крайові умови однорідні вигляду (2.8), для рівняння (2.10) неавтономного типу.

Однак наведені відмінності не можуть бути основою (базою, перепорою) для обмеження застосування загальних положень викладених у п. 2.3.1 для дослідження динаміки системи привідний ланцюг – зернова маса. Перш за все покажемо, що викладена у п.2.3.1 методика може бути узагальнена на випадок неоднорідних крайових умов. Для цього у рівнянні (2.9) зробимо заміну змінних відповідно до співвідношення

$$u(x,t) = U(x,t) + \mu w(x,t). \quad (2.10)$$

Нехай двічі диференційована за обома змінними функція $w(x,t)$ є розв'язком диференційованого рівняння

$$\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} = 0, \quad (2.11)$$

та задовольняє крайові умови $w(x,t)|_{x=0} = 0$, $w(x,t)|_{x=L} = \left(\frac{D}{2l}\right)^2 \cos^2 \frac{V}{l} t$. Тоді функція $U(x,t)$ повинна бути розв'язком рівняння та задовольняти однорідні крайові умови $U(x,t)|_{x=0;L} = 0$.

$$\frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial t^2} - \eta^2 \left(\frac{\partial U(x,t)}{\partial x} \right)^v \frac{\partial^2 U(x,t)}{\partial x^2} = \mu \left[f \left(x, g, \frac{\partial U}{\partial t}, \frac{\partial^2 U}{\partial t^2}, \dots, \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \right) - \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right], \quad (2.12)$$

Рівняння (2.9) за наведених вище неоднорідних крайових умов не становить значних труднощів: $w(x,t) = \left(\frac{D}{2l}\right)^2 x \cos^2 \frac{V}{L} t$, а значить, підставивши у праву частину рівняння (2.12) на місце $\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}$ відповідний вираз отримаємо вже крайову задачу для неавтономного рівняння (2.12) за однорідних крайових умов, що і треба було показати.

Наведене у сукупності дозволяє основні результати п.2.3.1, які отримані для неавтономного рівняння (2.12) за однорідних крайових умов, використати для рівняння (2.9) за аналогічних крайових умов. Наведемо нижче тільки основні результати, які стосуються коливань системи привідний ланцюг – зернова маса:

- власна частота коливань системи - $\Omega_{\text{л}}(a)$

$$\Omega_{\text{л}}(a) = \sqrt{\frac{EA(\nu+1)}{m_0} \left(\frac{\Pi_x}{L} \right)^{\nu+2} a^\nu}, \quad (2.13)$$

- умова існування резонансних коливань - $\frac{\Pi}{\Omega_{\text{л}}(a)} = \frac{\pi l}{V}$.

Останнє співвідношення дозволяє визначити амплітуду коливань привідного ланцюга, за якої (при заданій швидкості транспортування сипкого матеріалу) мають місце резонансні коливання системи

$$a_p = \left(\frac{\Pi V}{\pi l} \sqrt{\frac{m_0}{EA(\nu+1)}} \right)^{\frac{2}{\nu}} \left(\frac{L}{\Pi_x} \right)^{\frac{\nu+2}{\nu}} \quad (2.14)$$

та обернена залежність - швидкість транспортування зерна, за котрої (при заданій амплітуді коливань ланцюга) мають місце резонансні коливання

$$V = \sqrt{\frac{EA(\nu+1)}{m_0}} \left(\frac{\Pi_x}{L} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} \frac{\pi l}{\Pi} a^{\frac{\nu}{2}}. \quad (2.15)$$

На рис. 2.8 представлено залежність власної частоти системи привідний ланцюг конвеєрної лінії – зерно від параметрів системи та амплітуди; на рис. 2.9 – амплітуди резонансних коливань вказаної системи від швидкості переміщення зерна.

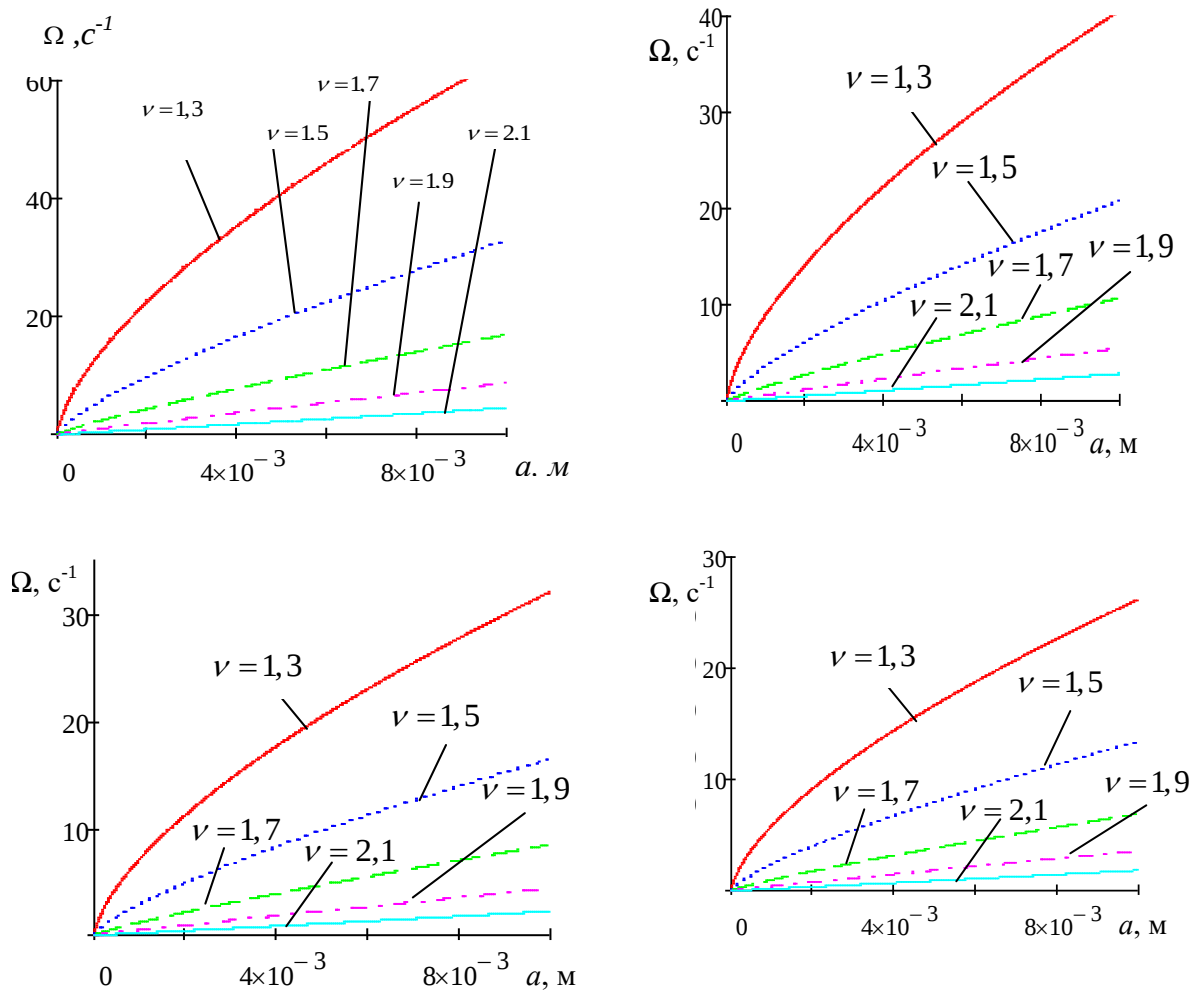


Рис. 2.8. Залежність власної частоти коливань системи ланцюговий привід конвеєра – зернова маса за різних значень параметрів та погонних мас 10; 25; 40; 60 кг/м ($E = 1,9 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $d = 0,1 \text{ м}$)

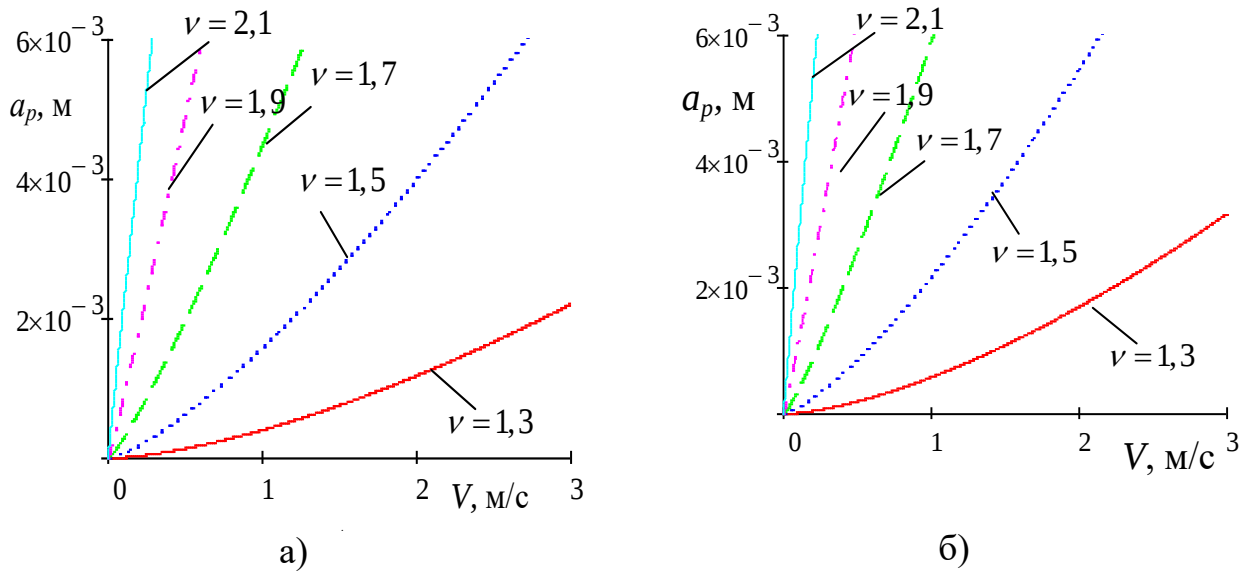


Рис. 2.9. Залежність амплітуди резонансу системи ланцюговий привід конвеєра – зернова маса від швидкості руху привідного ланцюга за таких параметрів та погонних мас 25; 40 кг/м ($E = 1,9 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $d = 0,1 \text{ м}$)

Із отриманих результатів випливає, що для привідних ланцюгів конвеєра:

- із більшим значенням параметру нелінійності ν за фіксованої амплітуди власна частота коливань є меншою;
- для одного і того ж ланцюга значення амплітуди резонансу для більших швидкостей транспортування зерна є більшим;
- для ланцюгів із більшим показником параметру нелінійності ν амплітуда резонансу переміщення зерна є більшою.

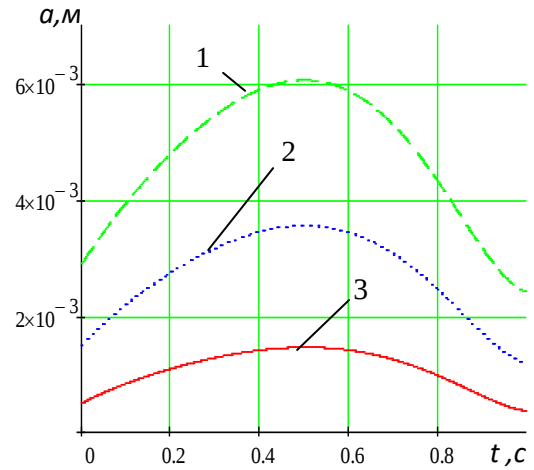
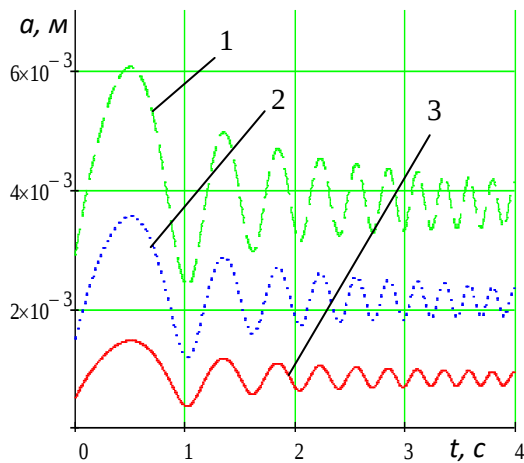
$$\frac{da}{dt} = -\frac{2\beta(\nu+2)^2 a}{(3\nu+4)\Pi\rho} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} - \frac{\hat{H}\omega^2}{2Pa\rho\Omega(a)} \sin \vartheta, \quad (2.16)$$

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \alpha a^{\frac{\nu}{2}} \frac{\Pi}{\pi} \left(\frac{\Pi_x}{l}\right)^{\frac{\nu+2}{2}} - \omega - \frac{(\nu+2)^2 a^{\frac{-\nu}{2}} V^2}{(3\nu+4)\Pi_T P \alpha \left(\frac{k\Pi_x}{l}\right)^{\frac{\nu-2}{2}} \Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} + \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{2Pa\rho\Omega(a)} \cos \vartheta, .$$

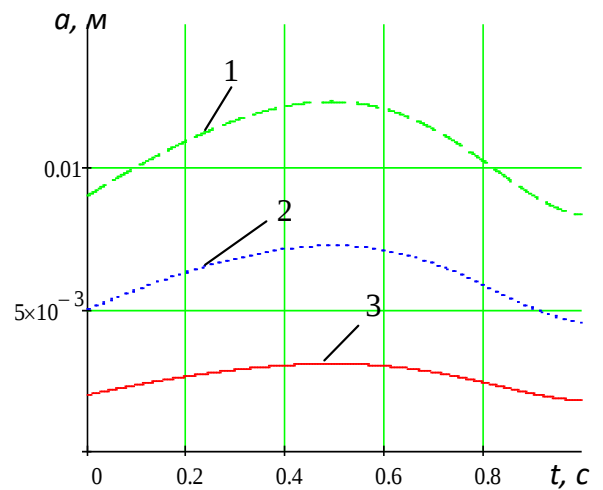
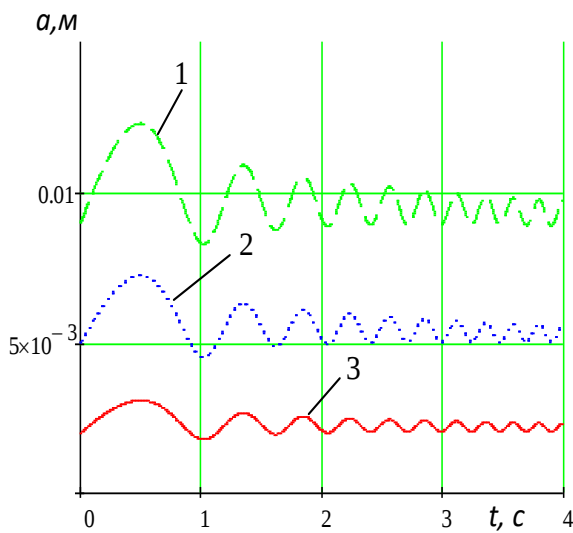
$$\text{де } \hat{H} = \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} s a(1, \nu+1, \psi) \sin\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi\right) d\psi, \quad \check{H} = \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} c a(\nu+1, 1, \psi) \cos\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi\right) d\psi.$$

Для визначення амплітуди переходу через резонанс, яка впливає із залежностей (2.16) описується для випадку головного резонансу

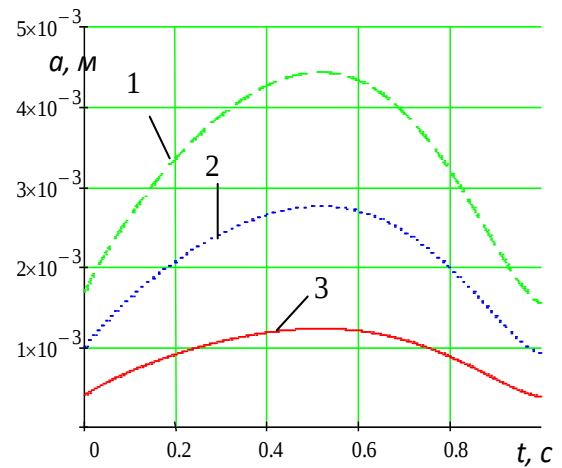
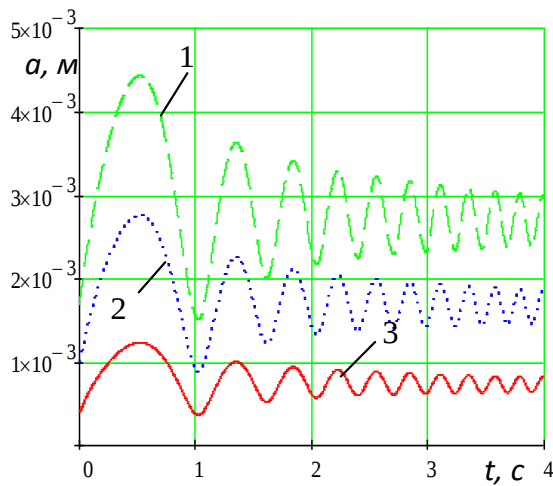
співвідношеннями. для деяких значень параметрів представлено якісну та кількісну картину (рис.2.10) переходу через головний резонанс.



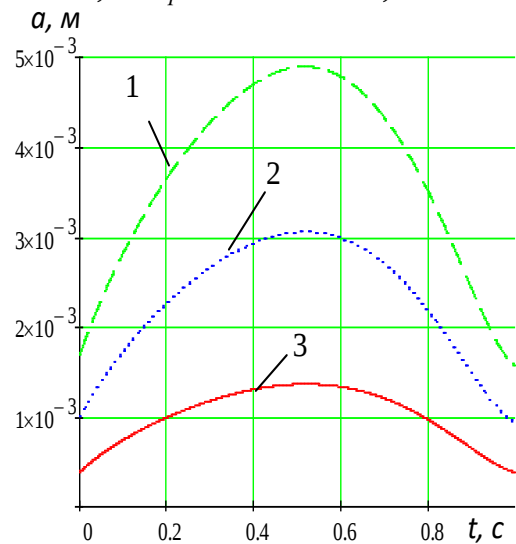
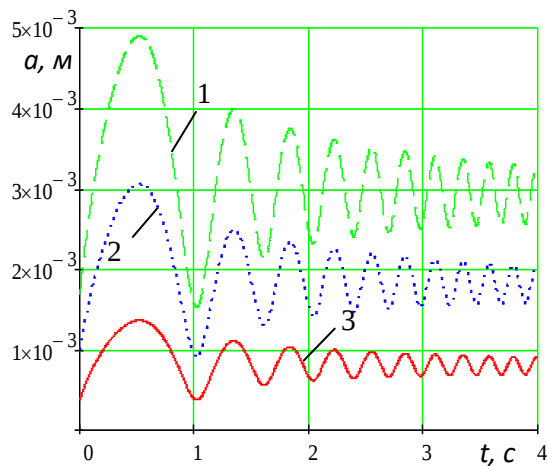
$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ H} / \text{m}^2$; $L = 20 \text{ m}$; $m_0 = 40 \text{ kg} / \text{m}$; $D = 0,1 \text{ m}$; $\nu = 1,3$; 1) $V_1 = 1 \text{ m} / \text{s}$; 2) $V_2 = 2 \text{ m} / \text{s}$; 3) $V_3 = 3 \text{ m} / \text{s}$; 1- $a_{d1} = 5,64 \cdot 10^{-4} \text{ m}$; 2- $a_{d2} = 1,638 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; 3- $a_{d3} = 3,057 \cdot 10^{-3} \text{ m}$,



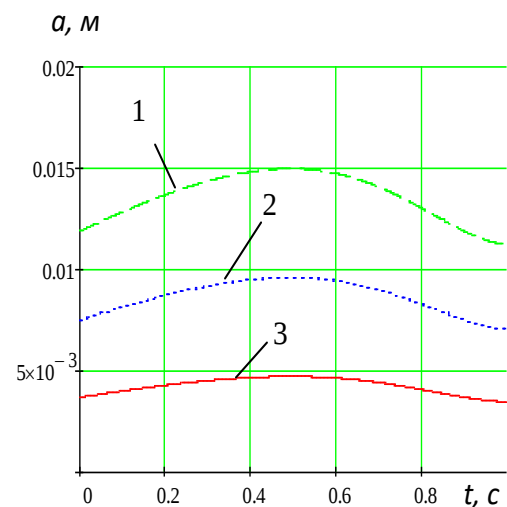
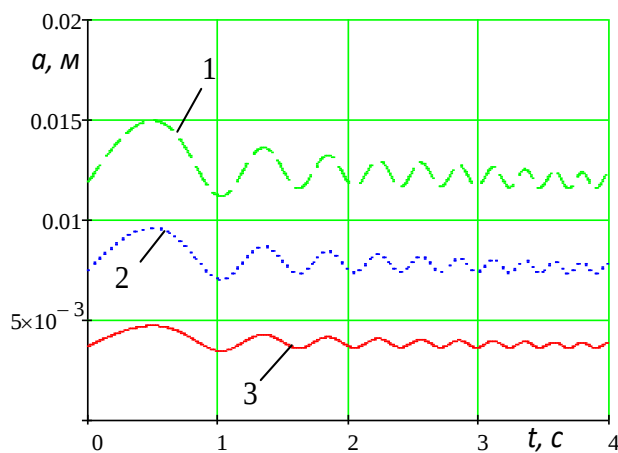
$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ H} / \text{m}^2$; $L = 20 \text{ m}$; $m_0 = 40 \text{ kg} / \text{m}$; $l = 0,2 \text{ m}$; $\nu = 1,5$; 1- $a_{p1} = 5,64 \cdot 10^{-4} \text{ m}$; 2- $a_{p2} = 1,638 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; 3- $a_{p3} = 3,057 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; 1) $V_1 = 1 \text{ m} / \text{s}$; 2) $V_2 = 2 \text{ m} / \text{s}$; 3) $V_3 = 3 \text{ m} / \text{s}$



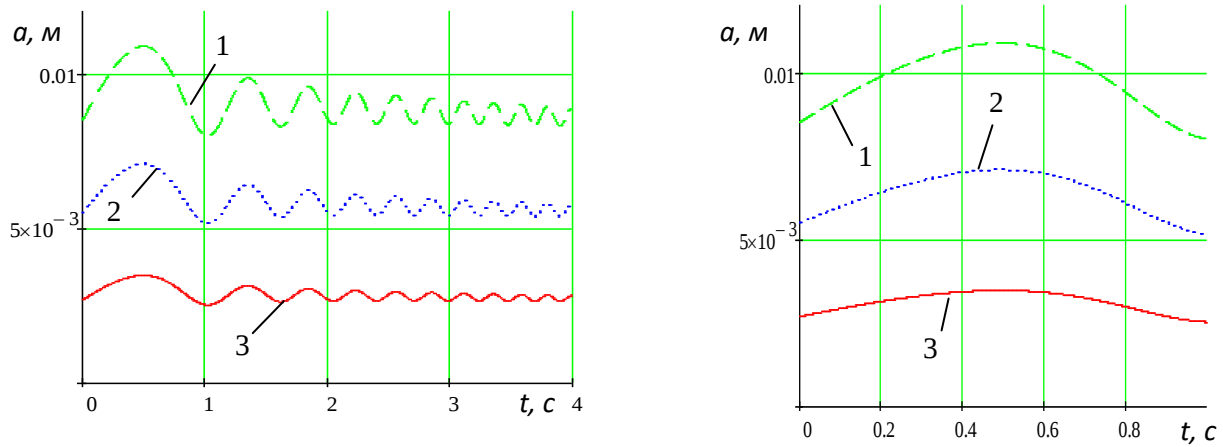
$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ H} / \text{m}^2$; $m_0 = 40 \text{ kg} / \text{m}^3$; 1) $V_1 = 1 \text{ m} / \text{s}$; 2) $V_2 = 2 \text{ m} / \text{s}$; 3) $V_3 = 3 \text{ m} / \text{s}$; $l = 0,2 \text{ m}$; $\nu = 1,5$; 1- $a_{p1} = 4,171 \cdot 10^{-4} \text{ m}$; 2- $a_{p2} = 1,05138 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; 3- $a_{p3} = 1,805 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; $L = 10 \text{ m}$



$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ H} / \text{m}^2$; 1) $V_1 = 1 \text{ m} / \text{s}$; 2) $V_2 = 2 \text{ m} / \text{s}$; 3) $V_3 = 3 \text{ m} / \text{s}$; $l = 0,2 \text{ m}$; $\nu = 1,5$; 1- $a_{p1} = 4,171 \cdot 10^{-4} \text{ m}$; 2- $a_{p2} = 1,05138 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; 3- $a_{p3} = 1,805 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; $L = 10$; $m_0 = 60 \text{ kg} / \text{m}^3$



$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ H} / \text{m}^2$; $V_1 = 1 \text{ m} / \text{s}$; $V_2 = 2 \text{ m} / \text{s}$; $V_3 = 3 \text{ m} / \text{s}$; $\nu = 1,9$; $l = 0,3 \text{ m}$; 1- $a_{p1} = 4,171 \cdot 10^{-4} \text{ m}$; 2- $a_{p2} = 1,05138 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; 3- $a_{p3} = 1,805 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; $L = 10$, $m_0 = 60 \text{ kg} / \text{m}^3$



$$E = 2 \cdot 10^{11} \text{ H / m}^2; \quad 1) V_1 = 1 \text{ m/s}; \quad 2) V_2 = 2 \text{ m/s}; \quad 3) V_3 = 3 \text{ m/s};$$

$$\nu = 1,9; \quad l = 0,4 \text{ m}; \quad 1-a_{p1} = 2,803 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \quad 2-a_{p2} = 5,823 \cdot 10^{-3} \text{ m}; \quad 3-a_{p3} = 8,923 \cdot 10^{-3} \text{ m};$$

$$L = 10; \quad m_0 = 60 \text{ kg/m}$$

Рис. 2.10. Закон зміни амплітуди коливань привідного ланцюга під час переходу через резонанс за різних значень параметрів

Представлені залежності показують, що амплітуда переходу через резонанс є більшою для:

- більших швидкостей руху привідного ланцюга конвеєра, що транспортує зерно;
- ланцюгів із більшим параметром нелінійності ν ;
- зерна із більшою його погонною масою;
- більшою віддаллю між скребками.

Одночасно, амплітуда коливань ланцюга, який транспортує зерно під час переходу через резонанс є меншою для менших довжин віток конвеєра

2.4. Динамічні навантаження у привідному ланцюзі конвеєра під час резонансних коливань

В роботах [40-43, 53, 57-58], що динамічні зусилля у елементах машин та споруд визначаються переміщеннями відповідних перерізів та співвідношеннями, які описують пружні властивості матеріалу розглядуваного

об'єкту. Для привідного ланцюга конвеєра для транспортування сипкого матеріалу це співвідношення (2.5) та наведені вище графічні залежності (2.10) для амплітуди його коливань при переході через резонанс. Нехай попередній його натяг T_0 . Це зумовлює видовження горизонтальної частини ланцюга конвеєра на величину ΔL

$$T_0 = \bar{A} \cdot E \cdot \left(\frac{\Delta L}{L} \right)^{\nu+1} \Rightarrow \Delta L = L \left(\frac{T_0}{\bar{A} \cdot E} \right)^{\frac{1}{\nu+1}} \quad (2.17)$$

де $\bar{A}$ - площа поперечного перерізу ланцюга.

Під час переходу через резонанс, максимальне значення динамічної деформації ланцюга рівне значенню відповідної амплітуди. Отже, найбільше динамічне зусилля ($\bar{T}$) у ланцюгу рівне

$$\bar{T} = E \left(\frac{a + \Delta L}{L} \right)^{\nu+1}. \quad (2.18)$$

Приймаючи до уваги, що для випадку переходу через резонанс $a \gg \Delta L$ для оцінки максимального динамічного зусилля можна обмежитись залежністю

$$\bar{T} = \frac{E}{L^{\nu+1}} \left(a^{\nu+1} + (\nu+1)a^{\nu}\Delta L \right),$$

а відтак максимальне нормальне динамічне напруження у прямолінійній вітці ланцюга рівне

$$\bar{\sigma} = \frac{\bar{T}}{A} = \frac{E}{AL^{\nu+1}} \left(a^{\nu+1} + (\nu+1)a^{\nu}\Delta L \right). \quad (2.19)$$

У табл. 2.4 наведено значення вказаного напруження за різних величин параметрів руху та фізико-механічних характеристик матеріалу ланцюга

Значення динамічного напруження у прямолінійних ділянках ланцюга
конвеєру для транспортування зерна

m_0 , кг/м	L , м	ν	V , м/с	a , м	σ , Н/м
40	20	1,3	1	$1,8150 \cdot 10^{-3}$	$1,0091 \cdot 10^6$
40	20	1,3	2	$3,7642 \cdot 10^{-3}$	$5,3381 \cdot 10^6$
40	20	1,3	3	$6,012 \cdot 10^{-3}$	$1,585 \cdot 10^7$
40	20	1,5	1	$2,612 \cdot 10^{-3}$	$3,8910 \cdot 10^5$
40	20	1,5	2	$7,123 \cdot 10^{-3}$	$4,7881 \cdot 10^6$
40	20	1,5	3	$11,311 \cdot 10^{-3}$	$1,48812 \cdot 10^7$
40	10	1,5	1	$1,2131 \cdot 10^{-3}$	$3,2421 \cdot 10^6$
40	10	1,5	2	$2,803 \cdot 10^{-3}$	$2,6270 \cdot 10^6$
40	10	1,5	3	$4,4317 \cdot 10^{-3}$	$8,2690 \cdot 10^6$
60	10	1,3	1	$5,1023 \cdot 10^{-3}$	$5,1131 \cdot 10^7$
60	10	1,3	2	$9,8102 \cdot 10^{-3}$	$2,4041 \cdot 10^8$
60	10	1,3	3	$15,106 \cdot 10^{-3}$	$6,4962 \cdot 10^8$
60	10	1,5	1	$1,3672 \cdot 10^{-3}$	$4,3710 \cdot 10^5$
60	10	1,5	2	$4,912 \cdot 10^{-3}$	$1,069110^7$
60	10	1,9	1	$3,142 \cdot 10^{-3}$	$1,3901 \cdot 10^5$
60	10	1,9	2	$6,931 \cdot 10^{-3}$	$1,3780 \cdot 10^6$
60	10	1,9	3	$13,12 \cdot 10^{-3}$	$8,7710 \cdot 10^6$

Наведені результати засвідчують:

- динамічне напруження у привідному ланцюгу є більшим для більших швидкостей транспортування зерна;
- для привідних ланцюгів із більшим значенням параметру нелінійності ν амплітуда коливань переходу через резонанс є більшою однак максимальне динамічне напруження є меншим;

- для ланцюгів із меншими прямолінійними ділянками максимальне динамічне напруження є більшим.

2.5. Математична модель динаміки зернової суміші підчас її сепарації сипкого матеріалу.

Найбільш сприятливою моделлю динаміки сипких середовищ (зернової суміші у тому числі) для дослідження процесу робочого органа в сепаруючому бункері є підхід побудований на інтегральних його характеристиках за фізичної моделі у вигляді нашарування плоских пружних балок. Однак лінійний закон пружності не може охопити в повній мірі всю множину пружних властивостей зернової суміші закладену у вказану модель. Отримана модель пошарового руху зернової суміші в сепаруючому бункері. У її основу покладено більш складні залежності для інтегральних пружних характеристик зернової суміші, а саме узагальнена гіпотеза Кельвіна

$$\sigma = E\varepsilon^{\nu+1} + \mu f(\varepsilon, \dot{\varepsilon}), \quad (2.20)$$

де σ - нормальне напруження у шарі зернової суміші, ε - відносна деформація розглядуваної моделі сипкого матеріалу в процесі сепарації чи адгезії, $\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt}$ - її швидкість, E - інтегральний “модуль пружності” сипкого матеріалу, ν та μ - параметри, які вказують на відхилення інтегральних пружних характеристик зернової суміші від лінійного та степеневих законів (μ - малий параметр).

В такому разі, для довільно розміщеного елементу шару dx зернової суміші, яка рухається вздовж сита нахилоного під кутом φ до горизонту і піддається сепарації, можна записати рівняння “динамічної рівноваги” [6, 99] (рис. 2.11)

$$\vec{S}(x) + \vec{S}(x + dx) + d\vec{P}_1 + d\vec{R}_1 + d\vec{N} + d\vec{O} = 0, \quad (2.21)$$

де $\vec{S}(x), \vec{S}(x+dx)$ - сили, які діють на верхній та нижній кінець виділеного елемента зі сторін “відсіченої” частини;

$d\vec{P}_1, d\vec{N}, d\vec{R}_1$ - відповідно вага виділеного елемента, нормальна реакція (нормальна складова сили, із якою сито діє на виділений елемент) та сила опору, величина якої вважається пропорційною швидкості руху зернової суміші вздовж сита;

$d\vec{\Phi}$ - сила інерції виділеного елемента.

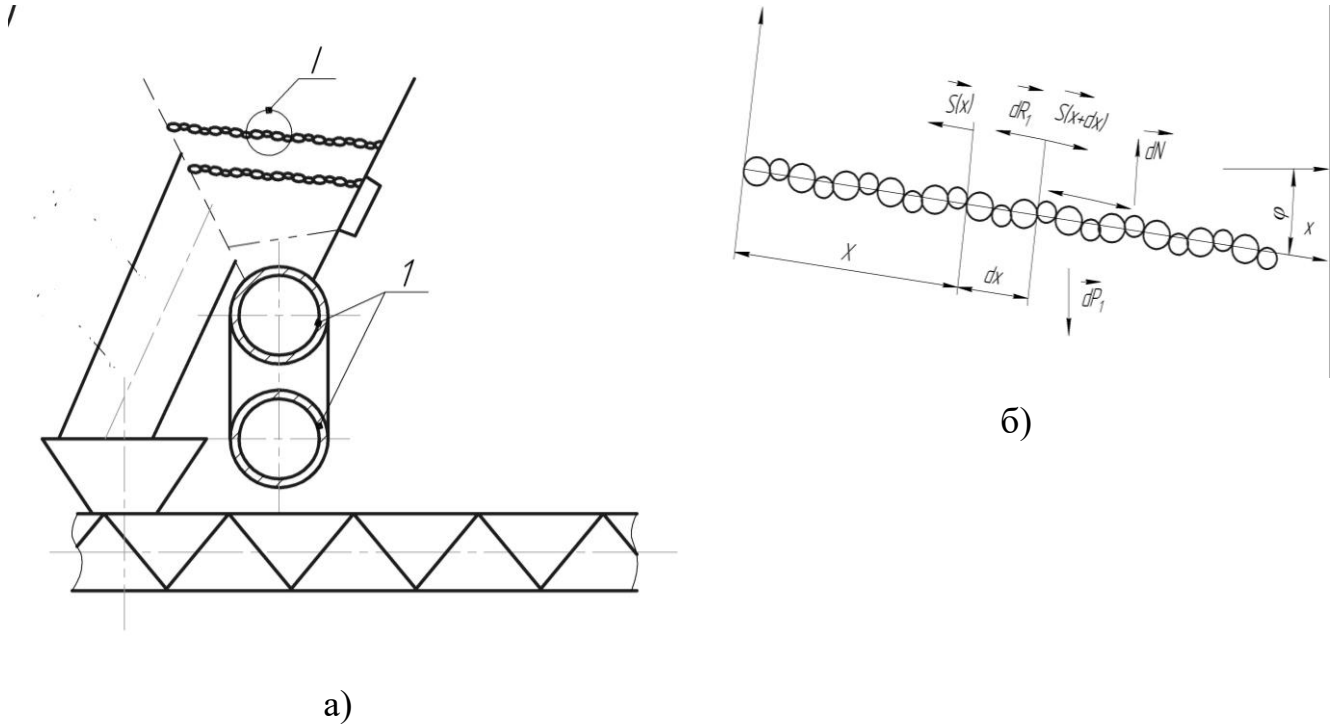


Рис.2.11. Розрахункова схема шару зернової суміші під час процесу в сепаруючому бункері а) та розподіл сил, які діють на умовно виділений його елемент б)

Якщо позначити $w(x, t)$ - переміщення верхнього кінця умовного перерізу зернової суміші в напрямку паралельному до сита (відповідно відносна його деформація рівна $\frac{\Delta w}{\Delta x} \underset{\text{при } \Delta x \rightarrow 0}{=} \frac{\partial w}{\partial x} = \varepsilon$) на базі залежності (2.21) маємо

$$S(x) = EA \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \right)^{v+1} + \mu EA f \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x \partial t} \right), \quad (2.22)$$

$$S(x+dx) = EA \left(\frac{\partial w(x+dx)}{\partial x} \right)^{\nu+1} + \mu EA f \left(\frac{\partial w(x+dx, t)}{\partial x}, \frac{\partial^2 w(x+dx, t)}{\partial x \partial t} \right). \quad (2.23)$$

Це дозволяє з точністю обчислити величину $S(x+dx) - S(x)$

$$S(x+dx) - S(x) = \left[(\nu+1) EA \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \right)^{\nu} \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial}{\partial x} f \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} \right) \right] dx. \quad (2.24)$$

Якщо прийняти до уваги, що сила інерції виділеного елемента рівна добутку його маси на абсолютне прискорення, маємо

$$d\Phi = dm \left(\frac{d^2 w(x, t)}{dt^2} - H \omega^2 \cos(\omega t + \psi) \right), \quad (2.25)$$

де $dm = \rho dx$ - маса виділеного елемента, $H \cos(\omega t + \psi)$ - закон переносного руху контейнера сепаратора (H, ω, ψ - відповідно амплітуда, частота, початкова фаза зовнішнього періодичного горизонтального збурення контейнера); ρ - маса одиниці довжини зернової суміші, A - площа перерізу "умовної балки зернової суміші"; β - коефіцієнт пропорційності у силі опору середовища.

Наведене у сукупності, дозволяє співвідношення (2.21), подати у вигляді

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{d^2 w(x, t)}{dt^2} - H \omega^2 \cos(\omega t + \psi) \right) = \\ = EA(\nu+1) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \right)^{\nu} - \beta \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} + \mu g \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} \right), \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\text{де } g \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} \right) = \frac{\partial}{\partial x} f \left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x, t)}{\partial t} \right).$$

Зернова суміш переміщається вздовж сита в сепаруючому бункері, тому має місце наступне [91, 125]

$$\frac{dw(x,t)}{dt} = \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} V + \frac{\partial w(x,t)}{\partial t},$$

$$\frac{d^2 w(x,t)}{dt^2} = \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} V^2 + 2V \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} + \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \frac{dV}{dt}. \quad (2.27)$$

Після нескладних перетворень диференціальне рівняння (2.26) можна подати у вигляді

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \frac{dV}{dt} + \frac{\beta}{\rho} \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} - \\ & - \frac{EA(\nu+1)}{\rho} \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \left(\frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \right)^\nu = \mu \bar{f} \left(x, \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \phi) \end{aligned} \quad (2.28)$$

Таким чином, диференціальне рівняння, яке описує динаміку зернової суміші в процесі сепарації чи адгезії зерна за уточненої внутрішньої фізичної моделі взаємодії, яка описується узагальненим законом пружності (узагальнена модель Кельвіна) має вигляд (2.28). Очевидно, підчас процесу вібросепарації чи адгезії зернова маса здійснює відносні коливання вздовж сита. Тому, саме такий динамічний процес має описувати диференціальне рівняння (2.28). Наведене буде мати місце, якщо параметр ν у виразі для узагальненого закону пружності зернової суміші можна подати у вигляд $\nu = (2n+1)/(2m+1) - 1$, ($n, m = 0, 1, 2, \dots$). До того, динамічний процес сепарації залежить від вигляду взаємодії сипкого середовища із стінками контейнера. Їх будемо моделювати, відповідно до прийнятої фізичної моделі, крайовими умовами “балочного типу” (із шарнірним закріпленням кінців). Наведене дозволяє записати крайові умови для рівняння (2.28) у вигляді

$$w(x,t)|_{x=0} = w(x,t)|_{x=l} = 0. \quad (2.29)$$

Таким чином, задача дослідження процесу сепарації чи адгезії зерна (впливу зовнішніх та внутрішніх чинників на продуктивність процесу) полягає у знаходженні розв'язку рівняння (2.28) за крайових умов (2.29). Це і є предметом розгляду наступного підрозділу.

2.6. Дослідження динаміки відносного руху зернової суміші вздовж сита в сепаруючому бункері.

Відомо, що головними чинниками, які визначають процес вібросепарації чи адгезії зернової маси є їх амплітуда та частота коливань відносного руху вздовж сита. Отримати вказані визначальні параметри можна на базі розв'язку відповідної математичної моделі процесу, тобто рівняння (2.28) за крайових умов (2.29). Отримати його без додаткових обмежень щодо зовнішніх та внутрішніх чинників є задачею без розв'язку. В той же час, використання чисельних методів інтегрування для неї не дає відповіді на основні практичні питання – залежність частоти коливань зернової суміші від амплітуди, параметрів зовнішнього збурення, основних характеристик зернової суміші та ін. Тому, нижче стосовно процесу вібросепарації зернової суміші будуть прийняті не значні обмеження технологічного характеру, а саме:

1. Кут нахилу сит до горизонту вздовж яких переміщається зернова суміш є невеликим;
2. Амплітуда зовнішнього збурення вібраційної машини є обмеженою величиною, а частоту може оператор змінювати у широкому діапазоні;
3. Із наведеного вище випливає, що відносна швидкість зернової суміші вздовж сита є повільно змінною функцією часу, до того ж вона приймає обмежене максимальне значення;
4. Максимальне значення сили опору під час коливань зернової суміші вздовж сита є малою величиною у порівнянні із максимальним значенням сили внутрішньої пружної сили взаємодії зерен.

Наведене дозволяє диференціальне рівняння (2.29) подати у вигляді

$$\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} - \alpha^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \left(\frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \right)^v = \mu g \left(\tau, \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \psi), \quad (2.30)$$

де $\alpha^2 = \frac{EA}{\rho}(\nu + 1)$, $\tau = \mu t$ - “повільний час”,

$$\begin{aligned} \mu \bar{g} \left(\tau, \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right) = \mu g \left(\tau, \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right) - \\ - \left(2V \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} + \frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \frac{dV}{dt} + \frac{\beta}{\rho} \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right). \end{aligned}$$

Не дивлячись на це, що обмеження досліджуваного об’єкту в цілому є незначними і вони обґрунтовані для низки вібраційних машин із горизонтальним збудженням коливань, вони одночасно дозволяють побудувати наближений аналітичний розв’язок рівняння (2.30) за крайових умов (2.29), тобто описати аналітично динамічний процес відносних коливань зернової суміші вздовж сита підчас процесу вібросепарації чи адгезії. В основу його побудови покладено:

- принцип одночастотності коливань у нелінійних системах із зосередженими масами та розподіленими параметрами [13-1492,125];
- основні положення теорії збурень [93];
- асимптотичні методи нелінійної механіки [18, 90];
- теорію спеціальних періодичних Атеб-функцій [16, 120-122], адаптовану до побудови розв’язків звичайних диференціальних рівнянь із степеневою нелінійністю та крайових задач для рівнянь гіперболічного типу [124, 126].

Примітка. У зв’язу із тим, що для дослідження динаміки зернової суміші під час процесу її сепарації використовуються спеціальні періодичні Атеб-функції необхідну інформацію про них (визначення, основні властивості, співвідношення для диференціювання та інтегрування) наведені у (додаток А). Наведене у сукупності дозволить отримати відносно прості співвідношення, які описують визначальні параметри коливань сипкого матеріалу вздовж сита, а значить вони будуть служити базою для оцінки роботи вібраційної машини в цілому підчас досліджуваного процесу.

2.7 Власні коливання зернової суміші вздовж сита

Характеристики власних коливань сипкого матеріалу під час руху вздовж робочого органа сепаруючого бункера без урахування зовнішнього збурення. Їм відповідає диференціальне рівняння

$$\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} - \alpha^2 \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \left(\frac{\partial w(x,t)}{\partial x} \right)^\nu = \mu g \left(\tau, \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right). \quad (2.31)$$

за крайових умов (2.29). Перше наближення одно частотного його розв'язку будемо шукати у вигляді

$$w(x,t) = a(t)X(x)ca(\nu+1,1,\Omega(a)t+\theta(t)), \quad \Omega(a) = \alpha a^{\frac{\nu}{2}} \left(\frac{\Pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}}, \quad (2.32)$$

де $X(x)$ - відома функція [36] ($X(x) = sa\left(1, \frac{1}{\nu+1}, \Pi_x \frac{k}{l} x\right)$, $\Pi_x = \sqrt{\pi} \Gamma\left(\frac{\nu+1}{\nu+2}\right) \Gamma^{-1}\left(\frac{1}{2} + \frac{\nu+1}{\nu+2}\right)$),

$a(t)$, $\theta(t)$ - невідомі амплітуда та фаза коливань сипкого матеріалу, які знаходяться так, щоб в першому наближенні задовольняли рівнянню (2.31). Для знаходження їх закону зміни адаптуємо основну ідею методу Ван – дер - Поля [90, 145-146, 159]. Відповідно шляхом диференціювання по t залежності (2.32) маємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial t} &= X(x) \left\{ \frac{da}{dt} ca(\nu+1,1,\Omega(a)t+\theta(t)) - \frac{2a}{\nu+2} \left(\Omega(a) + \frac{d\theta}{dt} \right) sa(1,\nu+1,\Omega(a)t+\theta(t)) \right\}, \\ \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} &= -\frac{2X}{\nu+2} \frac{da}{dt} \left(\Omega(a) + a \frac{d\Omega(a)}{da} \right) sa(1,\nu+1,\Omega(a)t+\theta(t)) + \\ &+ \frac{2X}{\nu+2} a \Omega(a) \left(\Omega(a) + \frac{d\theta}{dt} \right) ca^{\nu+1}(\nu+1,1,\Omega(a)t+\theta(t)), \end{aligned} \quad (2.33)$$

Залежність (2.32), за умови змінних в часі параметрів a і θ , буде описувати динамічний процес зернової суміші, якщо амплітуда і фаза коливань визначаються із системи звичайних диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned}
& X(x) \left\{ \frac{da}{dt} ca(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) - \frac{2a}{\nu+2} \frac{d\theta}{dt} sa(1, \nu+1, \Omega(a)t + \theta(t)) \right\} = 0, \quad (2.34) \\
& - \frac{2X(x)}{\nu+2} \left\{ \frac{da}{dt} \left(\Omega(a) + a \frac{d\Omega(a)}{da} \right) sa(1, \nu+1, \Omega(a)t + \theta(t)) - a\Omega(a) \frac{d\theta}{dt} ca^{\nu+1}(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) \right\} = \\
& = \left\{ \alpha^2 a^{\nu+1} (X')^\nu X''(x) - \frac{2\Omega(a)}{\nu+2} X(x) \right\} ca^{\nu+1}(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) - \\
& - \frac{2a}{\nu+2} VX'(x) sa(1, \nu+1, \Omega(a)t + \theta(t)) - V^2 ca(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) X''(x) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \phi) + \\
& + aX'(x) \frac{dV}{dt} ca(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) - \frac{2\beta\Omega(a)}{(\nu+2)\rho} a(1, \nu+1, \Omega(a)t + \theta(t)) X(x) + \mu f_1(a, x, \Omega(a)t + \theta(t)),
\end{aligned}$$

де $g_1(a, x, \Omega(a)t + \theta(t))$ відповідає значенню функції $g\left(\frac{\partial w(x, t)}{\partial x}, \frac{\partial w(x, t)}{\partial t}\right)$ за

умови що функція $w(x, t)$ та її похідні приймають тільки головні значення.

Легко переконатись, що вираз у фігурних дужках другого рівняння співвідношень (2.34) рівний нулеві, тобто

$$\left\{ \alpha^2 a^{\nu+1} (X'(x))^\nu X''(x) - \frac{2\Omega(a)}{\nu+2} X_k(x) \right\} ca^{\nu+1}(\nu+1, 1, \Omega(a)t + \theta(t)) = 0.$$

Таким чином, система диференціальних рівнянь (2.34), із урахуванням наведеного вище, приймає вигляд

$$\begin{aligned}
& X(x) \left\{ \frac{da}{dt} ca(\nu+1, 1, \psi) - \frac{2a}{\nu+2} \frac{d\theta}{dt} sa(1, \nu+1, \psi) \right\} = 0, \quad \psi = \Omega(a)t + \theta(t), \quad (2.35) \\
& \frac{2X(x)}{\nu+2} \left\{ \frac{da}{dt} \left(\Omega(a) + a \frac{d\Omega(a)}{da} \right) sa(1, \nu+1, \psi) + a\Omega(a) \frac{d\theta}{dt} ca^{\nu+1}(\nu+1, 1, \psi) \right\} = \\
& = \mu f_1(a, x, \psi) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \phi) + 2Va(1, \nu+1, \psi) X'(x) - V^2 ca(\nu+1, 1, \psi) X''(x) - \\
& - \frac{2\beta a \Omega(a)}{(\nu+2)\rho} sa(1, \nu+1, \psi) X(x).
\end{aligned}$$

Якщо праві та ліві частини отриманих співвідношень помножити на функцію $X(x)$, з наступним їх інтегруванням за незалежною змінною x на всьому інтервалі її зміни (довжині сита вібросепаратора), отримаємо

$$\frac{da}{dt} = \frac{\mu s a (1, \nu+1, \psi) \left[\hat{f}_1(a, \psi) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \phi) + \frac{2\beta a \Omega(a)}{(3\nu+4)\rho} \right]}{P \left[\Omega(a) c a^{\nu+2} (\nu+1, 1, \psi) + \frac{2}{\nu+2} \left(\Omega(a) + a \frac{d\Omega}{da} \right) s a^2 (1, \nu+1, \psi_k) \right]}, \quad (2.36)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{(\nu+2) c a (\nu+1, 1, \psi) \left[\mu \hat{f}_1(a, \psi) + \frac{\bar{H}\omega^2}{\rho} \cos(\omega t + \phi) - \frac{\nu+2}{3\nu+4} \left(\frac{k\Pi_x}{l} \right)^2 V^2 a \right]}{2Pa \left[\Omega(a) c a^{\nu+2} (\nu+1, 1, \psi) + \frac{2}{\nu+2} \left(\Omega(a) + a \frac{d\Omega}{da} \right) s a^2 (1, \nu+1, \psi) \right]},$$

$$\text{де } \hat{f}_1(a, \psi) = \int_0^l X(x) f_1(a, x, \psi) dx, \quad \int_0^l X^2(x) dx = P = \frac{\nu+2}{3\nu+4} l, \quad \int_0^l X(x) X'(x) dx = 0.$$

Якщо врахувати вигляд функції $\Omega(a)$, (2.36), то вираз у знаменнику

$\Omega(a) + a \frac{d\Omega}{da}$ наведених вище залежностей можна замінити більш простим

$$\Omega(a) + a \frac{d\Omega(a)}{da} = \frac{\nu+2}{2} \Omega(a).$$

До цього ж, праві їх частини вказаних співвідношень є періодичними за фазою ψ із періодом $2\Pi = 2\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{1}{\nu+2}\right)\Gamma^{-1}\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\nu+2}\right)$. Якщо прийняти до уваги обмеження щодо величин швидкості руху зернової суміші вздовж сита та внутрішньої сили тертя у її моделі динамічного процесу, то можна стверджувати, що основні параметри коливань в процесі сепарації за один період змінюються на незначну величину. Це дозволяє для диференціальних рівнянь (2.36) використати апарат усереднення [18, 84] за змінною ψ . Таким чином

$$\frac{da}{dt} = \frac{\mu}{2\Pi P \Omega(a)} \int_0^{2\Pi_T} \int_0^l s a (1, \nu+1, \psi_k) X(x) \left[\hat{f}_1(a, x, \psi) + \frac{2\beta a \Omega(a)}{(3\nu+4)\rho} X(x) \right] dx d\psi_k, \quad (2.37)$$

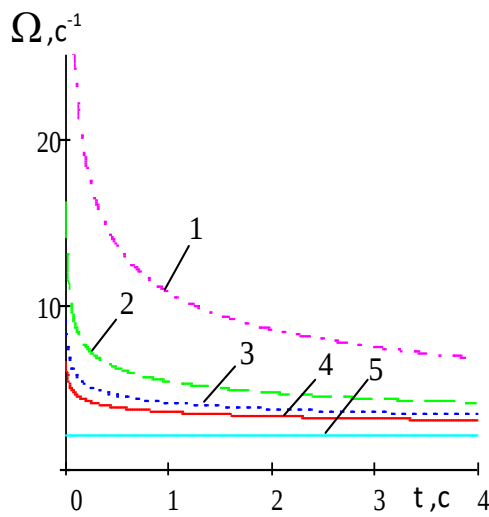
$$\frac{d\psi}{dt} = \Omega(a) + \frac{(\nu+2)}{4a\Pi P \Omega(a)} \int_0^{2\Pi_T} \int_0^l c a (\nu+1, 1, \psi) X(x) \left[\hat{f}_1(a, x, \psi_k) - V^2 \left(\frac{\Pi_x}{l} \right)^2 a X(x) \right] dx d\psi.$$

Окремим випадком залежностей (2.37) є результати, які стосуються зернової суміші за умови $f(\varepsilon, \dot{\varepsilon}) = 0$

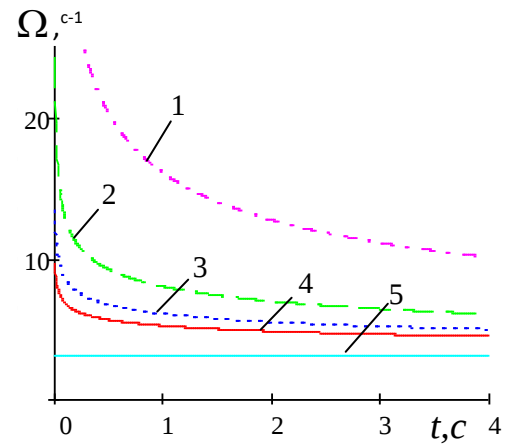
$$\frac{da}{dt} = -\frac{2\beta(\nu+2)^2 a}{(3\nu+4)\Pi\rho} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)},$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \alpha a^{\frac{\nu}{2}} \left(\frac{\Pi_x}{l}\right)^{\frac{\nu+2}{2}} - \frac{(\nu+2)^2 V^2}{4\Pi\alpha a^{\frac{\nu}{2}}} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{(3\nu+4)\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} \left(\frac{\Pi_x}{l}\right)^{1-\frac{\nu}{2}}. \quad (2.38)$$

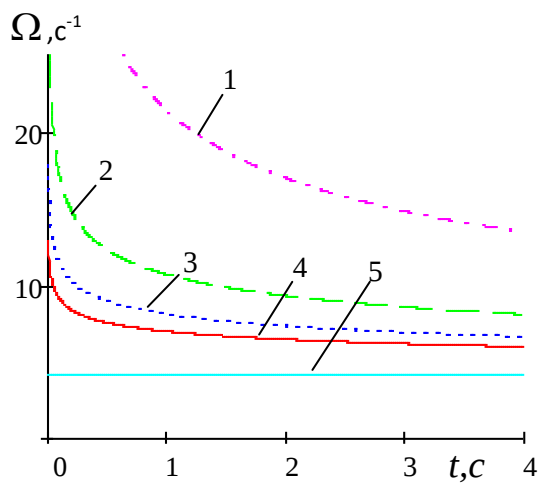
На основі аналітичної залежності (2.38) побудовані графічні залежності частоти коливань від часу та частоти від швидкості зернової суміші за різних значень ν рис. 2.12-2.13



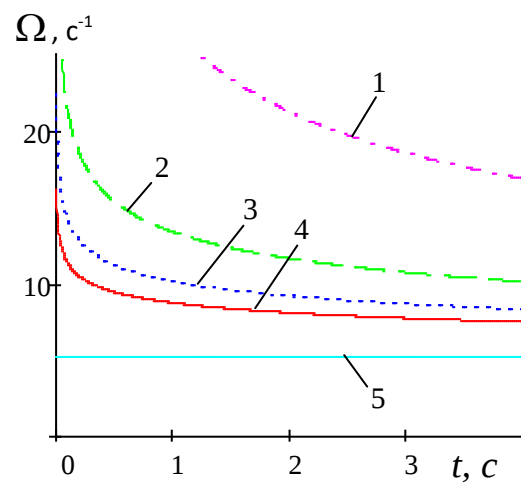
a)



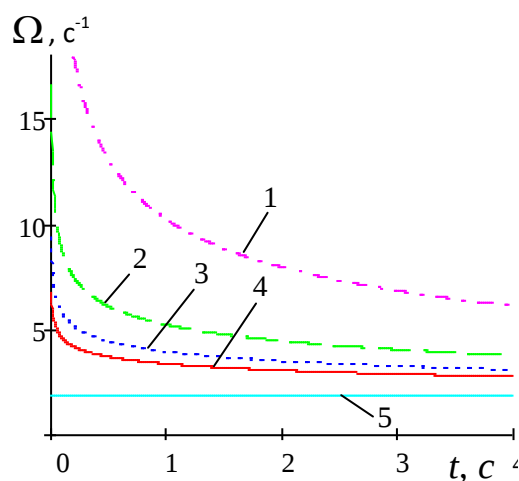
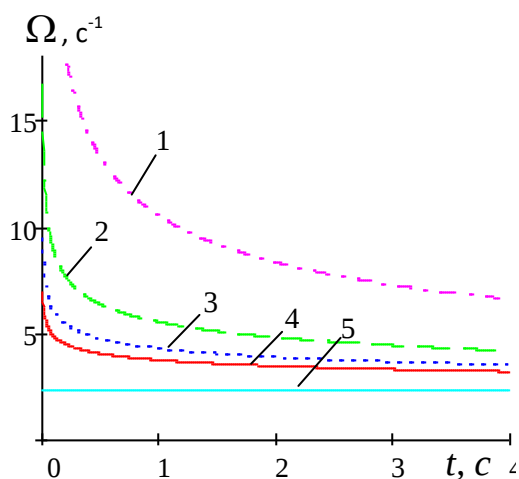
б)



в)



г)

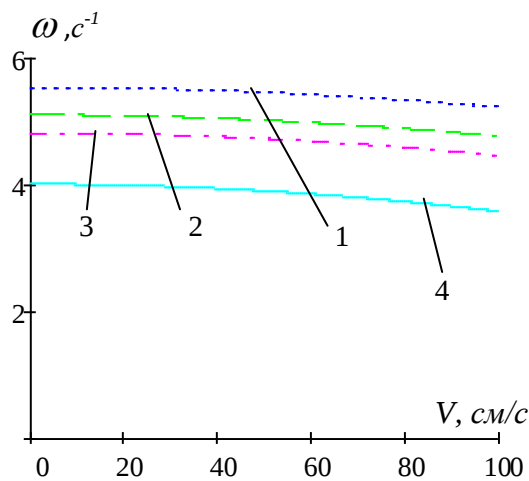
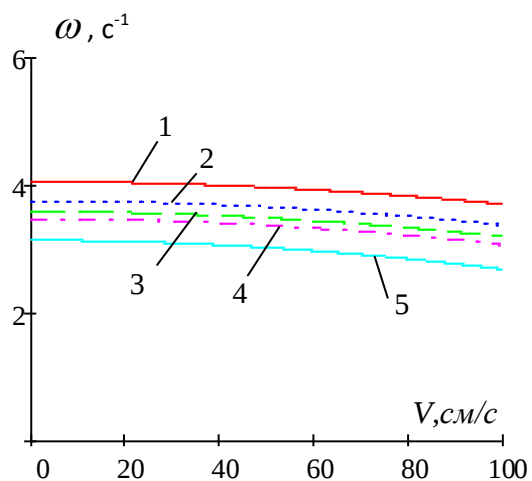


д)

е)

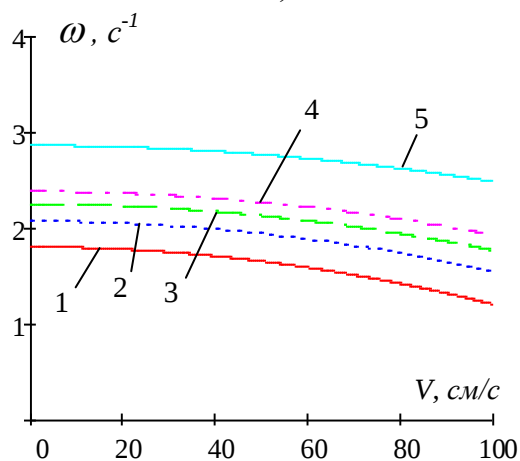
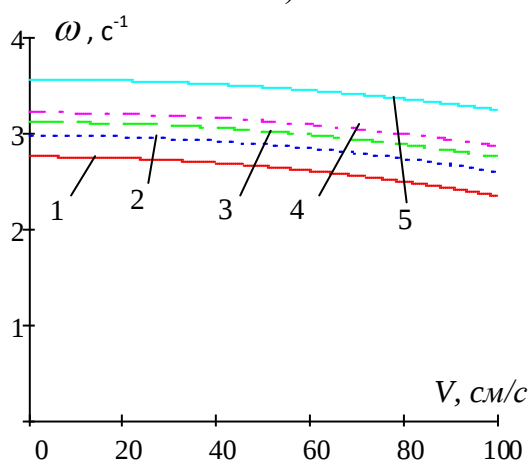
Рис. 2.12 Графіки залежності частоти коливань від часу

1) $\nu_1 = -\frac{4}{5}$, 2) $\nu_1 = -\frac{2}{3}$, 3) $\nu_1 = -\frac{4}{9}$, 4) $\nu_1 = -\frac{2}{9}$, 5) $\nu_1 = 0$



а)

б)



в)

г)

Рис.2.13. Графік залежності частоти від швидкості зернової суміші за різних

значень 1) $\nu_1 = -\frac{4}{5}$, 2) $\nu_1 = -\frac{2}{3}$, 3) $\nu_1 = -\frac{4}{9}$, 4) $\nu_1 = -\frac{2}{9}$, 5) $\nu_1 = 0$

Отримані аналітичні залежності та побудовані на їх базі графічні залежності показують, що:

- для значень параметру $-1 < \nu < 0$ - більшим значення параметру ν відповідає більше значення частоти власних коливань зернової суміші (за всіх інших незмінних параметрів) та більшим значенням амплітуди власних коливань відповідає менше значення частоти власних коливань;
- більшим значення амплітуди власних коливань зернової суміші відповідає менше значення частот власних коливань;
- частота власних відносних коливань зернової суміші вздовж сита за більших значень швидкості відносного її руху є меншою

2.8. Вплив збурень коливань робочого органа на динаміку зернової суміші.

Як було показано вище, визначальні показники власних коливань зернової суміші, а значить даний процес в певній мірі залежать від відносної швидкості вздовж сита (зменшується до 15% за швидкості відносного руху 1м/с.). У випадку дії збудника горизонтальних коливань на сепаруючий бункер впливає значною мірою частота власних коливань зернової суміші та зовнішнє збурення. Саме ці питання є предметом дослідження даного підрозділу. У зв'язку із тим, що у вказаному випадку математична модель динаміки зернової суміші є неавтономною (права частина рівняння (2.30) є періодичною за фазою зовнішнього періодичного збурення), для неї треба розглядати принципово два різні випадки: нерезонансний та резонансний. Що стосується першого випадку (нерезонансного), то як показано у [18], мале за величиною періодичне збурення не значною мірою впливає на визначальні показники коливань системи. Це дозволяє стверджувати, що амплітуда та частота зернової суміші за умови відсутності резонансу описуються з точністю до величин порядку μ^2 диференціальними рівняннями (2.37).

Більш складним у дослідженні, одночасно важливішим із практичної

сторони, є резонансний випадок. У зв'язку із цим, що:

а) власна частота зернової суміші залежить від амплітуди коливань;

б) період за фазою власних коливань (ψ) рівний періоду за вказаним аргументом відповідних $A_{\text{теб}}$ – функцій, тобто 2π ;

в) період зовнішнього збурення за фазою зовнішнього збурення $\omega t + \phi$ рівний 2π за умову резонансу будемо приймати рівність періодів за часом власних та вимушених коливань, тобто $\frac{\pi}{\Omega(a)} = \frac{\pi}{\omega}$. Таким чином, резонансні

коливання зернової суміші будуть мати місце при виконанні умови $\omega \approx \frac{\pi}{\pi} \Omega(a)$.

Останнє показує, що для кожної амплітуди власних коливань зернової суміші

вздовж сита $\Omega(a) = \alpha a^{\frac{\nu}{2}} \left(\frac{\pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}}$ існує своя резонансна частота збурення коливань вібраційного сепаратора

$$\omega = \frac{\pi \alpha}{\pi} \left(\frac{\pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} a^{\frac{\nu}{2}} \quad (2.39)$$

і навпаки – для кожної частоти збурень вібраційної машини існує таке значення амплітуди коливань (амплітуди резонансу) зернової маси a_p вздовж сита сепаратора, при наближенні якої мають місце резонансні коливання

$$a_p = \left\{ \left(\frac{l}{\pi_x} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} \frac{\pi \omega}{\pi \alpha} \right\}^{\frac{2}{\nu}}. \quad (2.40)$$

На рис. 2.14 представлено залежність частоти зовнішнього збурення від амплітуди a коливань зернової маси та параметру нелінійності ν , (при $l = 100 \text{ м}$, $\alpha = 75$), а на рис. 2.15 - амплітуди резонансу від частоти зовнішнього збурення та параметру нелінійності ν .

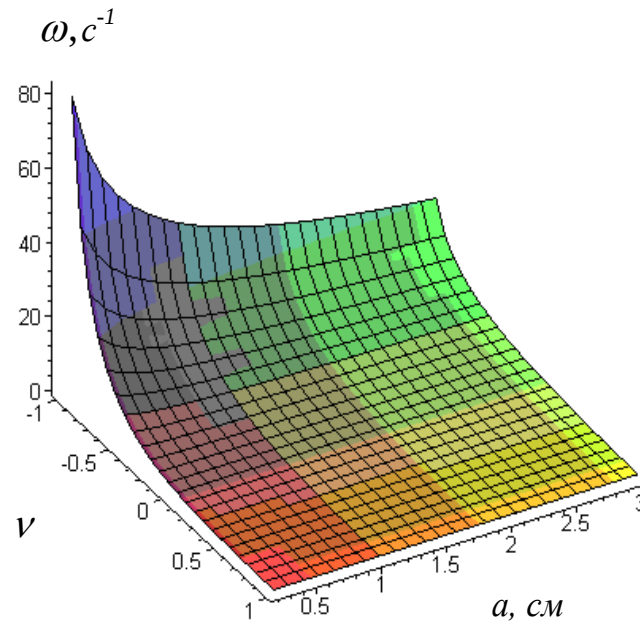


Рис. 2.14. Залежність частоти зовнішнього збурення від амплітуди a коливань зернової маси та параметру нелінійності ν ,

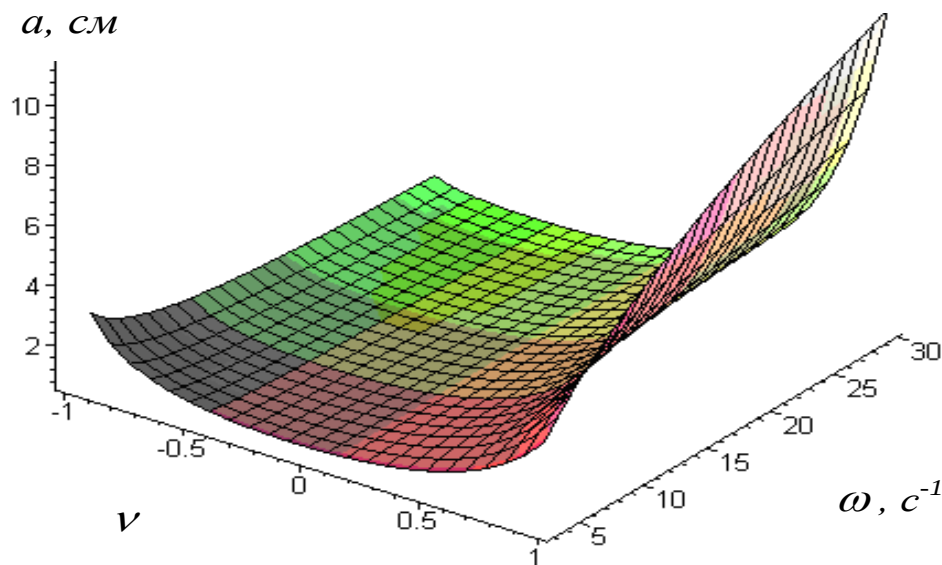


Рис. 2.15. Залежність амплітуди резонансу від частоти зовнішнього збурення та параметру нелінійності ν та частоти зовнішнього збурення

Таким чином, при наближенні частоти зовнішнього збурення до значення, яке визначається залежністю (2.40) мають місце резонансні коливання сипкого середовища. З іншого боку, явище резонансу у

квазілінійних чи нелінійних системах суттєво залежить від різниці фаз власних та вимушених коливань, тобто Тому формально вводячи параметр

$$\vartheta = \frac{\pi}{\Pi} \psi - \theta \Rightarrow \theta = \frac{\pi}{\Pi} \psi + \vartheta, \psi = \frac{\Pi}{\pi} (\theta - \vartheta) \text{ у систему диференціальних рівнянь}$$

(2.24), отримуємо

$$\frac{da}{dt} = \frac{sa(1, \nu+1, \psi) \left[\mu \bar{g}(a, \psi) + \frac{H\omega^2}{\rho} \cos\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi + \vartheta\right) + \right]}{Pa\Omega(a)}, \quad (2.41)$$

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \frac{\pi}{\Pi} \Omega(a) - \omega - \frac{(\nu+2)ca(\nu+1, 1, \psi) \left[\mu \bar{g}(a, \psi) + \frac{\bar{H}\omega^2}{\rho} \cos\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi + \vartheta\right) \right]}{2Pa\Omega(a)},$$

$$\text{де } \bar{g}(a, \psi) = \mu \hat{f}_1(a, \psi) - \frac{2\beta a \Omega(a)}{(3\nu+4)\rho} sa(1, \nu+1, \psi) - \frac{\nu+2}{3\nu+4} \left(\frac{k\Pi_x}{l} \right)^2 V^2 aca(\nu+1, 1, \psi).$$

Праві частини диференціальних рівнянь (2.41) є 2Π -періодичними за фазою власних коливань ψ , а отже їх можна усереднити за цією змінною. Наведене дозволяє систему диференціальних рівнянь (2.41), які описують коливання зернової суміші у зоні резонансу, представити у вигляді

$$\frac{da}{dt} = -\frac{2\beta(\nu+2)^2 a}{(3\nu+4)\Pi\rho} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} - \frac{\hat{H}\omega^2}{2Pa\rho\Omega(a)} \sin \vartheta, \quad (2.42)$$

$$\frac{d\vartheta}{dt} = \alpha a^{\frac{\nu}{2}} \frac{\Pi}{\pi} \left(\frac{\Pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} - \omega - \frac{(\nu+2)^2 a^{\frac{-\nu}{2}} V^2}{(3\nu+4)\Pi_T P \alpha \left(\frac{k\Pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu-2}{2}}} \frac{\sqrt{\pi}\Gamma\left(\frac{3}{\nu+2}\right)}{\Gamma\left(\frac{1}{2} + \frac{3}{\nu+2}\right)} + \frac{\check{H}\omega^2}{2Pa\rho\Omega(a)} \cos \vartheta, .$$

$$\text{де } \hat{H} = \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} sa(1, \nu+1, \psi) \sin\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi\right) d\psi, \quad \check{H} = \frac{1}{2\Pi} \int_0^{2\Pi} ca(\nu+1, 1, \psi) \cos\left(\frac{\pi}{\Pi} \psi\right) d\psi.$$

Приймаючи до уваги, що остання система рівнянь описує коливання зернової маси у резонансній зоні, тото при наближенні параметру a до a_p ,

різницю $\alpha a^{\frac{\nu}{2}} \frac{\Pi}{\pi} \left(\frac{\Pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} - \omega$ у другому рівнянні можна замінити більш простим

виразом, а саме $\alpha \frac{\Pi}{\pi} \left(\frac{\Pi_x}{l} \right)^{\frac{\nu+2}{2}} a_p^{\frac{\nu-2}{2}} (a - a_p)$.

У таблиці 2.5 для деяких частот зовнішнього збурення та фізико-механічних характеристик зернової суміші наведено значення амплітуди резонансу та амплітуди під час переходу через резонанс.

Таблиця 2.5.

Залежність амплітуди коливань під час переходу через резонанс від різних значень зовнішніх та внутрішніх параметрів

Параметри					
l , см	α	ν	ω , c^{-1}	a_p , см	a , см
150	100	-2/3	10	2,754	12,513
150	100	-2/3	12	1,594	16,213
150	100	-2/3	15	0,861	25,187
150	150	-2/3	10	9,295	16,982
150	150	-2/3	12	5,379	15,198
150	150	-2/3	15	2,754	18,214
100	150	-2/3	10	20,915	26,137
100	150	-2/3	12	12,104	21,187
100	150	-2/3	15	6,197	20,143
100	100	-2/3	10	6,108	14,924
100	100	-2/3	12	3,586	15,132
100	100	-2/3	15	1,836	20,513
100	150	-2/5	10	3,580	11,732
100	150	-2/5	12	1,439	12,517
100	150	-2/5	15	0,471	17,784
100	150	-2/7	10	0,743	8,342
100	150	-2/7	12	0,207	11, 156
100	150	-2/7	15	0, 043	9,897

Встановлено, що резонансні коливання зернової суміші в процесі обробки мають місце за певного співвідношення між частотою збурення та амплітуди коливань її вздовж сита та основних фізико-механічних параметрів зернової суміші. Крім цього для значень параметру $-1 < \nu < 0$:

- більшим значенням частоти збурення горизонтальних коливань сепаруючого бункера робочого органа відповідає менше значення амплітуди, за якої мають місце резонансні коливання та одночасно амплітуда коливань зернової суміші під час переходу через резонанс є більшою;

- більшим значенням параметру ν відповідає менше значення амплітуди, за якої має місце резонанс, а також менше значення амплітуди переходу через резонанс зернової маси.

Крім цього, амплітуда переходу через резонанс залежить більшою мірою як для квазілінійних систем [14] від початкового значення різниці фаз власних та вимушених коливань та швидкості переходу через резонанс.

Результати, які стосуються чисельного симулювання рівнянь у стандартному вигляді (2.42) за різних значень початкових фаз власних та вимушених коливань подані у табл. 2.6, а для різних швидкостей переходу через резонанс у табл. 2.7, а також наведено в додатку В.

Встановлено, що зростання початкового значення різниці фаз власних та вимушених коливань спричиняє зменшення амплітуди переходу через резонанс, так зростання величини вказаної величини на 0,2 рад. спричиняє зменшення амплітуди переходу через резонанс до 26%. Що стосується швидкості переходу через резонанс, то для більш швидкого зменшення різниці частот власних та вимушених коливань, амплітуда переходу через резонанс приймає менше значення.

2.9. Висновки до розділу 2

У розділі наведено динаміку системи ланцюговий робочий орган конвеєра – сипкий матеріал, який транспортується та узагальнені математичні моделі нелінійних коливань зернової маси вздовж сита підчас процесу в сепаруючому бункері. Вони являють собою крайові задачу для нелінійного диференціального рівняння із частинними похідними. З метою аналізу впливу на процес динамічних процесів у конвеєрі, що транспортує зернову суміш зовнішніх та внутрішніх чинників, побудовано наближені аналітичні розв'язки отриманих математичних моделей. Аналізом основних співвідношень, які впливають із них встановлено:

1. Для коливання привідного ланцюга конвеєра, який транспортує зерно, за рахунок збурень руху, зумовлених динамікою скребків вздовж кутових точок горизонтальної та верикальної частини конвеєра встановлено умови існування резонансних коливань для різних швидкостей переміщення зерна.

2. Амплітуда переходу через резонанс є більшою для більших швидкостей руху привідного ланцюга конвеєра, що транспортує сипкий матеріал; одночасно максимальне динамічне напруження у ланцюгу є більшим: зростання швидкості транспортування зерна від 1м/с до 2м/с спричиняє при $\nu = 1,3$ та $L = 20$ м збільшення динамічного напруження у 5,2 рази, а зростання швидкості від 2м/с до 3м/с за тих же параметрів – у 3рази.

3. Динамічні напруження у прямолінійних вітках конвеєру більшої довжини під час проходження резонансної зони коливань є більшими, причому із зростанням швидкості переміщення ланцюга та зерна більшої погонної маси ця різниця збільшується.

4. Що стосується впливу швидкості (до 1 м/с) руху зернової маси вздовж сита, то вона незначним чином спричиняє зменшення власної частоти коливань (до 4%). До того ж, у випадку зернових сумішей із параметром нелінійності $-1 < \nu < 0$ більшим значенням амплітуди коливань зернової суміші вздовж сита

в сепаруючому бункері відповідає менше значення власної частоти коливань, що негативно впливає на процес.

5. Резонансні коливання зернової суміші в процесі транспортування за допомогою скребкового привідного ланцюга та сепарації, мають місце за певного співвідношення між амплітудою та частотою збурення коливань.

6. Амплітуда переходу зернової суміші через резонанс приймає більші значення для менших початкових значень різниці фаз власних та вимушених коливань та більш повільного переходу через резонанс (більш повільної зміни частоти зовнішнього збурення в околі резонансного його значення), що знижує його процес робочого органа в сепаруючому бункері.

РОЗДІЛ III

ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень

Згідно мети дисертаційної роботи та поставлених задач, а також проведених теоретичних досліджень програма й методика експериментальних досліджень включала наступні питання:

1. На основі проведеного аналізу роботи, теоретичного обґрунтування параметрів процесу роботи робочих органів розробити конструктивно-технологічну схему трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра з визначенням їх технічних і експлуатаційних характеристик.

2. Спроекувати та виготовити експериментальне устаткування для дослідження процесів транспортування з можливістю зміни параметрів технологічного процесу з визначенням їх технічних характеристик залежно від конструктивних параметрів і властивостей сипкого матеріалу;

3. Розробити методику та провести комплекс експериментальних досліджень з виведенням рівнянь регресії дослідження продуктивності трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра та оцінкою впливу діаметра труби, коефіцієнта завантаження, лінійною швидкістю транспортування на продуктивність, крутний момент транспортування сипких матеріалів;

4. Провести дослідження травмування зернового матеріалу в залежності від конструктивних параметрів трубчастого ланцюгового скребкового конвеєра на експериментальній установці.

Експериментальні дослідження провести з використанням розробленого стендового устаткування з можливістю регулювання конструктивно-кінематичних параметрів з метою підтвердження теоретичних і отримання необхідних експериментальних залежностей для обґрунтування параметрів

трубчастого ланцюгового конвеєра в процесі їх роботи, раціональних режимів роботи згідно технічних вимог.

3.2. Конструкції трубчастих скребкових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів

3.2.1. Гнучкий трубчастий сепаратор з вертикальною подачею сипких матеріалів

Гнучкий трубчастий сепаратор (рис. 3.1.) з вертикальною подачею сипких матеріалів 1 виконано у вигляді спарених S-подібних труб 2 круглого поперечного перерізу, які встановлені вертикально, в які встановлено канатний спарений дисковий робочий орган у вигляді канату 3, до якого рівномірно по довжині з заданим кроком встановлено круглі 4 і бочкоподібні 5 диски, з'єднані між собою пружиною 6, спеціальна привідна зірочка 7, яка жорстко встановлена на привідному валу 8.

У нижньому радіусному куті S-подібних труб 2 встановлено привідний валок 9 паралельний до валка 8 привідної зірочки 7 верхньої привідної натяжної станції 10. В нижній зоні S-подібних труб 2 встановлено завантажувальний бункер 11, сипкого матеріалу 1. в якому виконана система сит 12 для просіювання сипкого матеріалу і збору готової продукції (суміші) і її подачі нижньою S-подібною трубою в зону вивантаження (ємність 13), які встановлені під кутом до горизонту.

Не кондиційні фракції з нахилених сит 12 скочуються в напрямку відвідної труби 14 в бункер 15 і їх відвантаження гвинтовим робочим органом 16 в ємкість 17.

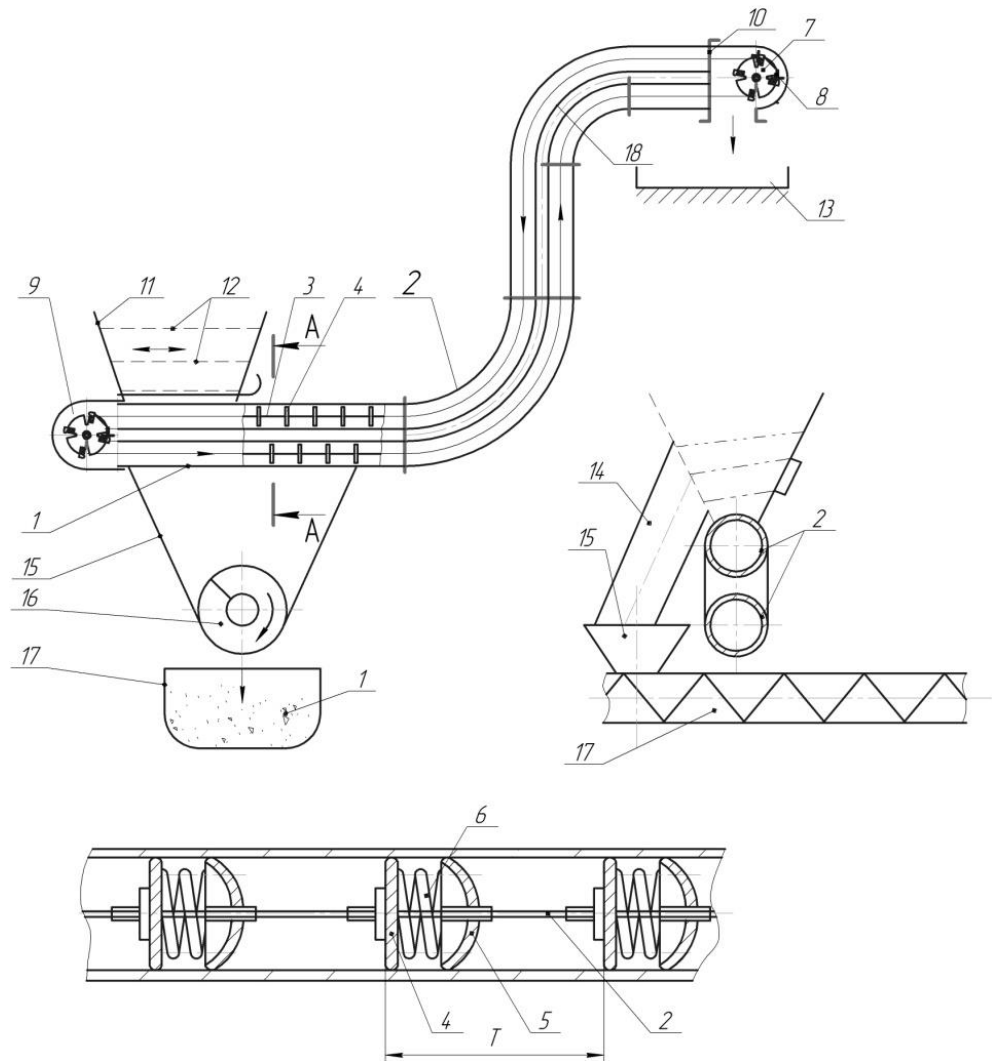


Рис. 3.1. Схема гнучкого трубчастого сепаратора з вертикальною подачею сипких матеріалів [Патент № 108423]

Робота гнучкого трубчастого сепаратора здійснюється наступним чином. Компоненти змішаних сумішей 1 засипають в бункер 11, включають привід, відкривають шибер і гнучкий канат 3 круглими 4 і бочкоподібними 5 дисками переміщують по трубах і переміщують сипкий матеріал в зону системи отворів 12 для просіювання сипкого матеріалу. Готові фракції і дрібні просіюються – в труби 2 – готової продукції, а дрібні і некондиційні в ємкість 17 зі вивантажувальним шнеком 16, а готова продукція по нижній трубі 2 поступає в ємкість 13.

До переваг гнучкого трубчастого сепаратора з вертикальною подачею сипких матеріалів відноситься розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

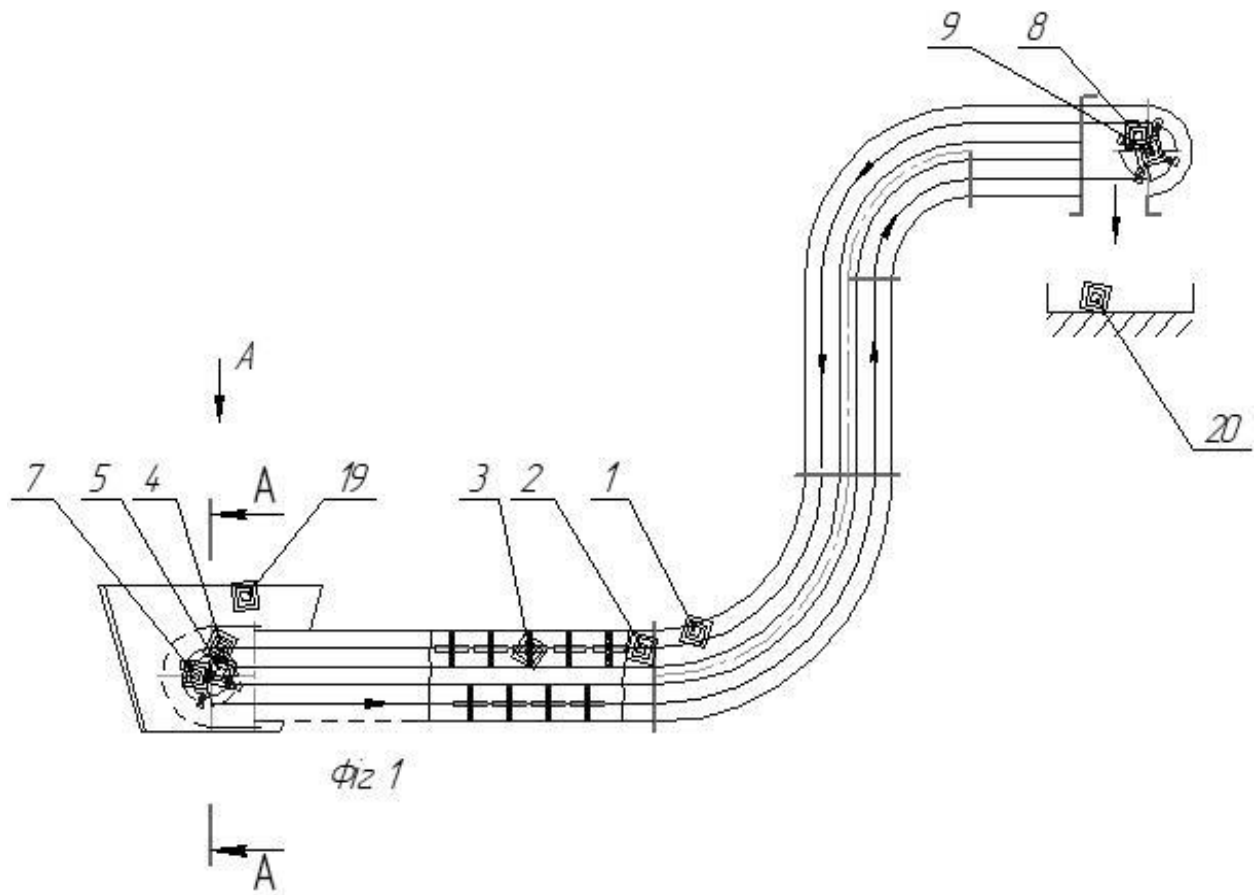
3.2.2. Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем

Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем (рис. 3.2.) виконано у вигляді спарених S- подібних труб 1 круглого поперечного січення, які встановлені вертикально, в які встановлено канатний дисковий робочий орган у вигляді каната 2, до якого рівномірно по довжині з заданим кроком встановлено круглі диски 3. У вільний простір між круглими дисками 3 періодично входять зуби 4 спеціальної привідної зірочки 5, яка жорстко встановлена на привідному валу 6 двигуна-редуктора і розміщена в площині руху подаючого робочого органу. Спеціальна привідна зірочка 5 виконана у вигляді зубів 4, які рівномірно виконані по колу, по середині виступів яких виконані виїмки 7 з виступаючими, для її зачеплення з круглими дисками 3.

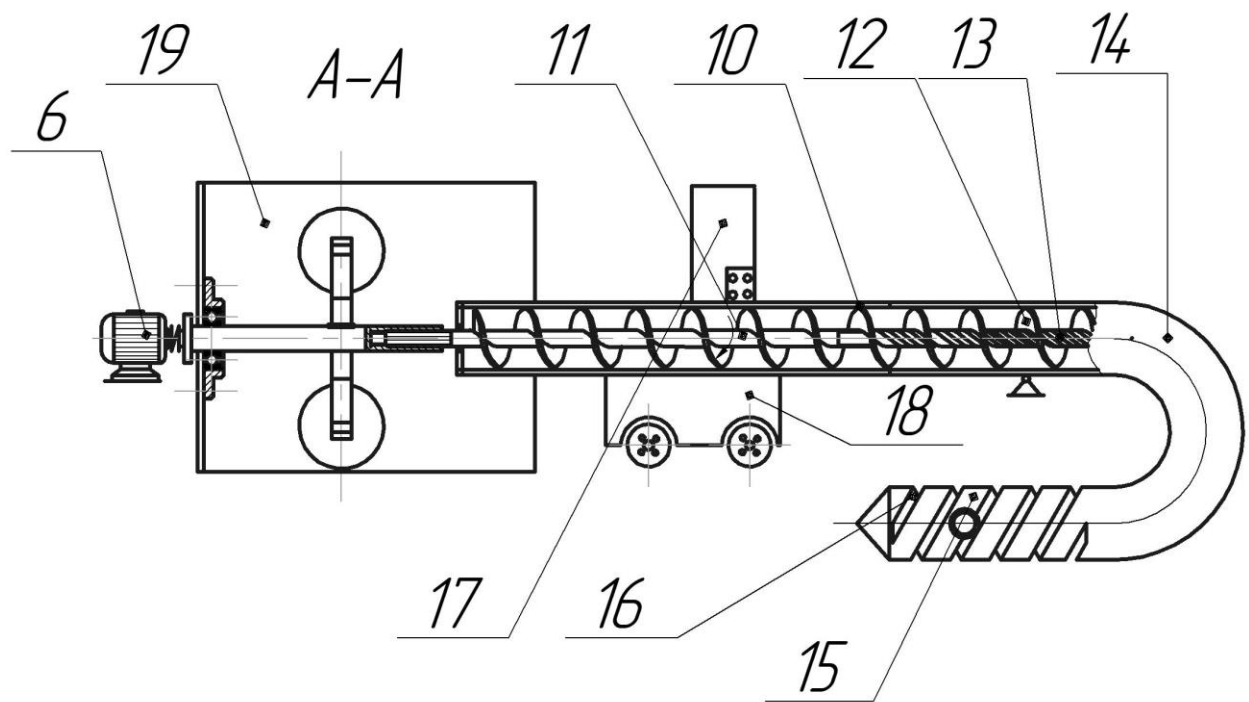
На виході S – подібної труби, аналогічно до спеціальної привідної зірочки 5, жорстко встановлена паразитна зірочка 8 аналогічна по конструкції з приводною зірочкою 5 на валу 9 паралельному до приводного з можливістю кругового провертання.

З лівого боку S – подібної завантажувальної труби встановлено гвинтову завантажувальну магістраль, яка виконана у вигляді циліндричного кожуха 10 в який встановлено гвинтовий робочий орган 11, правий кінець якого виконано у вигляді гнучкої гвинтової спіралі 12, яка закріплена на гнучкому валу 13.

До кінця циліндричного кожуха 10 жорстко приєднано гнучкий циліндричний кожух 14 для збільшення зони завантаження і покращення умов роботи завантажувача. На кінці гнучкого циліндричного кожуха 11 жорстко встановлено захисний наконечник 15 циліндричної форми з конічним кінцем для зручності його введення в купу сипкого матеріалу. Наконечник виконано циліндричної форми з осьовими пазами 16, які розміщені рівномірно по зовнішній циліндричній поверхні шириною більшою від максимальних розмірів зерен сипких матеріалів в 1,2...1,6 разів. Зверху до захисного наконечника жорстко закріплена рукоятка (на кресленні не показана) для зручності переустановки його з вибраної зони сипких матеріалів в інше місце.



a)



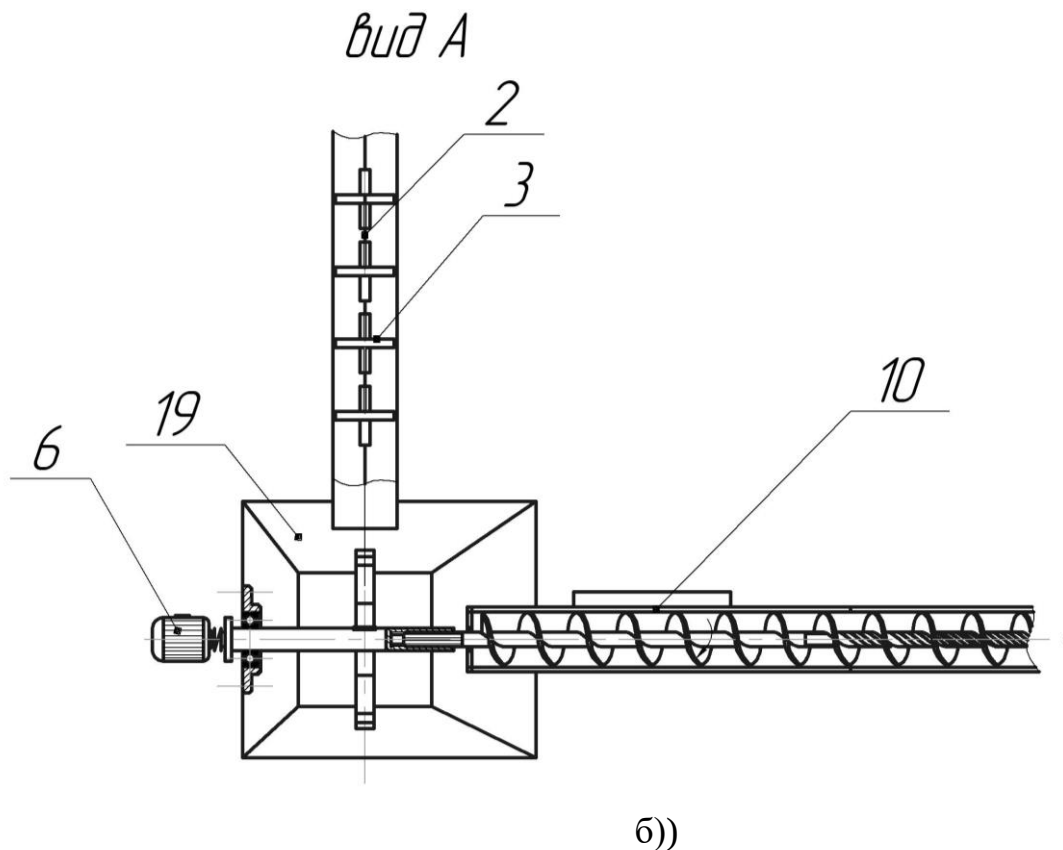


Рис. 3.2. Схема гнучкого трубчастого конвеєра з пересувним завантажувачем [Пат. 109817]

До рами жорстко закріплено пульт керування 17, який може бути виконаний у вигляді підвісного пульта. Гвинтовий робочий орган 11 під'єднано до електродвигуна 6. Також циліндричний кожух встановлено на рамну конструкцію 18 з колесами, яка дає змогу переміщатися в осьовому напрямку.

Гвинтова завантажувальна магістраль і S – подібна труба мають спільний бункер 19 в якому проходить процес розвантаження гвинтового робочого органу і завантаження канатного робочого органу.

Робота гнучкого трубчастого конвеєра з пересувним завантажувачем здійснюється наступним чином: гнучка гвинтова спіраль 12 через наконечник 15 втягує сипкий матеріал і транспортує його в бункер 19, з якого S – подібний конвеєр з канатними робочими органами 3 забирає сипкий матеріал і транспортує його в зону вивантаження 20.

3.2.3. Спарений робочий орган конвеєра

Спарений робочий орган канатного конвеєра (рис. 3.3) виконано у вигляді гнучкого робочого органа 1, до якого перпендикулярно до його осі жорстко закріплені спарені круглі подавальні диски 2 по дві штуки, між якими встановлені розтискні пружини 3 з 2...3 кроками, кінці є у взаємодії з ними. А до канату з двох сторін круглих подавальних дисків жорстко закріплені упорні шайби 4 з видовженими ступицями 5, в центральних отворах яких жорстко закріплений гнучкий канат 1, до яких вони жорстко закріплені відомим способом. Спарені круглі диски встановлені на канаті 1 з заданим кроком. Сипкий матеріал 6 знаходиться в бункері 7 з шиббером та поступає в транспортну трубу 8. Крім цього по зовнішньому діаметру круглих подавальних дисків 2 виконані V – подібні внутрішні виїмки 9, які є у жорсткій взаємодії з ущільнюючими пластичними поясками 10, які покращують зчеплення і які мають хороші функціональні можливості.

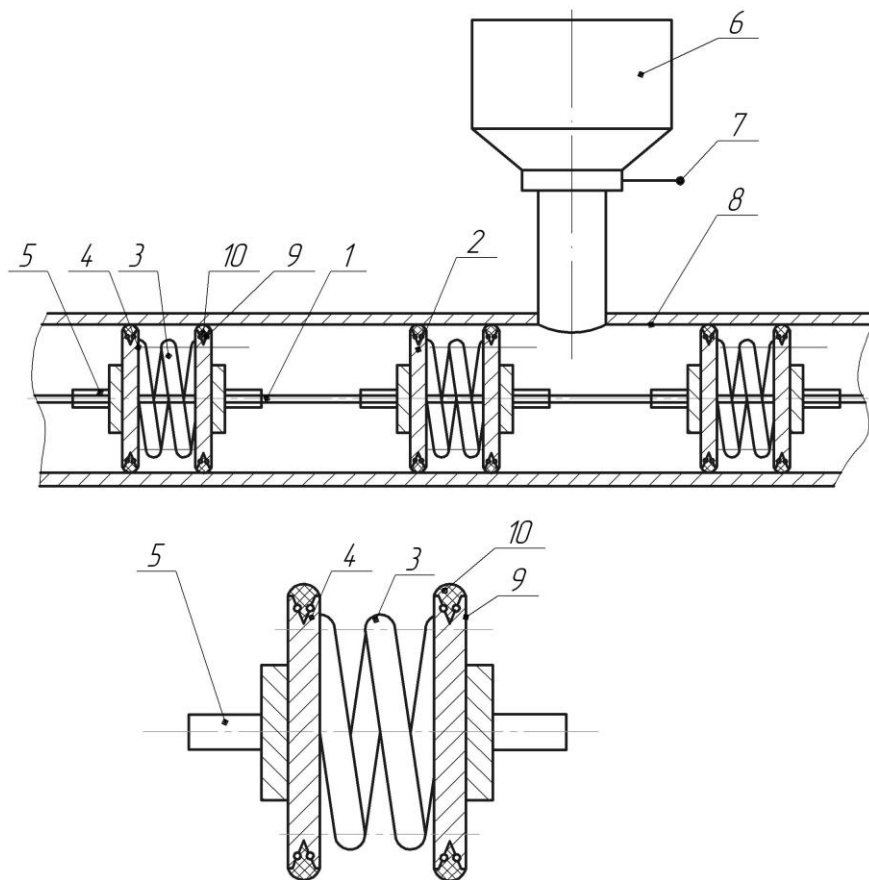


Рис. 3.3. Схема спареного робочого органа конвеєра [Пат. 112544]

Робота гнучкого трубчастого конвеєра з використанням спарених дисків здійснюється наступним чином. Сипкий матеріал 6 засипають в бункер 7 включають привід гнучкий канат 1 з круглими дисками 2 переміщуються згідно стрілки. Відкривають шибер 7 і сипкий матеріал переміщується круглими дисками 2. І при проходженні радіусних поворотів спареними дисками покращуються умови їх транспортування і відповідно підвищується експлуатаційна надійність і довговічність конвеєра.

Встановлення спарених круглих дисків 2 забезпечує покращення умов проходження на радіусних поворотах і відповідно підвищує експлуатаційну надійність і довговічність конвеєрів.

До переваг конвеєра належить покращення умов їх транспортування і зменшення зусилля транспортування сипких матеріалів.

3.3 Стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень

Для дослідження визначення продуктивності запроновано ланцюговий транспортер з вертикальною подачею сипких матеріалів 1 (рис. 3.4.), який виконано у вигляді S-подібної труби 2 круглого поперечного перерізу, які встановлені вертикально, і в які встановлено ланцюговий дисковий робочий орган у вигляді ланцюга 3, до якого рівномірно по довжині з заданим кроком встановлено круглі 4 і бочкоподібні 5 диски, з'єднані між собою ланцюгом 6, спеціальна допоміжна привідна зірочка 7, яка жорстко встановлена на привідному валу 8 коливальної системи.

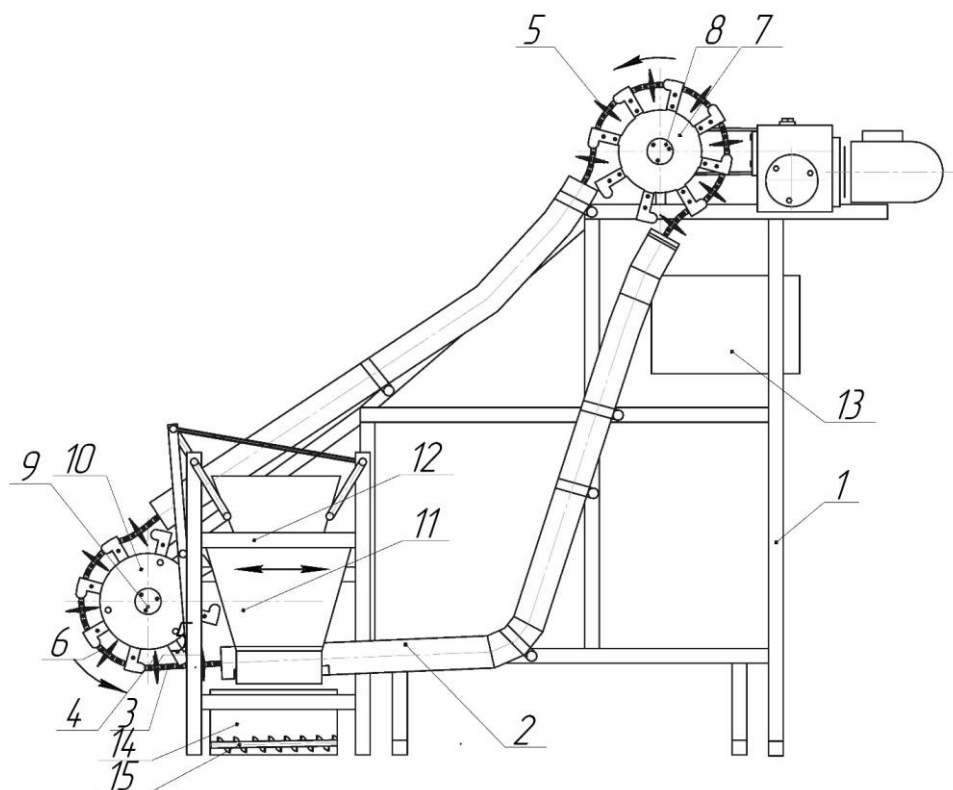


Рис. 3.4. Трубчастий ланцюговий транспортер [Пат. 124844]

У нижньому радіусному куті S-подібної труби 2 встановлено привідний валок 9 паралельний до валка 8 привідної зірочки 7 привідної натяжної станції 10. В нижній зоні S-подібної труби 2 встановлено завантажувальний бункер 11 сипкого матеріалу 1, в якому виконана коливальна система сит 12 для просіювання сипкого матеріалу і збору готової продукції (суміші) і її подачі до нижньої S-подібної труби в зону вивантаження (ємність 13), які встановлені під кутом до горизонту.

Робота гнучкого трубчатого сепаратора здійснюється наступним чином. Компоненти змішаних сумішей 1 засипають в бункер 11, включають привід, відкривають шибер і гнучкий канат 3 круглими 4 і бочкоподібними 5 дисками переміщують по трубах і переміщують сипкий матеріал в зону системи отворів 12 для просіювання сипкого матеріалу. Готові фракції і дрібні просіюються - в труби 2 - готової продукції, а дрібні і некондиційні в ємність 14 з вивантажувальним шнеком 15, а готова продукція по нижній трубі 2 надходить в ємність 13. До спеціальної привідної зірочки 7 вмонтовано коливальну систему за рахунок приводу робочого органу (рис. 3.5) .



Рис. 3.5. Привідний обертовий диск процесу сепарації та транспортування сипких матеріалів

До переваг трубчастого ланцюгового конвеєра належить розширення технологічних можливостей і підвищення продуктивності праці.

Для проведення досліджень змонтовано експериментальну установку (рис. 3.6) з метою підтвердження результатів теоретичних досліджень та покращення точності та зручності проведення дослідів у кінематичні ланцюги стендів вмонтовувався автоматизований електропривід, який включає трьохфазний асинхронний електродвигун, що керується перетворювачем частоти (ALTINAR-71) (ПЧ) з ПК за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.5.0 (рис. 3.7) [65].

Завдяки цій програмі в автоматизованому режимі у ПК здійснювався вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і проводився його запуск. При керуванні роботи двигуна була можливість плавного нарощування та зменшення його частоти обертання в межах від 0 до 1460 об/хв., що дозволяло виконувати дослідження статичних і динамічних процесів.



Рис. 3.6. Загальний вигляд експериментальної установки:

1 – привід конвеєра; 2 – засипний бункер; 3 – робочий орган; 4 – привідна зірочка; 5 – скребок; 6 – транспортна магістраль; 7 – перетворювач частоти;
8 – персональний комп'ютер

Підключення пристрою до ПК здійснюється за допомогою кабелю зв'язку VW3-A8106, який з'єднує роз'єм на лицьовій панелі пристрою (доступний при знятому робочому терміналі) і СОМ-порт ПК. Керування (рис. 3.7) здійснюється для управління перетворювача частоти в режимі Connected, а також для імітації управління в режимі Simulated.

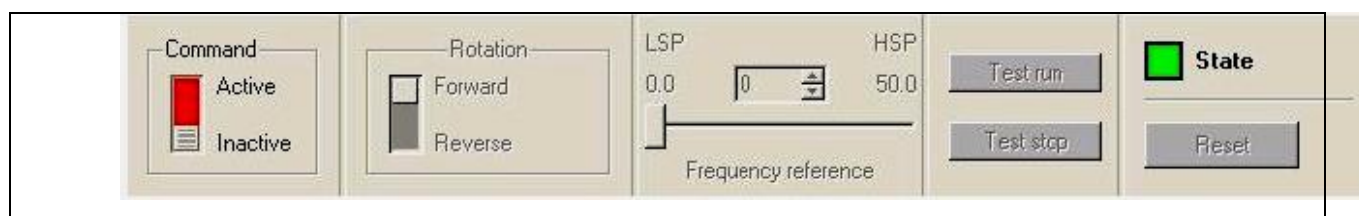


Рис. 3.7. Панель керування двигуном

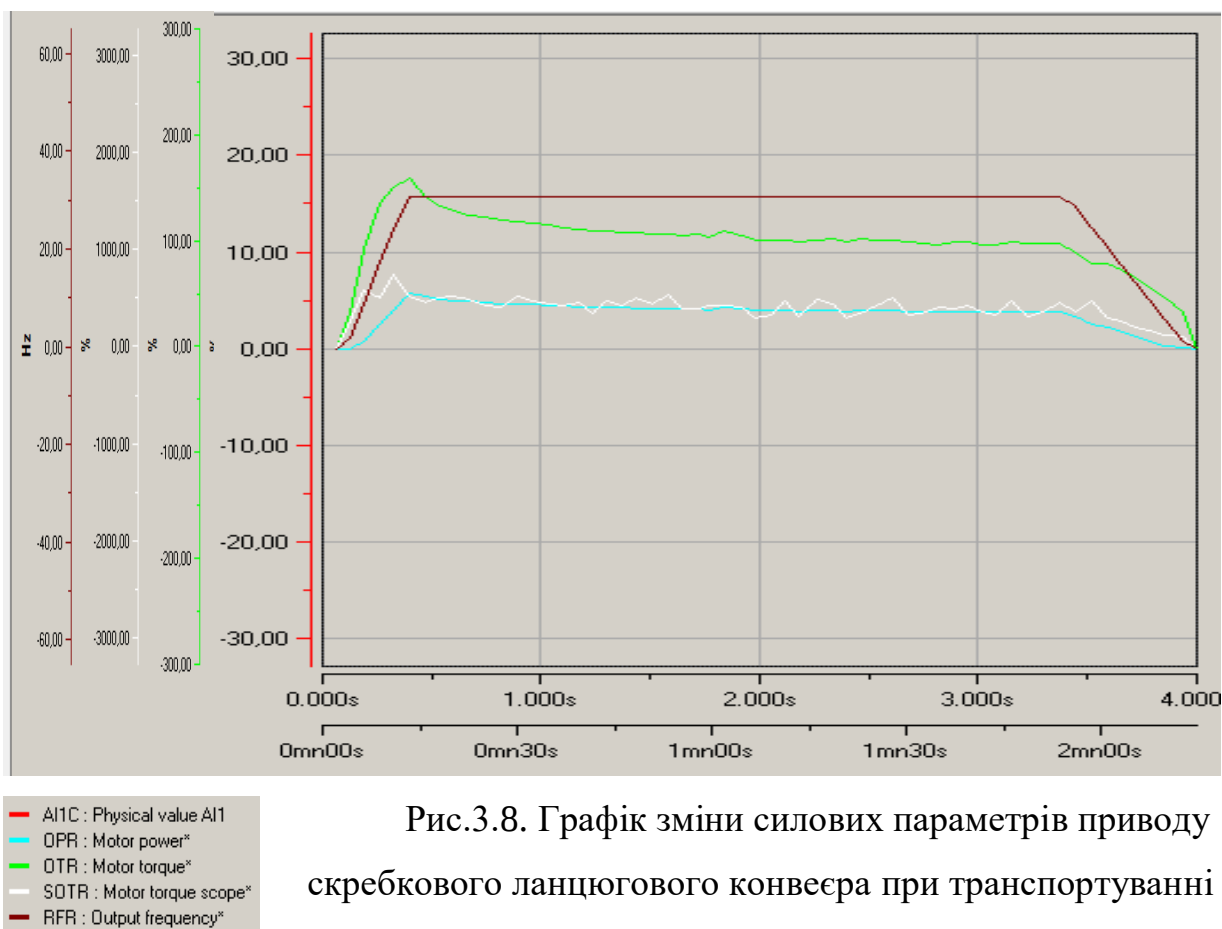
Слід зазначити, що коли панель керування активна, вона має більш високий пріоритет для запуску перетворювача частот ніж сигнали управління,

які подаються на клемник. Виняток становлять тільки команди гальмування, які володіють найвищим пріоритетом.

Віртуальний осцилограф призначений для відображення станів перетворювача частоти і його внутрішніх змінних у функції часу і в частотній області. Вікно осцилографа викликається з вікна конфігурації кнопкою Score. Воно фактично є одним з видів вікна конфігурації.

Вікно властивостей осцилографа Properties можна викликати з меню Score, команда Properties або натисканням відповідної кнопки на панелі інструментів. Вікно містить закладки Display, Signals, Frequency analysis, Trigger. Закладка Display призначена для вибору типу осцилографування і налаштування часових параметрів осцилографа (налаштування параметрів осі X або розгортки осцилографа).

На рис. 3.8 зображено зміну силових характеристик приводу скребкового ланцюгового конвеєра в часі при транспортуванні пшениці фракцією 3,5 мм.



Установки для вимірювання швидких процесів (напр. пуско-гальмівні режими) аналогічні. Крок часу вибирається в межах 0,001-1 с. Максимальна кількість вимірювань (точок), яке може бути записано в пам'ять перетворювача, становить 4000. Максимальна кількість вимірюваних сигналів у Score може бути не більше 4, тому при знятті більше 1 сигналу кількість точок для одного сигналу пропорційно зменшується: 2-2000, 4-1000.

Після завершення експериментів у вікні програми Power Suite отримували дані про зміну крутного моменту, потужності двигуна в часі.

Результати отримували у форматі графічних залежностей у вікні програми дисплея комп'ютера рис.3.8.

Для аналізу отриманих результатів було побудовано графічні залежності ефективності сепарації E , від зміни трьох основних факторів: кута нахилу сита, α , град, ексцентриситету привідного обертового диска, ε , мм, швидкості сита ν , м/с, тобто $E = f(\alpha, \varepsilon, \nu)$ та для продуктивності Q , крутного моменту T , потужності двигуна N від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення ψ , внутрішнього діаметра труби D , м та лінійної швидкості транспортування ν м/с, тобто $Q = f(D, \psi, \nu)$ і $T = f(D, \psi, \nu)$. Для побудови графічних залежностей використовувались пікові (максимальні) значення отриманих в результаті досліджень даних.

Величина крутного моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних. Потужність двигуна визначалась із добутку номінальної потужності двигуна (2,2 кВт) на максимальне відсоткове значення для вибраного режиму. Аналогічно для крутного моменту. Для визначення номінального крутного моменту використовувалась відома формула

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} (\text{Н} \cdot \text{м}),$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт);

n – частота обертання (об/хв).

Для нашого випадку: $M_n = 14,39 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Перевищення номінальної потужності та крутного моменту пояснюється тим, що перетворювач частоти може короткочасно перевищувати свій номінальний струм до 170%. Якщо перетворювач вибрано із запасом, то 170% перетворювача можуть становити 210% перевантаження двигуна.

Потрібно також відмітити, що крутний момент перетворювачем розраховується за математичною моделлю і похибка може сягати 20% (або 5% в режимі зі зворотнім зв'язком з енкодера).

3.4 Методика проведення експериментальних досліджень транспортування сипких матеріалів трубчастим скребковим ланцюговим конвеєром

Для визначення впливу конструктивних параметрів (незалежних факторів x_i) на продуктивність трубчастих скребкових конвеєрів, визначення величини ефективної сепарації, максимального обертового моменту, травмування сипкого середовища, а саме:

- визначення залежності ефективної сепарації в сепаруючому бункері для продуктивності від зміни трьох таких основних факторів: кут нахилу сита, α , град, ексцентриситет привідного обертового диска, ε , мм, швидкість сита v , м/с,
- визначення залежності продуктивності від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення ψ , внутрішнього діаметра труби D , м та швидкості транспортування v м/с, тобто $Q=f(D, \psi, v)$.
- визначення залежності крутного моменту від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення ψ , внутрішнього діаметра труби D , м та швидкості транспортування v м/с, тобто $T=f(D, \psi, v)$.
- визначення травмування сипкого матеріалу проводилось від зміни трьох основних факторів: діаметра труби D , м, коефіцієнта завантаження конвеєра ψ та швидкості руху ланцюга v м/с, тобто $T_a = f(D, \psi, v)$.

Оброблення отриманих даних експериментального масиву проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення з

використанням загальновідомих методик кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [2, 50, 52]. Для отримання регресійної моделі параметра оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у наступній послідовності.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих.

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i змінними факторами встановлювали за залежністю [2, 50]

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.1)$$

де X_{i0} - натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні;

ΔX_i - інтервал варіювання i -го фактору.

Повнофакторний експеримент проводили на трьох рівнях варіювання факторами. Нульовий рівень, або середнє значення кожного вхідного фактору, визначали за формулою [2, 50]

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \quad (3.2)$$

де X_0 - числове значення нульового рівня вхідного фактору;

X_{max} - числове значення верхнього рівня вхідного фактору;

X_{min} - числове значення нижнього рівня вхідного фактору.

Визначали інтервали варіювання факторами [2, 52]

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}. \quad (3.3)$$

Вводили умовні позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання факторів, відповідно +1, -1, 0 для побудови план-матриці планування експериментів [50]. Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 3.1.

Після кодування вхідних факторів складали план-матриці повного факторного експерименту типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість діючих вхідних факторів у експерименті, наведені відповідно у табл. 3.1. З метою достовірної оцінки результатів під час проведення експериментальних лабораторних досліджень, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів), визначали за методикою, викладеною у [50], при цьому досліди проводили у трикратній повторності.

Отримані результати розрахунків зводили у таблиці результатів експериментальних досліджень. Оброблення отриманих результатів експериментів проводили за допомогою загальновідомої методики та аналізу проведених експериментальних досліджень [2, 50].

При цьому функцію відгуку (параметр оптимізації) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратного полінома [50], який описує реальний експериментальний процес

$$Y = \eta = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.4)$$

де η - експериментальне значення зусилля натягу робочого органа, Н;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ - коефіцієнти регресії відповідних значень вхідних факторів x_i ;

x_1, x_2, x_3 - вхідні кодовані фактори.

Коефіцієнти апроксимуючого полінома, представленого у вигляді повного квадратичного рівняння, за умови ортогональності та симетрії, визначали за відповідними загальними формулами [50]

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N}, \quad (3.5)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij}

Таблиця 3.1

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	$Y_{\text{сер.}}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	Y_{11}	Y_{12}	Y_{13}	Y_{1c}
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	Y_{21}	Y_{22}	Y_{23}	Y_{2c}
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	Y_{31}	Y_{32}	Y_{33}	Y_{3c}
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	Y_{41}	Y_{42}	Y_{43}	Y_{4c}
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	Y_{51}	Y_{52}	Y_{53}	Y_{5c}
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	Y_{61}	Y_{62}	Y_{63}	Y_{6c}
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	Y_{71}	Y_{72}	Y_{73}	Y_{7c}
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	Y_{81}	Y_{82}	Y_{83}	Y_{8c}
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	Y_{91}	Y_{92}	Y_{93}	Y_{9c}
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	Y_{101}	Y_{102}	Y_{103}	Y_{10c}
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	Y_{111}	Y_{112}	Y_{113}	Y_{11c}
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	Y_{121}	Y_{122}	Y_{123}	Y_{12c}
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	Y_{131}	Y_{132}	Y_{133}	Y_{13c}
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	Y_{141}	Y_{142}	Y_{143}	Y_{14c}
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	Y_{151}	Y_{152}	Y_{153}	Y_{15c}
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	Y_{161}	Y_{162}	Y_{163}	Y_{16c}
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	Y_{171}	Y_{172}	Y_{173}	Y_{17c}
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	Y_{181}	Y_{182}	Y_{183}	Y_{18c}
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	Y_{191}	Y_{192}	Y_{193}	Y_{19c}
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	Y_{201}	Y_{202}	Y_{203}	Y_{20c}
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	Y_{211}	Y_{212}	Y_{213}	Y_{21c}
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	Y_{221}	Y_{222}	Y_{123}	Y_{22c}
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	Y_{231}	Y_{232}	Y_{233}	Y_{23c}
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	Y_{241}	Y_{242}	Y_{243}	Y_{24c}
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	Y_{251}	Y_{252}	Y_{253}	Y_{25c}
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	Y_{261}	Y_{262}	Y_{263}	Y_{26c}
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	Y_{271}	Y_{272}	Y_{273}	Y_{27c}

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N}, \quad (3.6)$$

де x_{iu} - значення кодованої змінної у відповідному стовпці плану експерименту;

$\bar{y}_u$ - середній результат u -го дослідів;

u - порядковий номер дослідів;

i - номер фактору;

j, k - номер фактору, відмінного від i -го;

N - кількість проведених експериментів.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t -критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [50]

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (3.7)$$

де n - кількість паралельних дослідів (повторюваностей одного експерименту);

$j = 1, 2, \dots, n$;

- визначали дисперсію відтворення дослідів

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (3.8)$$

- визначали похибку відтворення

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (3.9)$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \quad (3.10)$$

де t_T - табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [50].

Ступінь відповідності дорівнює

$$f = (n-1)N. \quad (3.11)$$

Якщо умова значимості (3.8) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним даним, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали за F - критерієм Фішера наступним чином [50]

- визначали дисперсію адекватності

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N - g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (3.12)$$

де $N - g'$ - число степеней вільності дисперсії адекватності;

g' - число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії;

$\bar{y}_u$ - середнє значення відгуку в u -му досліді;

$\tilde{y}_u$ - значення відгуку в u -й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (3.13)$$

де S_y^2 - дисперсія відтворення дослідів;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [50]: $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n - 1)$.

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності

$$F_p < F_T. \quad (3.14)$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T . Якщо умова $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто розрахункове значення F_p - критерію Фішера менше табличного F_T при 5 % - му рівні значущості, числі степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числі степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n - 1)$, то рівняння регресії ПФЕ адекватне

експериментальним даним.

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 зображення результатів проведених експериментальних досліджень.

Для побудови та аналізу залежностей використовували пакет статистичної програми для ПК „Statistica 6.0”. Аналіз випадковості процесу оцінювали за стандартними методиками, при цьому визначали математичне сподівання M , дисперсію випадкової величини D та коефіцієнт варіації V [2, 50].

Апроксимацію отриманої експериментальної ломаної лінії, яка побудована за результатами проведених досліджень, проводили за відомими стандартними методиками, при цьому величину відхилення (“неузгодженості”) визначали за способом найменших квадратів, яка описується залежністю

$$\Theta = \sum_{i=1}^N \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^N (m_{i_e} - m_{i_m})^2, \quad (3.15)$$

де $\Theta = \varepsilon^2$ - величина «неузгодженості»;

m_{i_e} , m_{i_m} - відповідно теоретичне, визначене за емпіричною формулою та експериментальне значення i -го досліджу.

3.5. Висновки до розділу 3

1. Розроблено і виготовлено стендове обладнання для дослідження продуктивності транспортування сипких матеріалів трубчастим ланцюговим конвеєром за різного конструктивного виконаннях робочих органів по радіусах кривизни магістралей, за допомогою автоматизованого режиму серії ALTIVAR 71 та отриманням відповідних даних у ПК.

2. Приведена методика проведення повнофакторних експериментальних

досліджень, яка передбачала визначення продуктивності трубчастого скребкового конвеєра і крутного моменту від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення K_ζ , внутрішнього діаметра труби D , м, лінійної швидкості транспортування ν м/с, та кроку скребкового робочого органа t_1 , м тобто $Q = f(D, K_\zeta, \nu)$, $T = f(D, K_\zeta, t_1)$.

3. Розроблено методику проведення повнофакторних експериментальних досліджень ПФЕ - 3^3 , яка передбачала визначення продуктивності (сепарації) для трубчастого ланцюгового конвеєра від зміни трьох основних факторів: ексцентриситета приводного оберտального диска ε , мм, швидкості робочого органа ν м/с та кута нахилу сита φ град, тобто $E = f(\varphi, \varepsilon, \nu)$.

РОЗДІЛ IV

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТРУБЧАСТОГО ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА

4.1. Результати експериментальних досліджень трубчастого ланцюгового конвеєра та їх елементів

Програма експериментальних досліджень передбачала проведення різноманітних досліджень за використання відповідного експериментального устаткування [133]:

- для визначення продуктивності скребкового конвеєра в залежності від зміни конструктивних параметрів проводились заміри маси транспортованого матеріалу за певний час за допомогою ваг лабораторних (ГОСТ24104-80 з точністю вимірювання ± 10 мг), де в якості транспортованого матеріалу використовувались пшениця, горох;

- для визначення якості процесу сепарації в сепаруючому бункері проводились заміри в залежності від зміни конструктивних параметрів. При цьому використовувався набір штампованих сит з діаметром отворів 5, 7 і 9 мм і ваги лабораторні (ГОСТ24104-80 з точністю вимірювання ± 10 мг). Коефіцієнт завантаження регулювався зміною швидкості подачі матеріалу, а вимірювали конструктивні параметри за допомогою спеціальних інструментів [].

Оброблення отриманих даних експериментальних масивів проведено за загальновідомими методиками та методами статистичного оброблення даних кореляційного та регресійного аналізу експериментальних даних для отримання у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [].

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори мають різні одиниці вимірювання, що виражають значення цих факторів —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-3³) (таб 3.1.). Отримані результати

розрахунків зводили у таблиці результатів експериментальних досліджень. Оброблення отриманих результатів експериментів проводили за допомогою загальновідомої методики та аналізу проведених експериментальних досліджень [2].

До складу завантажувально–транспортуючого модуля входять такі робочі органи, як сепаруючий бункер з робочим органом та трубчастий скребковий ланцюговий конвеєр. Для визначення впливу основних конструктивних та технологічних параметрів трубчастого скребкового конвеєра, які були визначенні під час теоретичних досліджень, на якісні показники його роботи були розроблені програма експериментальних досліджень, методика їх проведення та виготовлена експериментальна установка.

Оскільки основна задача експериментів - виявити вплив кінематичних параметрів (при різному навантаженні) на ефективність процесу, величина «засміченості» і вологість матеріалу в дослідях не змінювалась ($C=20\%$, $W=10-18\%$) та кут нахилу решета становить $10-20^\circ$. Вологість заміряли вологоміром марки Grain Moisture Meter MD7822 для сипких матеріалів, що представлено на рис. 4.1.

При проведенні дослідів по визначенню просівання зерна вивчався вплив вмісту крупних домішок вихідного матеріалу за наступних параметрів транспортера–сепаратора: кут нахилу – $10-20^\circ$; швидкість руху трубчастого скребкового конвеєра знаходилася в межах $0,34-0,86$ м/с.



а)



б)



в)

Рис. 4.1. Процес виміру вологості вологоміром марки Grain Moisture Meter MD7822 для сипких матеріалів: а)- пшениця; б)- ячмінь; в)- кукурудза

Під дією сил тертя швидкість руху попередніх часток поступово знижується. Наступні за ними частки наздоганяють їх і переміщуються в шари над ними, при цьому за ними утворюються пустоти, в які надходять частки, перед якими немає попередників. Внаслідок тиску часток верхніх шарів на частки нижнього, останні, у випадку, коли їх розміри та положення відносно перетинок і каналів дозволяють їм просіятися, проходять крізь решето. Для цього було встановлено, що за одношарового руху оброблюваного матеріалу, через відсутність верхніх шарів та значного зростання швидкості, окремі частки нижнього шару починають підстрибувати, і виділяються крізь поверхню сепарації набагато даліше ніж основна маса, що впливає на робочу довжину решета, збільшуючи її значення. Причому збільшення кута нахилу викликає збільшення ділянки такого руху зернин.

При дослідженні залежності ефективності сепарації зернових матеріалів для транспортування від режимних параметрів процесу, як відгук обрана величина повноти виділення дрібної фракції (критерій ефективності). В якості змінних режимних факторів, які суттєво впливають на процес сепарації, обрані характеристики кінематичного режиму (таблиця 4.1), а саме:

- кут нахилу сита, φ , град, який кодували індексом x_1 ;
- ексцентриситет привідного оберտального диска, ε , м, який кодували індексом x_2 ;
- швидкість робочого органа ν , м/с, який кодували індексом x_3 .

Таблиця 4.1.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
кут нахилу сита, φ , град	X_1	x_1	5	10/-1	15/0	20/+1
ексцентриситет привідного оберտального диска, ε , м,	X_2	x_2	0,05	0,07/-1	0,12/0	0,17/+1
швидкість сита ν , м/с	X_3	x_3	0,26	0,34/-1	0,6/0	0,86/+1

Для визначення впливу геометричних параметрів транспортування сипучого середовища та конструктивних параметрів конвеєра для його переміщення (незалежних факторів x_i) на продуктивність (параметр Q) проведено повнофакторний експеримент ПФЕ-3³, тобто визначення залежності продуктивності від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення K_ζ , внутрішнього діаметра труби D , м та швидкості робочого органа v м/с, тобто $Q=f(D, K_\zeta, v)$.

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори мають різні одиниці вимірювання, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих, що представлено в таблиці 4.2.

Дослідження продуктивності крутного моменту для транспортування дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме:

- лінійна швидкість транспортування v , м/с, який кодували індексом x_3 ;
- коефіцієнт заповнення K_ζ , який кодували індексом x_2 ;
- внутрішній діаметр труби D , м, який кодували індексом x_1 ;

Таблиця 4.2.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
Внутрішній діаметр труби D , м	X_1	x_1	0,02	0,08/-1	0,1/0	0,12/+1
Коефіцієнт заповнення K_ζ	X_2	x_2	0,2	0,4/-1	0,6/0	0,8/+1
Лінійна швидкість транспортування v , м/с	X_3	x_3	0,26	0,34/-1	0,6/0	0,86/+1

Для визначення крутного моменту (параметр оптимізації T) проведено повнофакторний експеримент ПФЕ - 3³, тобто визначення залежності крутного

момента від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення K_ζ , внутрішнього діаметра труби D , м та кроку скребків робочого органа t_1 м, тобто $T=f(D, K_\zeta, t_1)$, що представлено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
Внутрішній діаметр труби D , м	X_1	x_1	0,02	0,08/-1	0,1/0	0,12/+1
Коефіцієнт заповнення K_ζ	X_2	x_2	0,2	0,4/-1	0,6/0	0,8/+1
Крок скребків, t_1 , м	X_3	x_3	0,05	0,1/-1	0,15/0	0,2/+1

Для визначення величини травмування насінного матеріалу конструктивними параметрами трубчастим скребкового конвеєра під час транспортування розроблено методику проведення повнофакторного експерименту ПФЕ-3³. Визначення травмування сипкого матеріалу проводилось від зміни трьох основних факторів: діаметра труби D , коефіцієнта завантаження конвеєра K_ζ та швидкості руху робочого органа v , тобто $\dot{I}_3 = f(D, K_\zeta, v)$.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 4.4. При побудові даної таблиці у якості входних змінних факторів ПФЕ 3³ прийнято: - діаметр труби D , м, який кодували індексом x_1 ; - коефіцієнт завантаження конвеєра K_ζ , який кодували індексом x_2 ; - швидкість руху робочого органа v , м/с, яку кодували індексом x_3 .

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для проведення експериментальних досліджень травмування насінного матеріалу при транспортуванні на трубчастому скребковому конвеєрі

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
Внутрішній діаметр труби D , м	X_1	x_1	0,02	0,08/-1	0,1/0	0,12/+1
Коефіцієнт заповнення K_ζ	X_2	x_2	0,2	0,4/-1	0,6/0	0,8/+1
Лінійна швидкість транспортування v , м/с	X_3	x_3	0,11	0,34/-1	0,6/0	0,86/+1

4.2. Графоаналітичні результати експериментальних досліджень сепарації зернової суміші системи трубчастого скребкового конвеєра

За методикою п. 3.4 та на стендовому обладнанні п. 3.3 проведено лабораторні дослідження, які складаються з окремих повно факторних експериментів: в серії дослідів, які суттєво впливають на процес сепарації, обрані характеристики кінематичного режиму: кут нахилу сита, φ , град, ексцентриситет привідного обертального диска, ε , мм, та швидкість сита v , м/с згідно таблиці 4.1.

Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто ефективність сепарації $E=f(\varphi, \varepsilon, v)$ визначено експериментальним шляхом. Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівняння регресії реальному експериментальному процесу проводили згідно методики, яка наведена у розділі 3.4.

Відповідно у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

$$E_{i\theta\dot{\alpha}\dot{\epsilon}\dot{\delta}\dot{\gamma}} = 85,87 + 64,25\varepsilon + 18,85\nu + 0,0067\varphi^2 - 244,54\varepsilon^2 - 16,42\nu^2. \quad (4.1)$$

$\varepsilon, \text{ м}$ На основі аналітичних залежностей визначено ефективність просівання сипкого матеріалу (пшениця) і представлено на рис. 4.2-4.4. Для цього використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, за допомогою якого побудували графічне відтворення регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двовірних перерізів.

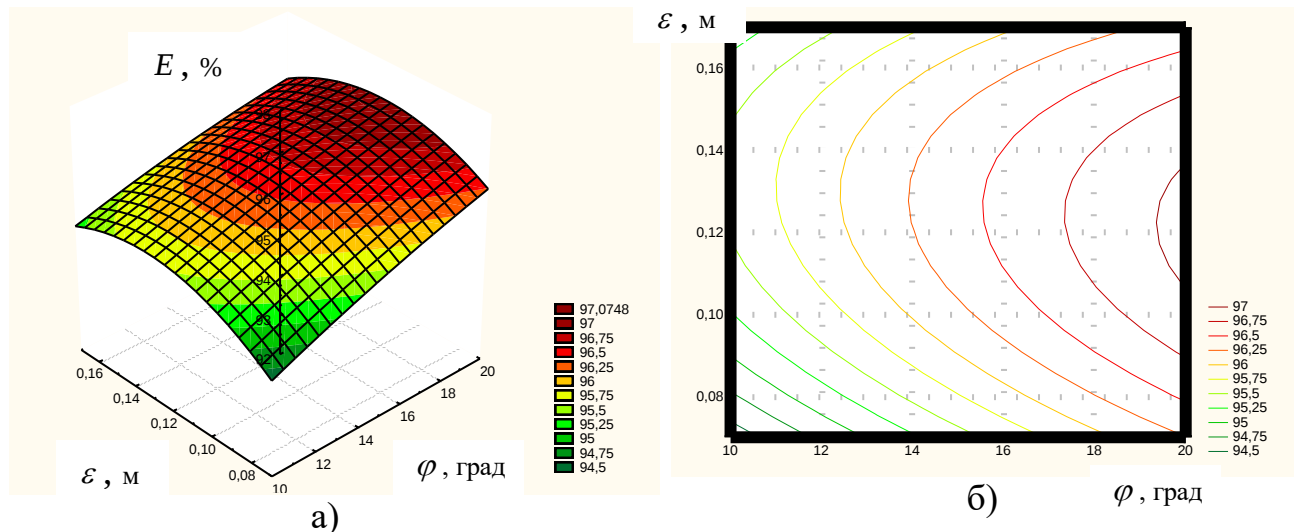


Рис. 4.2. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності ефективності просівання $E_{i\theta\dot{\alpha}\dot{\epsilon}\dot{\delta}\dot{\gamma}}(\varphi, \varepsilon)$ від кута нахилу сита та ексцентриситету привідного обертового диска при швидкості $\nu = 0,6 \text{ м/с}$

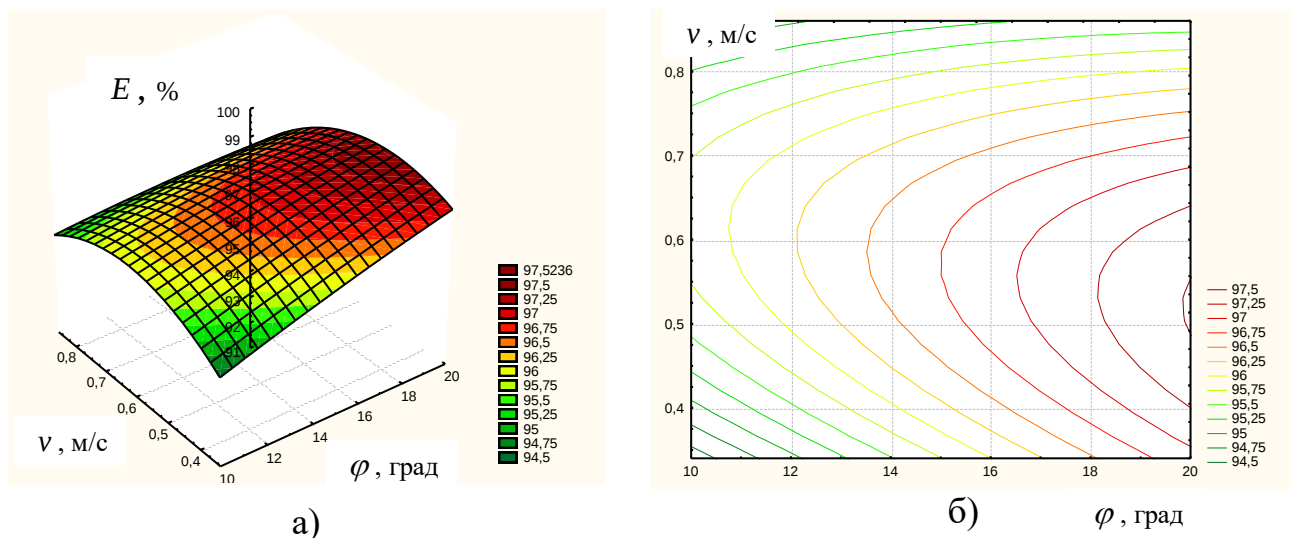


Рис. 4.3. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності ефективності просівання $E_{i\theta\dot{\alpha}\dot{\epsilon}\dot{\delta}\dot{\gamma}}(\varphi, \nu)$ від кута нахилу сита та швидкості робочого органа при ексцентриситеті привідного обертового диска $\varepsilon = 0,12 \text{ м}$

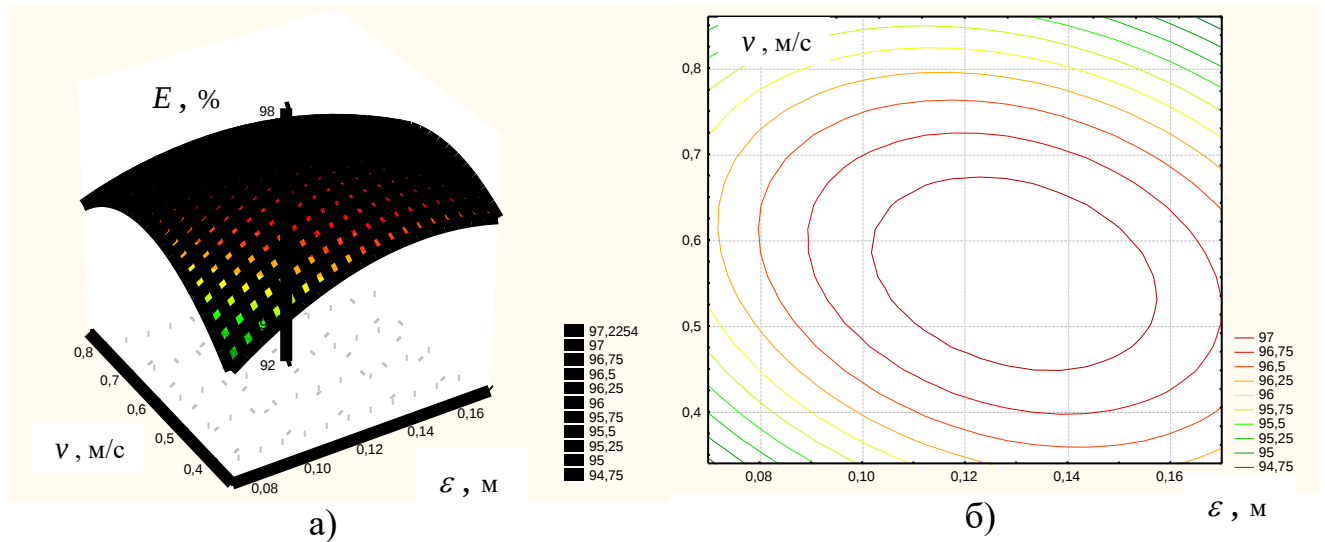


Рис. 4.4. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності ефективності просівання $E_{\text{eff}}(\varepsilon, v)$ від ексцентриситету привідного обертового диска та швидкості робочого органа при куті нахилу сита $\varphi = 15$ град

Для ефективного просівання обрані раціональні значення параметрів лежать в межах: швидкість подачі – 0,34...0,86 м/с; кут нахилу сита – 10...20°. Зі збільшенням кута нахилу решета при сталому питомому навантаженні питома продуктивність решета зменшується. Навпаки, зі збільшенням питомого навантаження при незмінному куті нахилу решета вона збільшується. Енергоємність сепарації зернової маси залежить від кута нахилу транспортеру, швидкості транспортування матеріалу та питомого навантаження і за раціональних їх значень $v=0,6$ м/с; $q_{\text{num}}=0,9\text{--}4,7$ кг/год $\times$ см², $\varphi=10\text{--}20^\circ$, становить 0,42–1,7 кВт.

4.3. Графоаналітичні результати експериментальних досліджень транспортування зернової суміші системою трубчастого скребкового конвеєра

Трубчасті скребкові ланцюгові конвеєри є економічно доцільні, оскільки дають змогу ефективно використовувати виробничі площі й транспортувати вантажі по трубі, яку можна прокласти по складній просторовій трасі з

мінімальним травмуванням особливо насінєвих матеріалів і є екологічно чистим.

Кінці робочого органа з'єднують металевою рознімною шайбою і пружинним кільцем, а швидкість робочого органу трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра коливається в межах 0,1...2,03 м/с.

Дослідження із визначення продуктивності конвеєра проводились при транспортуванні таких матеріалів з відповідною об'ємною масою: горох – 700 кг/м³; пшениця – 760 кг/м³ з вологістю, яка становить $W=10...18\%$, що дозволило побудувати аналітичні регресійні рівняння.

Для транспортування сипучого матеріалу по металевій трубі використано скребки, які виготовлено із поліаміду ПА-6 або ПА-12 з шорсткістю поверхні $R_a \approx 2$ мкм. Такі скребки безпосередньо контактують із насінням і не травмують його, при цьому коефіцієнт тертя-ковзання по трубі складає $f = 0,20$, що створює менший крутний момент, ніж при застосуванні металевих скребків, коефіцієнт тертя-ковзання яких досягає $f = 0,60$. Так, при транспортуванні зменшення крутного моменту для пшениці 7-12%, гороху 4-9% для коефіцієнта заповнення сипучим матеріалом труби 0,4...0,8.

Для отримання регресійної моделі параметра оптимізації, вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у наступній послідовності. Функцію відгуку (параметр оптимізації), тобто продуктивність $Q^i = f(D, K_\epsilon, v)$ і крутний момент $T^i = f(D, K_\epsilon, v)$, визначені експериментальним шляхом з отриманням у кінцевому результаті емпіричних рівнянь регресії [2, 50].

Дослідження продуктивності транспортування і визначення крутного моменту на привідній зірочці дали змогу визначити залежність потужності від багатьох чинників, що характеризують процес, а саме: лінійна швидкість транспортування v , м/с, внутрішній діаметр труби D , м, коефіцієнт заповнення K_ϵ [133]. Для нормалізування послідовності дій при проведенні експерименту і досягнення необхідної точності при одночасному варіюванні всіх факторів було використано математичний метод планування експериментальних досліджень.

Загальний вигляд рівняння регресії продуктивності за результатами проведених ПФЕ 3³ у кодованих величинах дорівнюють:

для транспортування гороху

$$Q_{\text{горох}} = 3,326 \cdot 10^3 - 8,913 \cdot 10^3 K_3 - 9,708 \cdot 10^3 V - 282,369 \cdot 10^3 D^2 + 98,595 \cdot 10^3 DK_3 + 79,653 \cdot 10^3 DV + 8,090 \cdot 10^3 K_3 V. \quad (4.2)$$

Величини передавання максимального крутного моменту для різних сипучих матеріалів на експериментальній установці:

$$T_{\text{пшениця}} = 33,39 - 0,679 \cdot 10^3 D - 0,034 \cdot 10^3 K_3 + 3,174 \cdot 10^3 D^2 + 0,654 \cdot 10^3 DK_3 - 0,027 \cdot 10^3 K_3 t_1. \quad (4.3)$$

Графічні значення залежностей для визначення продуктивності конвеєра і крутного моменту транспортування при використанні матеріалу (пшениця, горох,) представлено на рис. 4.5-4.7. Для цього використовували програмне забезпечення “Statistica-6.0” for Windows, за допомогою якого побудували графічне відтворення регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів.

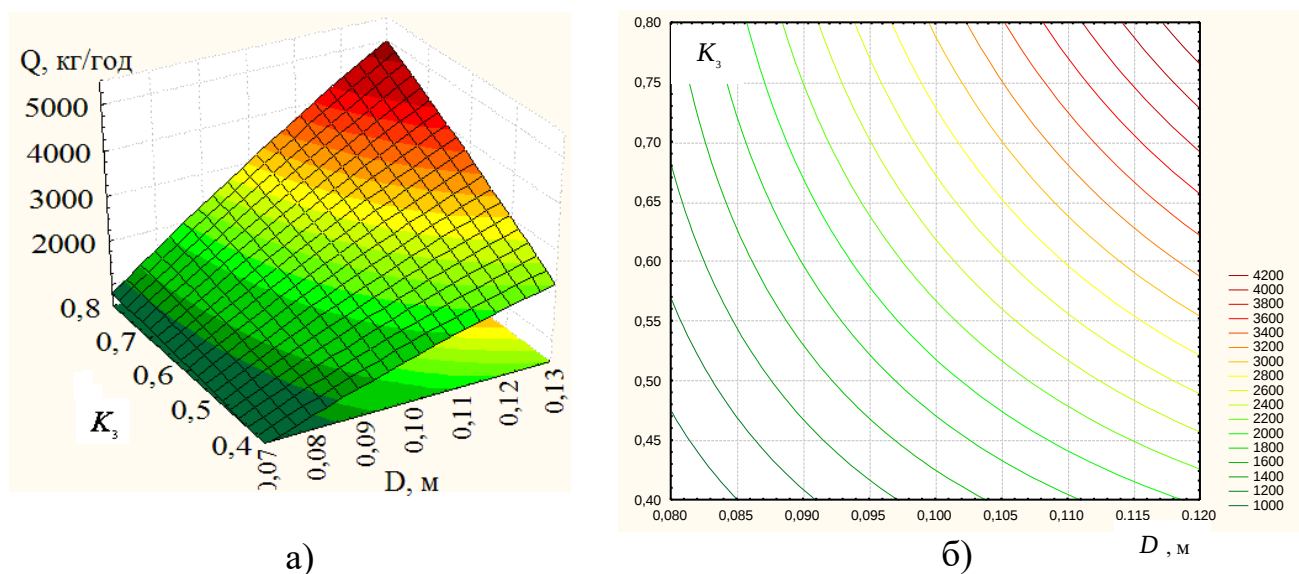
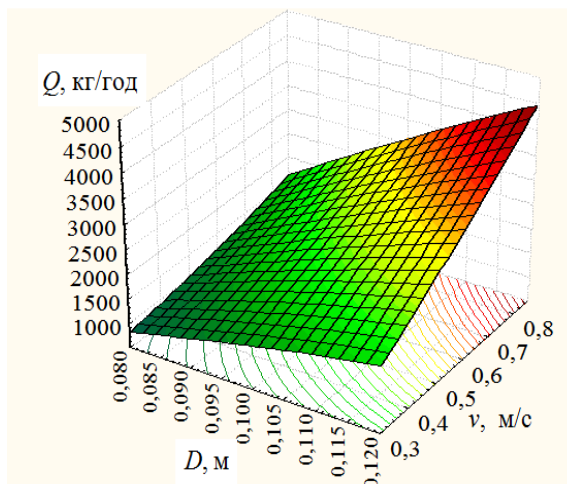
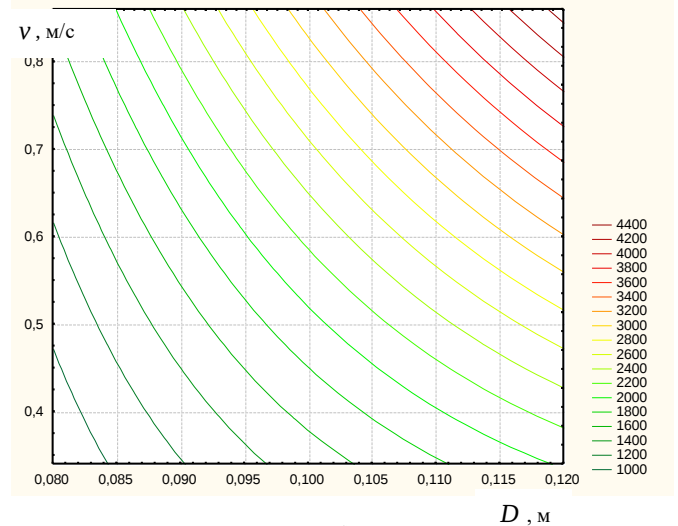


Рис. 4.5. Поверхня відгуку а) та двомірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності транспортування гороху $Q_{\frac{\partial}{\partial D} \frac{\partial}{\partial K_3}}(D, K_3)$ від діаметра труби та коефіцієнта заповнення при швидкості $v = 0,6 \text{ м/с}$

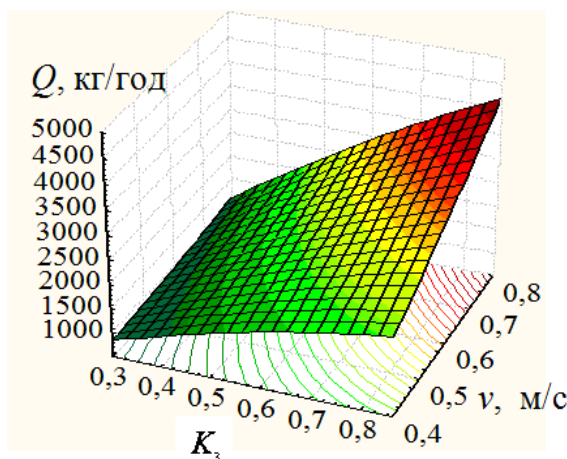


а)

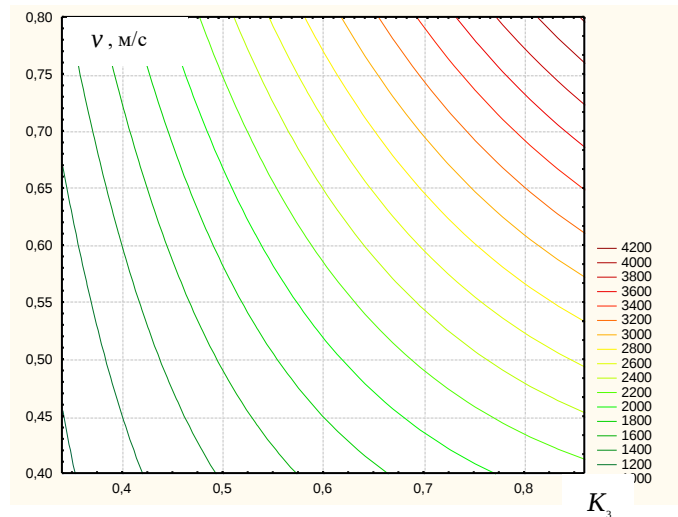


б)

Рис. 4.6. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності транспортування гороху $Q_{\text{в}} \delta \delta(D, v)$ від лінійної швидкості та коефіцієнта заповнення при коефіцієнта заповнення $K_3 = 0,6$



а)

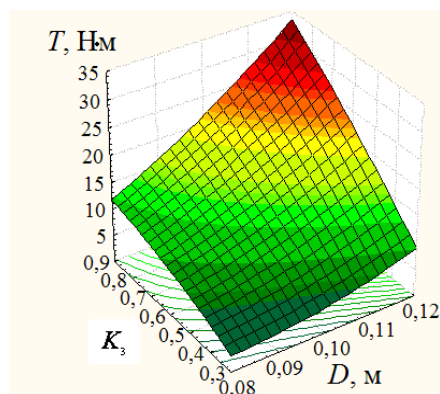


б)

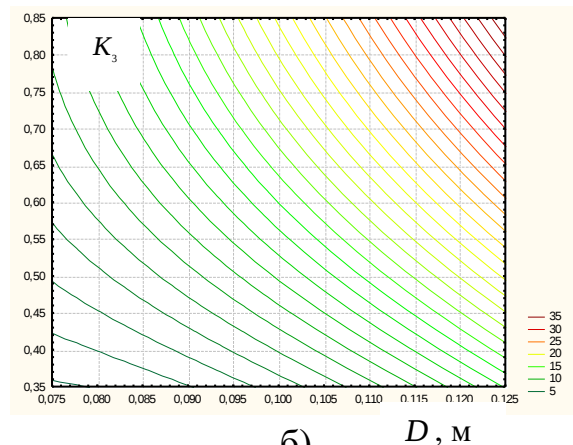
Рис. 4.7 Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності продуктивності транспортування гороху $Q_{\text{в}} \delta \delta(K_3, v)$ від лінійної швидкості та діаметра труби при діаметрі труби $D = 0,1\text{ м}$

На рис. 4.8 - 4.10 зображено графічні залежності крутного моменту трубчастого скребкового конвеєра від внутрішнього діаметра $D=0,08...0,12\text{ м}$, коефіцієнта заповнення $K_3=0,4...0,8$ при різних кроках скребоків робочого органа.

Зерна гороху через значні розміри в меншій мірі попадають між поверхнею скребка і поверхнею труби ніж при транспортуванні пшениці, а при транспортуванні пшениці енерговитрати є найбільшими, оскільки еліпсоподібна форма зерна утворює так «званий ефект заклинювання» скребоків, коли частина зерен попадає в зазор між скребком і трубою.

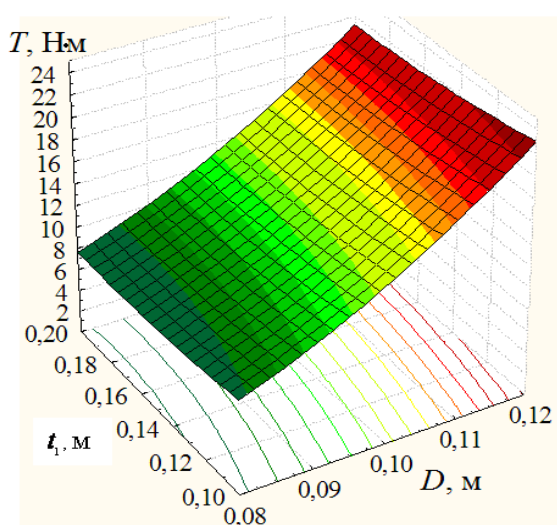


а)

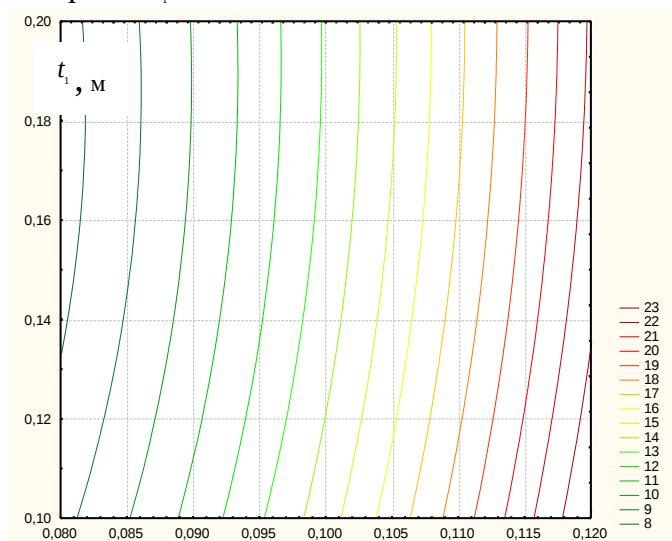


б)

Рис. 4.8. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності крутного моменту $T_{i\partial \hat{a}f \hat{e} \hat{o}^3(D, K_\zeta)$ від коефіцієнта заповнення та діаметра труби при кроку скребка робочого органа $t_1 = 0,15$ м

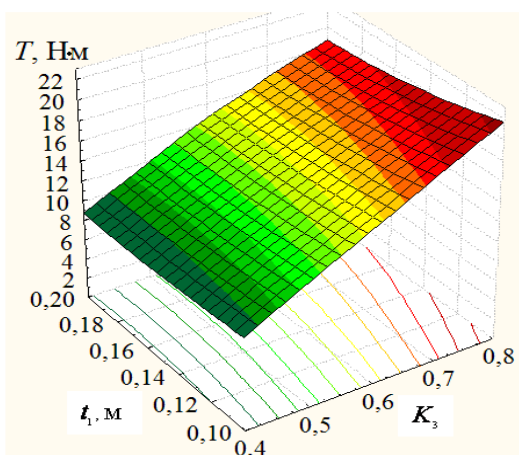


а)

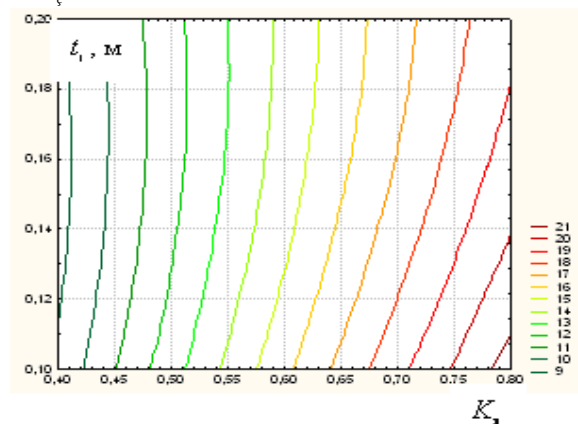


б)

Рис. 4.9. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності крутного моменту $T_{i\partial \hat{a}f \hat{e} \hat{o}^3(t_1, D)$ від кроку скребка робочого органа та діаметра труби при коефіцієнті заповнення $K_\zeta = 0,6$



а)



б)

Рис. 4.10. Поверхня відгуку а) та двовірний переріз поверхні відгуку б) залежності крутного моменту $T_{i\partial \hat{a}f \hat{e} \hat{o}^3(t_1, K_\zeta)$ від кроку скребка робочого органа та коефіцієнті заповнення при діаметрі труби $D = 0,1$ м

З рисунків 4.8-4.10 видно, що із збільшенням внутрішнього діаметра труби $D=0,1\text{ м}$ при кроку робочого органа $t_1=0,15\text{ м}$ і коефіцієнті заповнення $K_\zeta=0,5$ крутний момент зменшується для транспортування сипучих матеріалів (горох, пшениця).

4.4 Графоаналітичні результати експериментальних досліджень травмування насінного матеріалу трубчастим скребковим конвеєром

Для визначення ступеня пошкодження зернового матеріалу при його транспортуванні розробленим робочим органом трубчастого скребкового конвеєра, його поміщати в мірну посудину, яка враховуючи розмірно-геометричні параметри зерна вміщувала близько 100 зернин. Перед переміщенням попередньо відбирали три проби зерна. Далі визначали кількість пошкоджених зернин і встановлювали відсоток пошкодженого зернового матеріалу перед його транспортуванням. Зерна з вибитим зародком не враховувались, а приймали до уваги лише подрібнені зерна.

Оцінка травмування зерна здійснюється згідно методики, представленої в ГОСТ Р52758-2007 “Погрузчики и транспортеры сельскохозяйственного назначения. Методы испытаний”.

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (4.4-4.5) реальному експериментальному процесу проводили згідно методики [50].

У натуральних величинах (координатах) рівняння регресії після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- для транспортування гороху

$$\ddot{I}_{\zeta(D,K_3,v)} = 0,638 + 0,475D - 0,25K_3 + 1,02v - 1,136Dv - 12D^2 + 0,135K_3^2 - 0,297v^2; \quad (4.4)$$

- для транспортування пшениці

$$\ddot{I}_{\zeta(D,K_3,v)} = 0,252 + 0,511D - 0,275K_3 + 1,125v - 1,136Dv - 10D^2 + 0,15K_3^2 - 0,33v^2. \quad (4.5)$$

Отримані рівняння регресії (4.4-4.5) можуть бути використані для визначення величини травмування зерна $\ddot{I}_3$ під час транспортування трубчастим скребковим конвеєром залежно діаметра труби D , коефіцієнта завантаження конвеєра K_3 та швидкості руху робочого органа ν при транспортуванні гороху, пшениці у таких межах зміни вхідних факторів:

$$0,08 \leq D \leq 0,12 \text{ (м)}; 0,4 \leq K_3 \leq 0,8; 0,34 \leq \nu \leq 0,86 \text{ (м/с)}.$$

За допомогою прикладної програми побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів величини травмування зерна $\ddot{I}_3$ як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = \text{const}$ (рис. 4.11- 4.12).

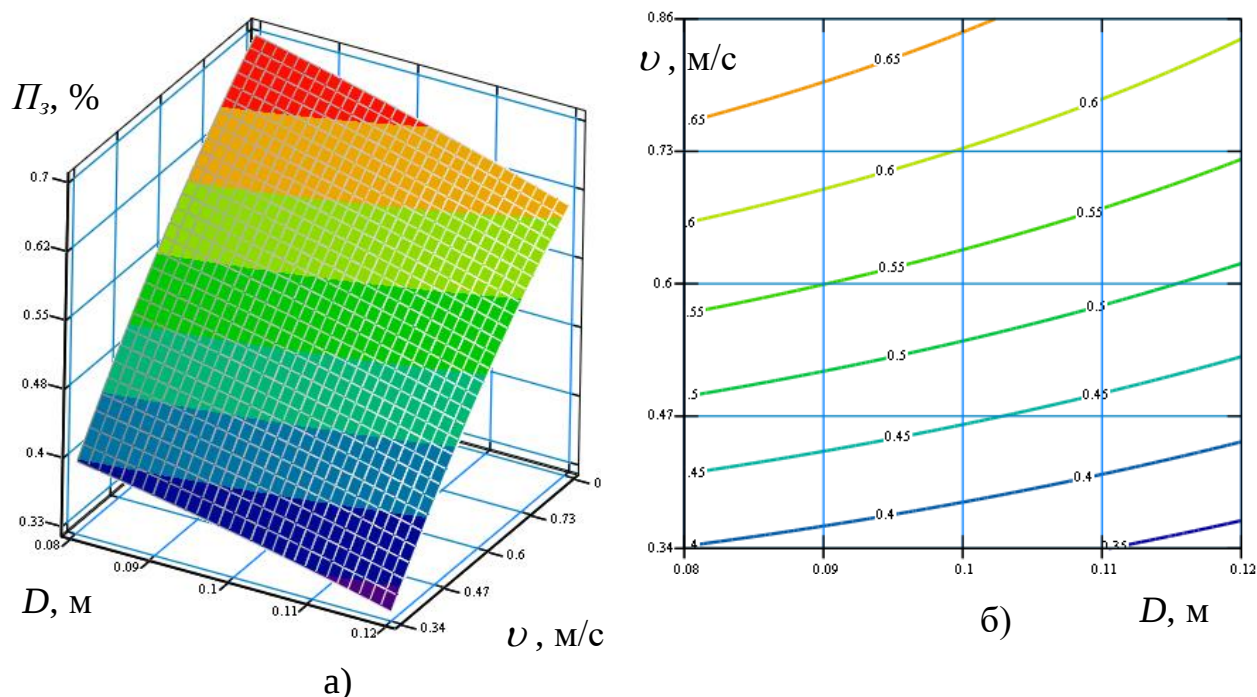


Рис 4.11. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини травмування зерна гороху $\ddot{I}_{3(D,\nu)}$ від діаметра труби та швидкості руху робочого органа ($K_3 = 0,5$)

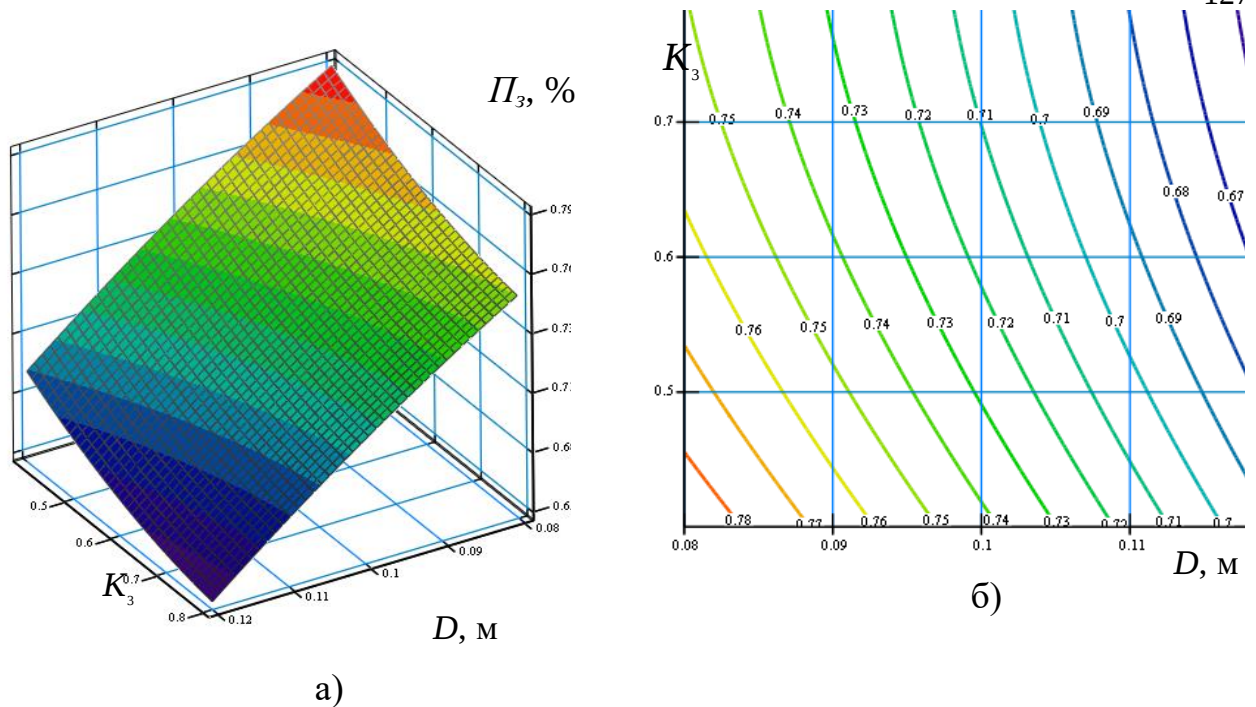


Рис. 4.12 Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності величини травмування зерна гороху $\dot{I}_{3(D,K_3)}$ від діаметра труби та коефіцієнта завантаження конвеєра ($v = 0,6 \text{ м/с}$)

Аналіз наведених регресійних рівнянь показує, що основним фактором, який впливає на збільшення величини травмування зерна є фактор $x_3(v)$, швидкість руху. Збільшення величин факторів $x_1(D)$ та $x_2(K_3)$ призводить до зменшення величини травмування зерна. Тому раціональними значеннями є швидкість в межах $0,34 \leq v \leq 0,86 \text{ (м/с)}$.

4.5 Висновки

1. Розроблено методику проведення повнофакторних експериментальних досліджень ПФЕ-3³, яка передбачала визначення ефективності сепарації кормової суміші для транспортування трубчастим скребковим конвеєром від зміни кута нахилу сита, φ , град, ексцентриситета привідного обертального диска, ε , м, та швидкості сита v , м/с тобто, $E = f(\varphi, \varepsilon, v)$

2. Розроблена методику проведення повнофакторних експериментальних

досліджень ПФЕ-З³, яка передбачала визначення продуктивності трубчастого скребкового конвеєра і крутного моменту, травмування насінного матеріалу від зміни трьох основних факторів: коефіцієнта заповнення K_3 , внутрішнього діаметра труби D , м, швидкості транспортування v , м/с та кроку робочого органа t , м тобто $Q=f(D, K_3, v)$, $T=f(D, K_3, t)$ та $\ddot{I}_\zeta = f(D, K_3, v)$.

3. Встановлено, що для ефективного просівання обрані раціональні значення параметрів лежать в межах: швидкість подачі – 0,34...0,86 м/с; кут нахилу сита – 10...20°. Зі збільшенням кута нахилу сита при сталому питомому навантаженні питома продуктивність решета зменшується. Енергоємність сепарації зернової маси залежить від кута нахилу, швидкості транспортування матеріалу та питомого навантаження і за раціональних їх значень $v=0,6$ м/с; $q_{\text{ном}}=0,9\text{--}4,7$ кг/год $\times$ см², $\alpha=10\text{--}20^\circ$, становить 0,22–1,4 кВт.

4. На основі проведеного комплексу експериментальних досліджень виведено регресійні залежності для визначення моменту і продуктивності транспортування трубчастим скребковим конвеєром по криволінійних трасах для матеріалів горох, пшениця, визначенні коефіцієнти рівняння регресії продуктивності і крутного моменту транспортування. Встановлено, що із збільшенням внутрішнього діаметра труби $D=0,1$ м і коефіцієнта заповнення $K_\zeta=0,5$ та кроку робочого органа $t=0,15$ м крутний момент зменшується для транспортування сипучих матеріалів (горох, пшениця).

5. На основі проведеного багатофакторного експерименту побудовані поверхні відгуку з використанням програмного забезпечення “Statistica-6.0” for Windows та визначено максимальну продуктивність при транспортуванні сумішей сипких матеріалів трубчастим скребковим конвеєром (пшениця, горох) при вологості матеріалу, яка складала $W=10\text{.....}18\%$ і максимальна продуктивність для гороху становила $Q=2100\text{.....}5600$ кг/год що на 20-25% більше, ніж для пшениці.

6. На основі проведених досліджень встановлено, що мінімальну величину травмування насінного матеріалу забезпечують трубчасті скребкові конвеєри, які в порівнянні з іншими конвеєрами забезпечують зменшення

коефіцієнту травмування у 2...3 рази, при цьому на процес травмування найбільше впливає перевищення швидкості руху конвеєра. Тому раціональними значеннями для визначення величини травмування зерна $\dot{I}_3$ під час транспортування трубчастим скребковим конвеєром гороху, пшениці межах змінні входні фактори: $0,08 \leq D \leq 0,12$ (м); $0,4 \leq K_3 \leq 0,8$; $0,34 \leq v \leq 0,86$ (м/с).

7. На основі перевірки адекватності експерименту збіжність результатів, отриманих аналітичним шляхом та експериментально, є задовільною та характеризується відхиленням експериментальних значень від теоретичних в межах до 12 %.

РОЗДІЛ V

ПРОЕКТУВАННЯ СКРЕБКОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

5.1 Особливості конструкцій трубчастих конвеєрів

Важливим питанням проектування транспортно-технологічних механізмів сільськогосподарських машин з гнучкими ланцюговим робочими органами є пошук їх удосконалених конструкцій для досягнення високих показників продуктивності і якості транспортних операцій, а також розширення технологічних можливостей.

Трубчасті конвеєри - це різновид скребкових конвеєрів. Основними перевагами гнучких конвеєрів є: можливість переміщення гарячих, миловидних, шматкових вантажів за великих кутів нахилу траси і навіть у вертикальному напрямі; робота у більш важких умовах.

На основі проведених експериментальних досліджень з визначення продуктивності скребкового конвеєра фірм «Cablevey» та «Spiroflow Limited» на рис. 5.1 та [139] від його поступальної швидкості при різних діаметрах внутрішнього отвору направляючого кожуха встановлені залежності, які мають лінійний характер, а також встановлено, що мінімальну величину травмування насінного матеріалу забезпечують трубчасті скребкові конвеєри, які в порівнянні з гвинтовими забезпечують зменшення коефіцієнту травмування у 2...3 рази [53].

Кріплення скребків до тягового органу ланцюгових конвеєрів може бути центральне або бічне. При центральному кріпленні скребка до тягового органу необхідно виконувати на зірочці вирізи для проходу скребків, а при бічному кріплення застосовуються ланцюги без поділу на окремі ланки.

В якості жолоба для скребків використовують сталі та синтетичні труби, товщина сталей складає: 1,8; 2,0; 2,2; 2,5 3 мм.

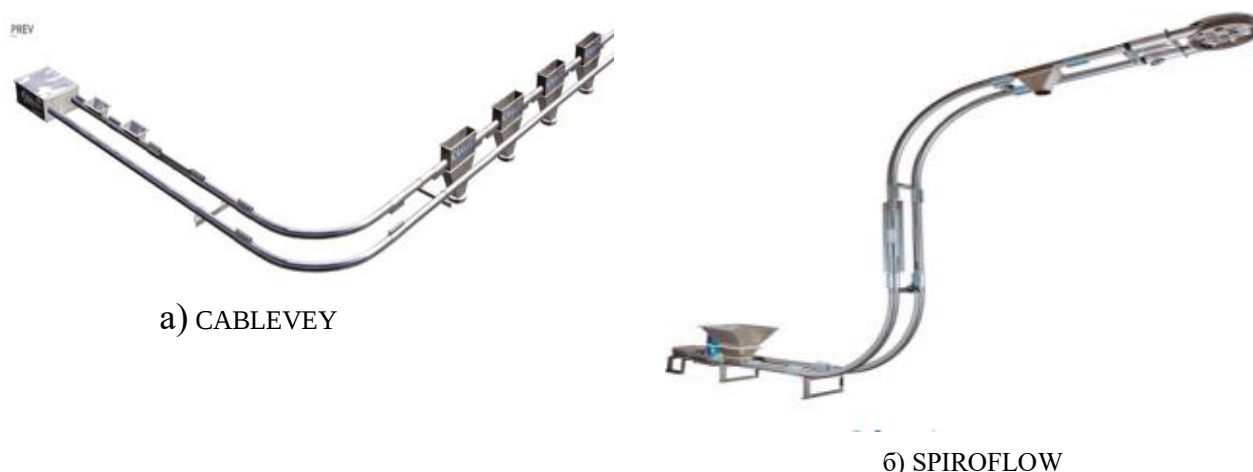


Рис. 5.1 Конструкції трубчастих скребкових конвеєрів закордонних фірм
Тому зовнішній діаметр труби складатиме: [\[53\]](#)

$$d_t = d + 2\delta, \quad (5.1)$$

де d – внутрішній діаметр труби, мм; δ – товщина стінки труби, мм.

Траси конвеєрів можуть бути розміщені в одній площині або у просторі.

Для зменшення опору при переміщенні скребків та тягового органу на ділянках, які розміщені під прямим кутом, монтують поворотні блоки або згинають трубу по відповідному радіусу, який складає

$$R \geq 4d_t \text{ для труб (45...60 мм);}$$

$$R \geq 5d_t \text{ для труб (60...102 мм).}$$

Діаметр поворотного блоку визначається $D_k = (6...7) \cdot d_c$, d_c – зовнішній діаметр скребка, мм.

Залежно від типу тягового органу доцільно застосовувати привід фрикційний з гладеньким ободом. Його найкраще застосовувати при горизонтальній трасі або із зачепленням з зірочкою при просторовій трасі. Привідну зірочку слід встановлювати в герметичному корпусі з оглядовим і ремонтними люками. Електродвигун з'єднують з редуктором за допомогою пружної муфти.

Діаметр приводної зірочки при просторовій трасі можна визначити з виразу:

$$D_{\zeta} = \frac{z \cdot t_c}{\pi}, \quad (5.2)$$

де $z = 6 \dots 9$ кількість зубів зірочки; t_c – крок скребків на тяговому органі.

До ланок трубчастих конвеєрів закріплюють скребки на ланцюг, які виготовляють з сталі, чавуну, пластмаси або гуми. Ланцюг можуть виготовляти з вуглецевої або нержавіючої сталі відповідно до застосуванням. Відстань між скребками (крок скребків) залежить від кроку зубів зірочки та діаметру труби, і визначається із залежності [61] :

$$t_c = K_4 p_t = K_5 D_T, \quad (5.3)$$

де K_4 і K_5 – коефіцієнти (для конвеєрів з прямолінійною трасою $K_4 = 2 \dots 6$, а $K_5 = 2 \dots 3$, для конвеєрів з просторовою трасою $K_4 = 2 \dots 4$, $K_5 = 1,0$).

Діаметр скребка вибирають на $2 \dots 3$ мм меншим, ніж діаметр труби.

Продуктивність визначають за залежністю [53, 61] :

$$Q = 3600 A \gamma_B^9 K_{\Sigma}, \quad (5.4)$$

де A – площа поперечного перетину вантажу, що транспортують, м^2 ;

K_{Σ} – сумарний коефіцієнт транспортування сипкого матеріалу;

$$K_{\Sigma} = K_1 K_2 K_3 K_4, \quad (5.5)$$

де K_1 – коефіцієнт, який враховує втрати об'єму жолоба через розміщення в ньому скребків та ланцюгів, $K_1 = 0,8 \dots 0,9$; K_2 – коефіцієнт ущільнення вантажу, $K_2 = 1,1 \dots 1,2$; K_3 – коефіцієнт зсуву, який враховує можливість відставання вантажу від тягового ланцюга:

для пухких.....0,75...0,80,

для сипких.....0,8...0,9,

для дрібношматкових..... 0,6...0,8;

K_4 – коректуючий коефіцієнт для нахилених конвеєрів, $K_4 = 0,8 \dots 0,9$.

Швидкість транспортування вантажу приймають $0,3 \dots 1$ м/с, інколи до $1,4$ м/с.

При цьому коефіцієнт $K_3 = 1$, коефіцієнт заповнення жолоба $K_1 = 0,8 \dots 0,9$. За заданою продуктивністю визначають діаметр труби конвеєра та заокруглюють його до найближчого стандартного значення.

$$D_T = K_f \sqrt{\frac{Q}{282 \gamma_B g \psi}}, \quad (5.6)$$

де K_f – поправочний коефіцієнт, який для різних матеріалів є різним і визначається експериментально; ψ – коефіцієнт заповнення перерізу труби, враховуючи об'єм, який займає ланцюг та скребки $\psi = 0,8 \dots 0,9$; γ_B – об'ємна маса вантажу, $\text{т} / \text{м}^3$; g – швидкість тягового органу. $g = 0,34 \dots 0,86 \text{ м/с}$.

При тяговому розрахунку коефіцієнт опору рухові тягового органу дорівнює коефіцієнту тертя скребків по жолобу, $w = f = 0,3 \dots 0,6$ (сталь по сталі). $f = 0,5 \dots 0,6$ (гума по сталі). Коефіцієнт опору переміщення сипучого вантажу по трубі з врахуванням тиску вантажу на стінки труби приймають на горизонтальних ділянках траси $f' = 0,6 \dots 0,7$, на вертикальних - $f' = 2,5 \dots 3,0$.

Аналіз залежностей для конкретних умов експлуатації дозволить оцінити характер зміни переміщень робочого органа в процесі роботи і обґрунтувати параметри та режими експлуатації конвеєрів з гнучкими тяговими елементами.

5.2 Дослідження скребкових робочих органів конвеєрів для транспортування насипних вантажів

Існуючі трубчасті скребкові канатні конвеєри, які переміщують сипкі матеріали в направляючих трубах різної конфігурації характеризуються обмеженими функціональними можливостями, оскільки виконують лише транспортні функції. Тому важливим напрямком подальшого розвитку таких транспортерів є розширення їх функціональних можливостей та експлуатаційних показників за рахунок поєднання в одному технологічному процесі змішування та одночасного переміщення компонентів сухих кормових сумішей безпосередньо перед роздачею їх тваринам.

Для приводних елементів (ланцюгів) конвеєрів потрібно ще на стадії проектування визначати спектр власних частот, вибирати параметри та режими експлуатації таким чином, щоб уникнути резонансні явища у них, а значить, забезпечити довготривалу їх експлуатацію. Дослідити це можна тільки на основі побудови та аналізу розв'язків математичних моделей, які адекватні динамічному процесу. В якості тягових органів доцільно використовувати ланцюги, які огинають направляючі блоки і зменшують динамічні навантаження порівняно з канатними конвеєрами [53, 61, 82].

Для дослідження транспортування сипких вантажів використовувався гнучкий трубчастий конвеєр з вертикальною подачею сипких матеріалів (рис.5.2)[133].

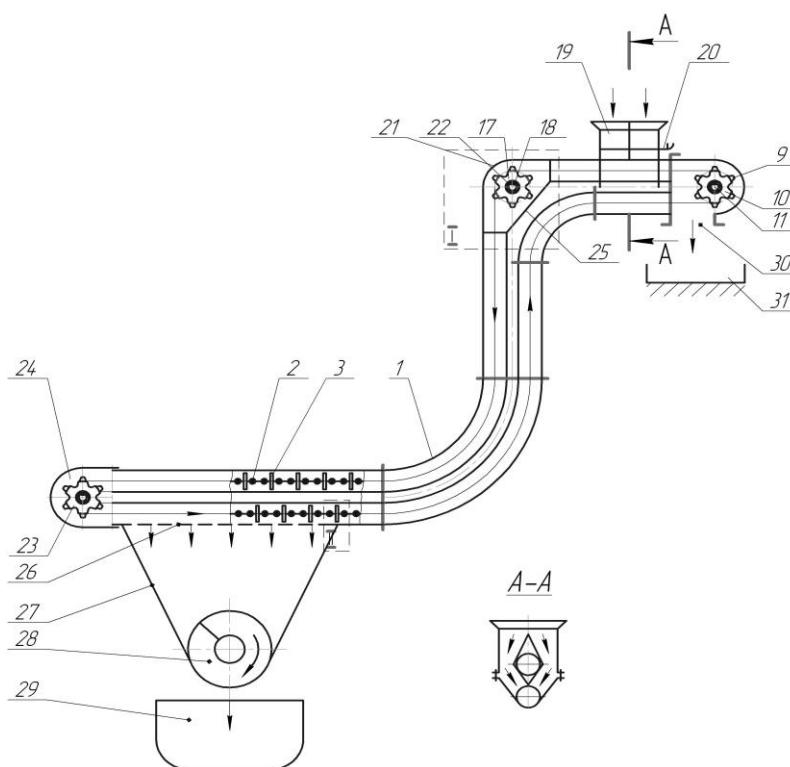


Рис. 5.2. Гнучкий трубчастий конвеєр з вертикальною подачею сипких матеріалів

В процесі роботи тяговий робочий орган сприймає розтягуючі навантаження і тому здійснює поздовжні коливання. Для дослідження коливань таких робочих органів представимо розрахункову схему, рис.5.3., виділивши

ділянку завантаженого робочого органа. Представлений конвеєр має горизонтальні та вертикальні ділянки.

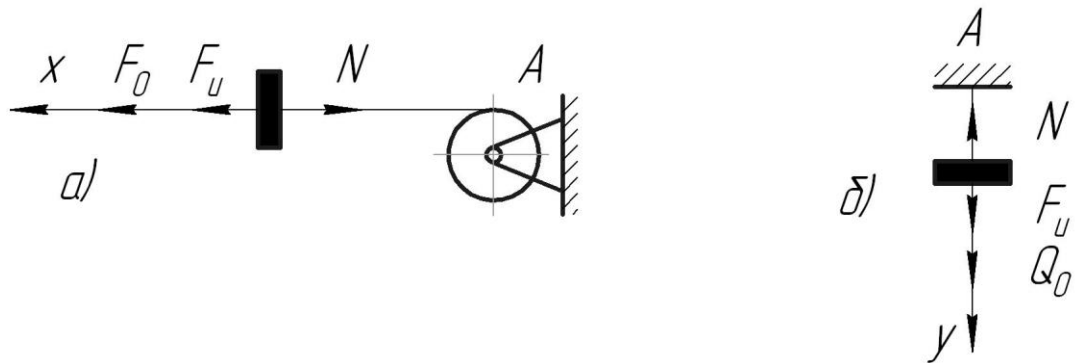


Рис. 5.3. Розрахункові схеми завантажених ділянок робочого органу:

а) – горизонтальної; б) – вертикальної.

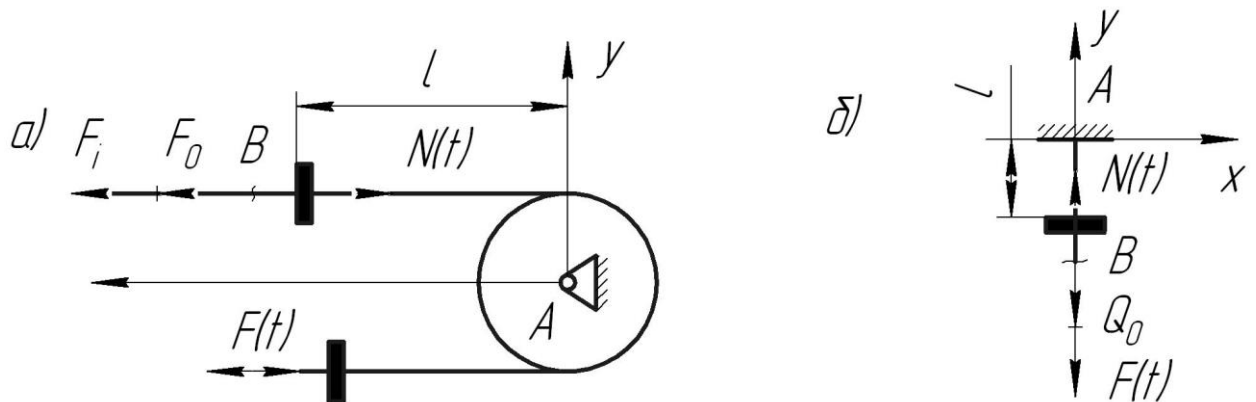


Рис. 5.4. Розрахункові схеми завантажених ділянок робочого органу:

а) – горизонтальної; б) – вертикальної

Поздовжні коливання робочого органа можна описати функцією переміщення, що показує переміщення перерізів ланцюга вздовж осей Ax та Ay . Якщо вважати, що поперечні перерізи залишаються плоскими в процесі роботи конвеєра, а ланцюг здійснює рух вздовж осі то відповідно натяг в будь-якому поперечному перерізі можна визначити з залежності:

$$N = E \cdot A \frac{\ddot{U}}{\ddot{\xi}}, \quad (5.7)$$

де N – натяг тягового робочого органа; E , A – відповідно модуль пружності і площа поперечного перерізу ланцюга; U – функція переміщення; $U = U(\xi, t)$.

Для горизонтальної осі $\xi = x$, для вертикальної – $\xi = y$.

Загальний вираз для переміщення в нормальних координатах можна записати в наступному виді:

$$U = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot \sin\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \xi\right). \quad (5.10)$$

Із залежності (5.10) знаходимо:

$$\frac{\partial U}{\partial \xi} = \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot \frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \xi\right). \quad (5.11)$$

Підставивши значення $\frac{\partial U}{\partial \xi}$ в залежність (5.11) отримаємо вираз для визначення натягу робочого органу (ланцюга із скребками) у виді:

$$N = E \cdot A \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \varphi_n \cdot \frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \cos\left(\frac{2n+1}{2} \cdot \frac{\pi}{l} \cdot \xi\right), \quad (5.12)$$

де l – довжина ділянки робочого органу.

Для визначення динамічних зусиль, що виникають в тяговому робочому органі розглянемо залежність.

$$\dot{I} = Q \cdot f_{on} + I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2}, \quad (5.13)$$

де f_{on} – коефіцієнт опору системи; I_1 – загальний момент інерції обертових мас двигуна; φ_1 – кут закручування ведучого шківа конвеєра; $\dot{I}$ – обертовий момент на валі електродвигуна.

Натяг робочого органу визначається з умов:

а) щоб стрілка прогину робочого органу між скребками не перевищувала 0,3% від відстані між зірочками, тобто :

$$f = \frac{q \cdot a_n^2 \cdot g}{8t_o} \leq 0,3a_n, \quad (5.14)$$

де f – прогин тягового робочого органу; q – маса погонного метра робочого органу; t_o – натяг робочого органу; a_n – віддаль між зірочками; g – прискорення вільного падіння (9,81 м/с²).

$$t_o \geq \frac{q \cdot g \cdot a_n}{16}. \quad (5.15)$$

б) щоб виконувалася умова:

$$1,25 \frac{t_{\max}}{t} \leq e^{\mu\alpha}, \quad (5.16)$$

де α – кут охоплення ланцюгом ведучої зірочки, рад; μ – коефіцієнт тертя ланцюга по зірочці;

$$в) \quad (t_{\max} - t) \cdot r_n = M. \quad (5.17)$$

Скориставшись наведеною методикою, побудовані графічні залежності необхідної потужності для транспортування зерна пшениці від внутрішнього діаметра труби (рис. 5.5), від кута нахилу конвеєра (рис. 5.6) та радіуса згину поверхні конвеєра (рис. 5.7).

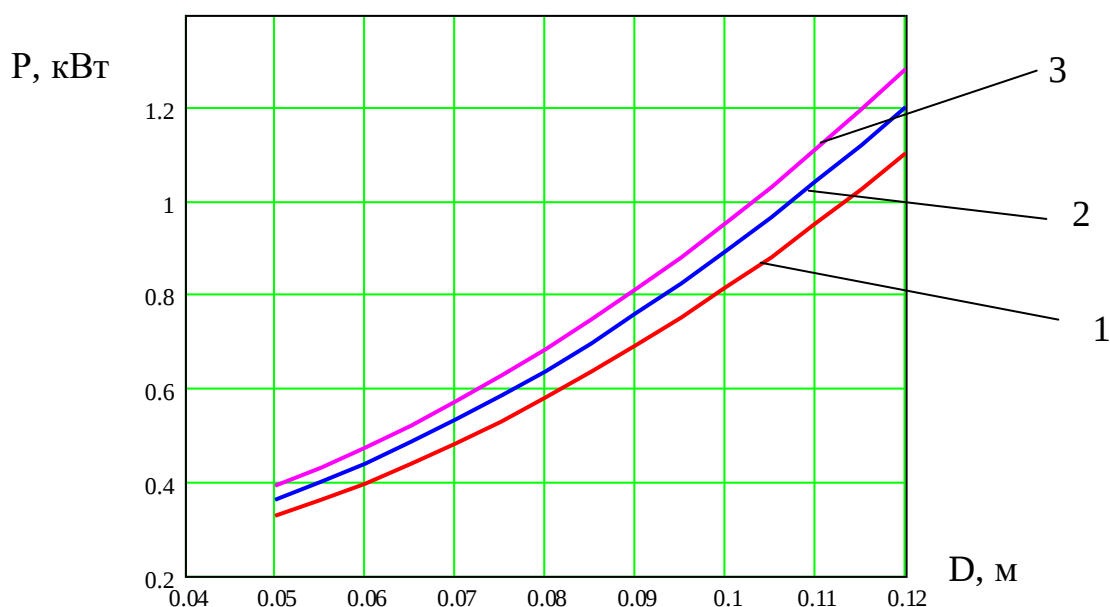


Рис. 5.5. – Залежність потужності трубчастого ланцюгового конвеєра від внутрішнього діаметра труби при транспортуванні зерна пшениці: 1.

$\alpha_1=15^\circ, \alpha_2=75^\circ$; 2. $\alpha_1=25^\circ, \alpha_2=85^\circ$; 3. $\alpha_1=35^\circ, \alpha_2=90^\circ$

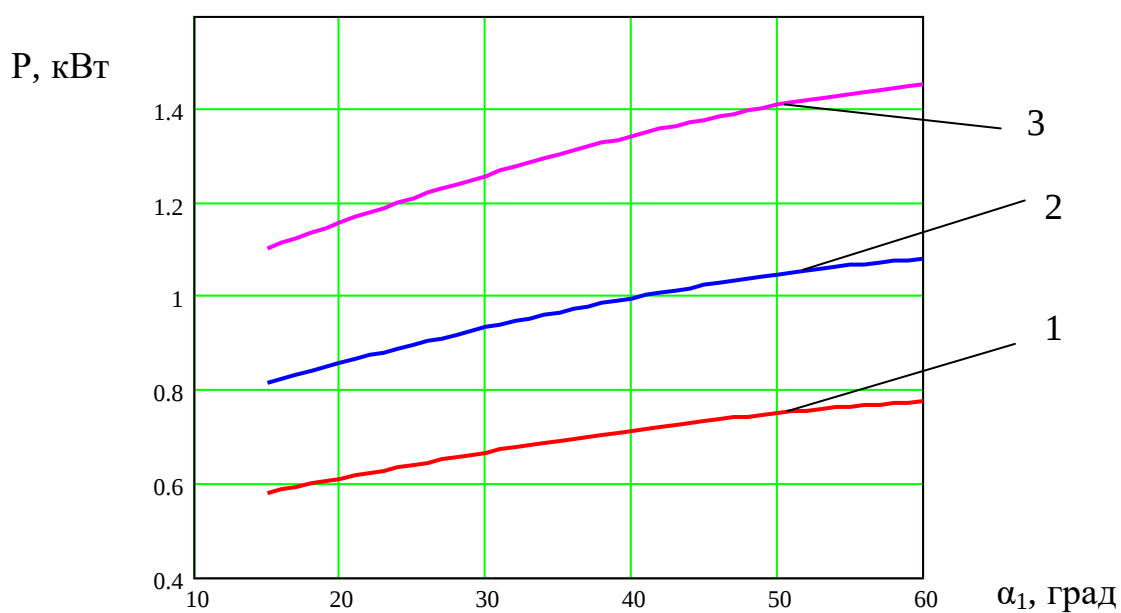


Рис. 5.6. Залежність потужності трубчастого ланцюгового конвеєра від кута нахилу конвеєра при транспортуванні зерна пшениці $\alpha_2 = 75^\circ$:

1. $D = 0.08$ м 2. $D = 0.1$ м; 3. $D = 0.12$ м

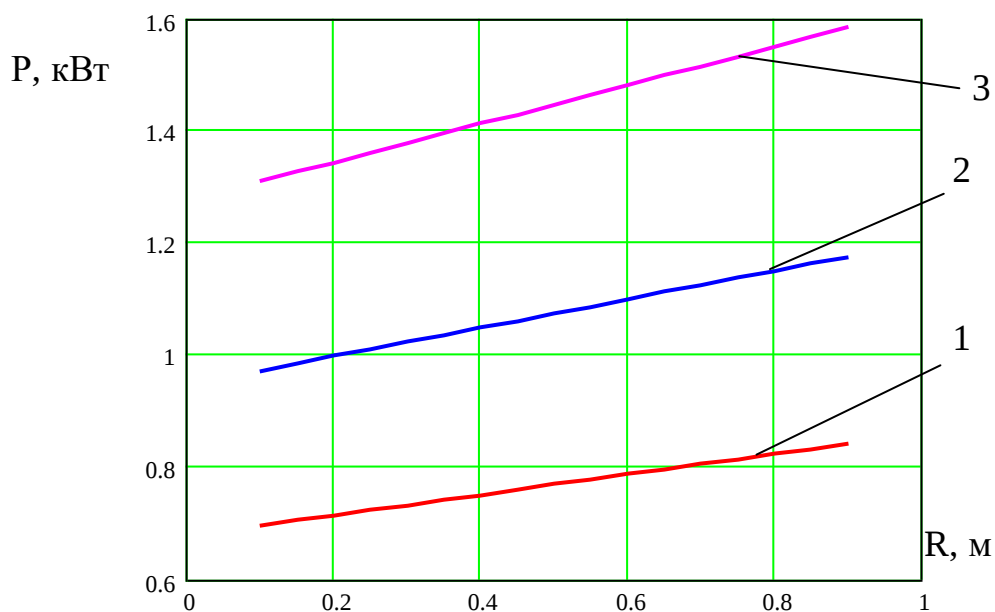


Рис. 5.7. Залежність потужності трубчастого ланцюгового конвеєра від радіуса згину поверхні конвеєра при транспортуванні зерна пшениці $\alpha_1 = 45^\circ$, $\alpha_2 = 75^\circ$: 1. $D = 0.08$ м; 2. $D = 0.1$ м; 3. $D = 0.12$ м

На основі аналізу графіків на рис. 5.6-5.8 робимо висновок, що збільшення діаметра труби, кута нахилу конвеєра та радіуса згину поверхні конвеєра призводить до зростання необхідної потужності конвеєра, при цьому також забезпечується зростання його продуктивності. В залежності від умов роботи, можна вибрати тип приводу, його потужність. Параметри конвеєра: $L = 20$ м; $V = 0,86$ м/с; $m = 15$ кг/м; $m_1 = 60$ кг; $a_n = 2$ м, електродвигун 4А132М2У3, потужністю $P = 2,2$ кВт; $r_n = 0,25$ м.

5.3 Техніко-економічна ефективність трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра

На даний час проектування та розрахунок транспортно-технологічних механізмів проводиться за типовими схемами без врахування особливостей та специфіки виробництва, зокрема сільськогосподарського.

При розрахунку конструкцій конвеєрів слід враховувати, що їх собівартість залежатиме від типу виробництва, вартості купівлі чи виготовлення окремих конструктивних елементів, (приводів, редукторів, запобіжних чи пружних муфт, передач, робочих органів, жолобів, елементів керування, розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних тощо), а також вартості складання самих конвеєрів.

Визначення собівартості будь-якого конвеєра можна здійснювати за формулою:

$$C_B = k_{mp-з} \cdot \sum_{n=1}^m B_n + \sum_{r=1}^t C_r + \sum_{y=1}^o C_y + k_{допл} \cdot k_{доо} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h, \quad (5.35)$$

де $k_{mp-з}$ – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати, $k_{mp-з} = 1,05 \dots 1,15$; B_n – вартість стандартних конструктивних елементів, що закуповуються (електродвигунів, редукторів, елементів керування тощо), грн.; C_r – собівартість типових конструктивних елементів (КЕ), що виготовляються із сортового металопрокату (жолобів, елементів розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних елементів тощо), грн.; C_y – собівартість оригінальних КЕ

(робочих органів, спеціальних муфт тощо), грн.; m , t , o – відповідно кількість стандартних, типових і оригінальних КЕ, шт.; $k_{\text{допл}}$ – коефіцієнт доплат, $k_{\text{допл}} = 1,25 \dots 1,3$; $k_{\text{доо}}$ – коефіцієнт додаткової заробітної плати основних робітників, $k_{\text{доо}} = 1,03 \dots 1,1$; $k_{\text{нап}}$ – коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальне страхування, $k_{\text{нап}} = 1,38 \dots 1,39$ c_3 – середньозважена погодинна тарифна ставка основних робітників, які зайняті складанням конвеєра, грн.; T_h – трудомісткість складання і налагодження конвеєра, нормогод.

Стандартні конструктивних елементів закуповуються на ринку чи напряму в заводів-виготовлювачів (електродвигуни, редуктори, елементи керування, силові кабелі тощо). Розрахунок виробничої собівартості типових конструктивних елементів напряму пов'язаний із матеріальними витратами на їх виготовлення й укрупнено визначається за формулою [23-24, 76]:

$$C_r = k_{\text{сер}} \cdot k_{\text{сб}} \cdot k_{\text{мр-з}} \cdot m_m \cdot C_m - m_e \cdot C_e, \quad (5.36)$$

де $k_{\text{сер}}$ – коефіцієнт серійності, що враховує обсяги виготовлення КЕ, для одиничного виробництва: $k_{\text{сер од}} = 1,25 \dots 1,5$, для серійного виробництва: $k_{\text{сер с}} = 1,01 \dots 1,25$, для масового виробництва: $k_{\text{сер м}} = 1$; $k_{\text{сб}}$ – коефіцієнт, що враховує відношення витрат при виготовленні КЕ: виробнича собівартість / витрати на матеріали, $k_{\text{сб}} = 1,35 \dots 2$; m_m – маса сортового металопрокату, який використовується для виготовлення КЕ, кг; C_m – усереднена ціна сортового металопрокату, грн.; m_e – маса відходів з металопрокату, кг; C_e – усереднена ціна відходів з металопрокату, грн.

При розрахунку виробничої собівартості оригінальних КЕ слід враховувати витрати на основні і допоміжні матеріали, основну і допоміжну заробітну плату і нарахування на них, а також енергію для технологічних цілей та загальновиробничі витрати наведено в **додатку Ж**. Розрахунок їх виробничої собівартості напряму пов'язаний із типом виробництва, технологією виготовлення і матеріальними витратами на їх виготовлення, й може бути проведений за формулою [24]:

$$C_y = k_{сер} \cdot k_{скл} \cdot ((k_{мп-з} \cdot k_{дм} \cdot (\sum_{z=1}^l n_z \cdot C_z + \sum_{j=1}^q m_j \cdot C_j - \sum_{j=1}^q m_{ej} \cdot C_{ej}) + (k_{допл} \cdot k_{доо} \cdot k_{нар} + k_{зв}) \cdot (c_1 \cdot \sum_{e=1}^w T_e + c_2 \cdot T_r) + k_{вен} \cdot \sum_{j=1}^q m_j \cdot C_j) \quad (5.37)$$

де $k_{скл}$ – коефіцієнт, що враховує конструктивну складність виготовлення КЕ, $k_{скл} = 1 \dots 1,5$; $k_{дм}$ – коефіцієнт, що враховує витрати на додаткові матеріали, $k_{дм} = 1,01 \dots 1,05$; l – кількість видів комплектуючих, які використовуються для виготовлення КЕ; n_z – кількість комплектуючих z -го виду, які використовуються для виготовлення КЕ; C_z – ціна комплектуючої z -го виду, грн.; q – кількість матеріалів, які використовуються для виготовлення КЕ; m_j – маса матеріалу j -го виду, який використовується для виготовлення КЕ, кг; C_j – ціна матеріалу j -го виду, який використовується для виготовлення КЕ, грн.; m_{ej} – маса відходів матеріалу j -го виду, кг; C_{ej} – ціна відходів матеріалу j -го виду, грн.; $k_{зв}$ – коефіцієнт, що враховує загальновиробничі витрати при виготовленні КЕ, $k_{зв} = 1,4 \dots 1,8$; c_1, c_2 – середньозважена погодинна тарифна ставка основних робітників, які, відповідно, зайняті виготовленням деталей для КЕ і його складанням, грн.; w – кількість видів деталей, які виготовляються для КЕ; T_e – трудомісткість механічної обробки e -го виду деталей КЕ, нормо/год.; T_r – трудомісткість складання і налагодження КЕ, нормо/год.; $k_{вен}$ – коефіцієнт, що враховує витрати на енергію для технологічних цілей при виготовленні КЕ, $k_{вен} = 1,05 \dots 1,2$.

Часткові рішення при визначенні собівартості окремих видів конвеєрів є наступними (у приведених формулах вартість запобіжних чи пружних муфт є стандартними, але слід враховувати, що вони можуть бути також і типовими чи оригінальними конструктивних елементів):

- визначення собівартості трубчастого скребкового конвеєра (ТСК) можна проводити за формулою:

$$C_{ТСК} = k_{мп-з} \cdot (B_{нТСК1} + B_{нТСК2} + B_{нТСК3} + B_{нТСК4}) + C_{рТСК5} + C_{рТСК6} + C_{рТСК7} + i_{ТСК} \cdot C_{уТСК8} + C_{уТСК9} + k_{допл} \cdot k_{доо} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h \quad (5.38)$$

де $B_{нТСК1}$ – вартість приводу (електродвигуна), грн.; $B_{нТСК2}$ – вартість редуктора, грн.; $B_{нТСК3}$ – вартість запобіжної (пружної) муфти, грн.; $B_{нТСК4}$ – вартість

елементів керування, грн.; C_{rTCK5} – собівартість жолоба, грн.; C_{rTCK6} – собівартість елементів розвантаження, грн.; C_{rTCK7} – собівартість з'єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.; i_{TCK} – кількість передач (спеціальних зірочок з кріпленням), шт.; C_{yTCK8} – собівартість передач, грн.; C_{yTCK9} – собівартість робочого органу ТСК, грн.;

Для прикладу розглянемо насіннєвий зерновий матеріал. При використанні пневматичних та гнучких гвинтових конвеєрів для перевантаження насіння його пошкодження відбувається в межах 1,4...5% (табл. 5.1). Найменше травмування насіннєвого матеріалу відбувається при його перевантаженні по криволінійних траєкторіях трубчастими скребковими конвеєрами - 0,57...0,7%. При розрахунках ми нехтуємо подальшими втратами, які будуть викликані недоотриманням врожаю, що пов'язано з внесенням в ґрунт пошкодженого насіння. Результати укрупнених розрахунків втрат насіння при транспортуванні, які пов'язані з травмуванням, з врахуванням їх усередненої ціни (на 01.01.2019 р.: пшениця – 5260 грн./т; соя – 9150 грн./т; горох – 4540 грн./т) представлено в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Втрати насіння при його транспортуванні по криволінійних траєкторіях
різними видами конвеєрів

Тип конвеєра	Продуктивність конвеєра, т/год.			Пошкодження насіння при транспортуванні, %			Втрати насіння пов'язані з його пошкодженням, грн.					
							годинні			річні (одна зміна)		
	пше- ниця	горох	соя	пше- ниця	горох	соя	пше- ниця	горох	соя	пше- ниця	горох	соя
Трубчастий скребковий	4,97	5,2	5,7	0,67	0,81	0,96	31,21	25,82	79,33	65229	56783	215374
Гнучкий гвинтовий	7,1	8,05	12,9	1,86	1,41	2,18	242,5	179,21	1044,71	477716	333351	2255074
Гнучкий пневматичний	5,7	6,69	7,2	2,02	1,4	5,03	225,5	99,1	922,71	439613,3	214924,3	2014735,3

Собівартість виготовлення при застосуванні конвеєрів для транспортування по криволінійних траєкторіях насіння складає 15170 тис. грн.

5.4 Висновки до розділу 5

1. Розроблено нові типи екологічно чистих трубчастих ланцюгових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів в агропромисловому комплексі по криволінійних трасах з забезпеченням екологічно чистого технологічного процесу. Запропонована конструкція спеціального привідного диска ланцюгового конвеєра з обґрунтованими конструктивними параметрами, які можуть використовуватись під час проектування подібних механізмів.

2. Приведено розрахунок трубчастого ланцюгового скребкового конвеєра з просторовою трасою транспортування на трьох ділянках трас: похилих, радіусних і криволінійних ділянках з різними кутами нахилу транспортування і виведена аналітична залежність для визначення необхідної потужності двигуна при заданій швидкості переміщення і продуктивності їх роботи. Визначено довжину шляху переміщення вантажу і висоту підйому. Побудовано графічні залежності потужності трубчастого ланцюгового конвеєра від кута нахилу конвеєра при транспортуванні зерна пшениці.

3. Встановлено, що використання сепаруючого бункера дозволяє до відсіювати 70-90% домішок, що запобігає засмічуванню трубопровода дрібнодисперсними відходами на криволінійних траєкторіях та знижує на 10-20% енергоємність процесу транспортування.

4. Проведене техніко-економічне обґрунтування нових конструкцій скребкових конвеєрів на основі їх порівняльної оцінки з типовими представниками машин, які здійснюють однотипні операції та розроблено методику їх інженерного проектування. Технічна новизна розроблених конструкцій захищена патентами України на корисні моделі і частково результати досліджень були впроваджені в СОК “УВИСЛА ПЛЮС” (використання трубчастого ланцюгового конвеєра) та ТОВ НВП «Агрант», м. Житомир (трубчастий ланцюговий транспортер). Економічний ефект від використання трубчастого ланцюгового конвеєра становить 15170 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертації вирішена науково-прикладна задача, яка полягає у підвищенні функціональних та експлуатаційних показників процесу сепарації та транспортування сипких матеріалів шляхом розроблення нових конструкцій трубчастих ланцюгових конвеєрів та робочих органів з обґрунтуванням їх раціональних конструктивних, силових та кінематичних параметрів.

2. Проведені теоретичні розрахунки коливань привідного ланцюга конвеєра, який транспортує сипкий матеріал, зумовлених внутрішніх періодичних збурень. Встановлено умови існування резонансних коливань для різних швидкостей переміщення сипкого матеріалу. Показано, що максимальне динамічне напруження у ланцюгу є більшим для більших величин швидкості транспортування сипкого матеріалу: зростання швидкості транспортування від 1 м/с до 2 м/с, що спричиняє при $\nu = 1,3$ та $L = 20$ м збільшення динамічного напруження у 5,2 рази, а зростання швидкості від 2 м/с до 3 м/с за тих же параметрів – у 3 рази.

3. Для дослідження динаміки зернової суміші та процесу сепарації розроблено методику визначення її основних фізико-механічних характеристик. Встановлено:

- власна частота коливань сипкого матеріалу, а відтак, процес сепарації залежить від амплітуди його коливань, до того ж, для сипких матеріалів із параметром нелінійності пружних характеристик $-1 < \nu_1 < 0$ більшим значенням амплітуди коливань зернового матеріалу вздовж сита відповідає менше значення власної частоти коливань;

- збільшення відносної швидкості (до 1 м/с) сипких матеріалів вздовж сита спричиняє зменшення власної частоти коливань (до 4%);

- амплітуда переходу через резонанс сипких матеріалів приймає більші значення для повільнішого переходу через резонанс.

4. Розроблені конструкції трубчастих ланцюгових конвеєрів та стендове обладнання з використанням перетворювача частоти Altivar 71 і програмного забезпечення PowerSuite v.2.5.0 дозволили провести комплекс експериментальних досліджень із визначенням продуктивності Q та крутного моменту T від основних факторів: коефіцієнта заповнення K_3 , внутрішнього

діаметра труби D , лінійної швидкості транспортування V та кроку робочого органа t_1 , тобто, $Q=f(D, K_3, V)$, $T=fl(D, K_3, t_1)$.

5. На основі комплексу експериментальних досліджень отримано регресійні залежності для визначення ефективного просівання, продуктивності та крутного моменту при транспортуванні трубчастим скребковим конвеєром по криволінійних трасах для матеріалів горох та пшениця. Встановлено, що:

- для ефективного просівання раціональні значення параметрів лежать в межах: швидкість подачі матеріалу – 0,34...0,86 м/с; кут нахилу сита – 10...20°; -
- енергоємність в процесі сепарації зернової маси залежить від вказаних вище параметрів та питомого навантаження q_{num} і за раціональних їх значень $V=0,6$ м/с; $\alpha=10-20^\circ$, $q_{num}=0,9-4,7$ кг/год $\times$ см² становить 0,42–1,7 кВт.

6. На основі проведеного багатофакторного експерименту побудовано поверхні відгуку та визначено максимальну продуктивність при транспортуванні сумішей сипких матеріалів трубчастим скребковим конвеєром (пшениця, горох) при вологості матеріалу, яка складала $W=10\ldots 18\%$. Для гороху продуктивність становила в межах $Q=2100\ldots 5600$ кг/год, що на 20-25% більше, ніж для пшениці.

7. На основі проведених досліджень встановлено, що трубчасті скребкові конвеєри, в порівнянні з іншими конвеєрами забезпечують зменшення коефіцієнту травмування зерна у 1,5...2 рази, при цьому на процес травмування найбільше впливає перевищення швидкості руху конвеєра.

8. Встановлено, що використання сепаруючого бункера дозволяє до відсіювати 70-90% домішок, що запобігає засмічуванню трубопровода дрібнодисперсними відходами на криволінійних траєкторіях та понижує на 10-20% енергоємність процесу транспортування.

9. Проведене техніко-економічне обґрунтування нових конструкцій скребкових конвеєрів на основі їх порівняльної оцінки з типовими представниками машин, які здійснюють однотипні операції та розроблено методику їх інженерного проектування. Технічна новизна розроблених конструкцій захищена патентами України на корисні моделі і частково результати досліджень були впроваджені в СОК “УВИСЛА ПЛЮС” (використання трубчастого ланцюгового конвеєра) та ТОВ НВП «Агрант», м. Житомир (трубчастий ланцюговий транспортер). Економічний ефект від використання трубчастого ланцюгового конвеєра становить 15170 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТАРАТУРИ

1. Абрамовиц М. Справочник по специальным функциям с формулами, графиками и математическими таблицами / М. Абрамовиц, И. Стиган; пер. с англ. под ред. В. А. Диткина и Л. Н. Кармазиной. – М.: Наука, 1979. – 830 с.
2. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.
3. Айзерман М.А. Классическая механика / М.А. Айзерман. – М.: Наука, 1980 с.
4. Анпилогов В. А. Исследование динамики частиц при объемной вибрационной обработке / В. А. Анпилогов // Вопросы совершенствования технологических процессов машиностроения. – Ижевск. – 1971. – с. 24 – 31.
5. Анпилогов В. А. Некоторые исследования кинематики и динамики рабочей массы при объемной вибрационной обработке / В. А. Анпилогов // Вопросы совершенствования технологических процессов машиностроения. – Ижевск. – 1971. – с. 15 – 23.
6. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков // –М.: Наука.–1965. – 560 с.
7. Бабичев А. П. Исследование технологических основ процессов обработки деталей в колеблющейся среде (вибрационной обработки) с использованием низкочастотных вибраций / А. П. Бабичев // Автореф.дис. д – ра. техн. наук Тула. – 1975. – 62 с.
8. Бабичев А. П. Нестационарные задачи распространения волн и взаимодействия твердых тел с деформируемыми средами / А. П. Бабичев // Ташкент, Фан. – 1986. – 204 с.
9. Бабичев А. П. Проблемы вибрационной технологии / А. П. Бабичев // Винница Всеукраинский научн. техн. журнал Вибрации в технике и технологиях. – 1994. – №1. – с. 1 – 3.
10. Берг Б. А. Движение материальной точки по колеблющейся наклонной плоскости с трением / Б. А. Берг/ М. – Л. Сб. Теория, конструкция и

производство с – х. машин. Т. 1. – 1935. – 255с.

11. Бурлака О.А. Результати експериментальних досліджень якості відцентрового розвантаження скребкового елеватора зернозбирального комбайна/ О.А. Бурлака // Збірник наукових праць національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”. - Т.IX.- К.: НАУ. - 2000. - С.339-343.

12.Беркман М.Б. Подвесные канатные дороги. [Текст] / М.Б. Беркман, Г.Н. Бовский, Г.Г. Куйбида// –М.: Машиностроение, 1984.–264с.

13.Боголюбов Н. Н. Одночастотные свободные колебания в нелинейных системах со многими степенями свободы / Н. Н. Боголюбов // Сб. трудов ин-та строительной механики АН УССР–1949.–№10.–с. 9–21.

14.Боголюбов Н. Н., Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. / Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А.//М.: Наука.–1974.– 504 с.

15.Биховский И. И. Основы теории вибрационной техники. / И. И. Биховский // Москва Машиностроение. – 1969. –452с.

16.Возний А. М. Застосування Атеб – функцій для побудови розв’язку одного класу істотно нелінійних диференціальних рівнянь/ А. М. Возний // Доп. АН УРСР. Сер. А. – 1970 . – №9. – с. 971–974.

17.Волков Р. А., и др. Конвейеры: Справочник./ Под общ. ред. Ю.А. Пертена. Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние, 1984. 367 с.

18.Волосов В. М. Метод осреднения в теории нелинейных колебательных систем / Волосов Владимир Маркович, Моргунов Борис Иванович. – М.: МГУ, 1971. – 507 с.

19. Василенко П. М. Механизация и автоматизация процессов приготовления и дозирования кормов / П. М. Василенко, И. И. Василенко. – М. : Агропромиздат, 1985. – 224 с.

20. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П. М. Василенко. – К. : Изд. УСХА, 1960. – 216 с.

21.Гевко Б. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных

машин / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатынский. – Львов : Вища школа, 1989. – 176 с.

22.Гевко Б.М. Математичні моделі динамічного процесу горизонтальних та вертикальної віток каната трубчастого скребкового конвеєра [Текст] / Б.М. Гевко, О.Л. Ляшук // Міжвідомчий тематичний науковий збірник «Механізація і електрифікація сільського господарства». – 2013. – Вип.98. – С.501–509.

23.Гевко І. Б. Організація виробництва: теорія і практика: підручник / І. Б. Гевко, А. О. Оксентюк, М. П. Галушак. – К. : Кондор, 2008. – 178 с.

24.Гевко І. Б. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: підручник / І. Б. Гевко, Б. М. Гевко. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2010. – 199 с.

25.Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05. 02.02 «Машинознавство» / І. Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.

26.45.Гевко І. Б. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром / І. Б. Гевко, А. О. Вітровий, О. Я. Гурик // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2001. – Вип. 8. – С. 72–82.

27. Гевко Р. Теоретические исследования движения сыпучего материала с возможностью частичного перемешивания на вертикальном участке трубчатого конвейера / Р. Гевко, А. Токарчук // Polish Academy of Sciences University of Engineering and Economics in Rzeszow, – MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2013. Vol.15. № 4. 270-277.

28.Гениев Г. А. Динамика пластической и сыпучей сред / Гениев Г. А., Эстрин М. И // М.: Литература по строительству.–1972.–216 с. Гениев Г. А. Вопросы динамики сыпучей среды / Г. А. Гениев // ЦНИИ строит. констр. им. В. А. Кучеренко. М.: Госстройиздат.–1958.–вип. 2.–122 с.

29.Герук С.М. Вплив геометричних, кінематичних та фізико-механічних параметрів на власні коливання робочого органу скребкового конвеєра / С.М. Герук, А.П. Довбиш О.Л. Ляшук // IV Міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 25-26 листопада 2015 р.: тези допов. – Тернопіль : ТНТУ, 2015. – С. 169-171.

30.6. Герук С.М. Вплив збурень коливань вібросепаратора на динаміку зернової суміші / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». - Кіровоград, 2016. - Вип. 46. — С. 124-132.

31.Герук С.М. Динамічні навантаження у привідному ланцюзі конвеєра під час резонансних коливань / С.М Герук, А.П. Довбиш // IV Всеукраїнська науково-практична конференція «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь», 28-29 березня 2018р.: тези допов. – Житомир : ЖАТК, 2018. – С. 284-285.

32.Герук С.М. До питання про визначення основних фізико-механічних характеристик зернової суміші / С.М Герук, А.П. Довбиш // IV Всеукраїнська науково-практична конференція «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь», 28-29 березня 2018р. : тези допов. – Житомир: ЖАТК, 2018. – С. 282-284.

33.Герук С.М. Дослідження динамічних навантажень у привідному ланцюзі конвеєра / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Матеріали ХІХ наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя, 18-19 травня 2016 р.: тези допов. – Тернопіль: ТНТУ, 2015. – С. 40.

34.Герук С.М. Математична модель динаміки зернової суміші підчас її сепарації в трубчастому скребковому ланцюговому конвеєрі / С.М. Герук, А.П. Довбиш / Вісник Сумського національного аграрного університету «Серія механізація та автоматизація виробничих процесів». – Суми, 2016. – Випуск 10/2 (30). – С. 78-85.

- 35.Герук С.М. Особливості конструкцій трубчастих конвеєрів / С.М. Герук, А.П. Довбиш // Збірник наукових статей. «Сільськогосподарські машини». - Луцьк, 2014. - Вип. 29-30 — С. 15-20.
- 36.Горошко О. А. Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины. [Текст]. / О. А. Горошко, Г.Н. Савин – Киев: Наукова думка. 1971.– 224с.
- 37.Горошко О. О. Вимушені коливання гнучкого трубопроводу з потоком рідини та нульовим початковим натягом при силовому збудженні/ Горошко О. О., Кикоть С.В.// Вісник Київського ун.-ту. Серія: фіз.- мат. науки.- 2012.- № 3.- С.67-70
- 38.Гортинский В. В. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях. / В. В. Гортинський // Москва Колос – 1973. – 295 с.
- 39.Готовцев А.А. Проектирование цепных передач. Справочник / А. А. Готовцев А.А., И. П. Котенок // – М.: Машиностроение, 1982. – 326 с.
40. Груздев И. Э. Теория шнековых устройств / И. Э. Груздев, В. Г. Мирзоев, В. И. Янков. – Л. : Машиностроение, 1987. – 164 с.
- 41.Глущенко И. П. Основы проектирование цепных передач с втулочно-роликовыми цепями / И. П. Глущенко. – Львов: Львовский государственный университет, 1964 – 226с.
- 42.Глущенко И.П. Цепные передачи / И.П Глущенко., А.А Петрик. – Киев: Техника, 1973. – 104с.
- 43.Глущенко І.П. Про розмірність кроків ланок роликів ланцюгів з прямими пластинами // Глущенко І.П. Роликові ланцюгові передачі. – Львів: ЛДУ, 1966. – №12. – с.4-9.
44. Григор'єв А. М. Комплексна механізація і автоматизація вантажорозвантажувальних і транспортних робіт в машинобудуванні і приладобудуванні / А. М. Григор'єв, П. А. Преображенський. – К. : Наукова думка, 1967. – 116 с.
45. Евневич А.В. Грузоподъёмные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов. - М.: Машиностроение, 1968. - 350 с.

46. Евневич А.В. Грузоподъемные и транспортирующие машины. – М.: Транспорт, 1975.–312с.
- 47.Дослідження коливань скребкових канатних робочих органів конвеєрів для транспортування насипних вантажів / С.М. Герук, О.Л. Ляшук, О.П. Скиба, А.П. Довбиш // «Перспективні технології та прилади»: збірник наукових праць. – Луцьк, 2015. – Вип. №7. – С. 17-22.
- 48.Дослідження резонансних коливань трубчастих скребкових конвеєрів двовимірних елементів / С.М. Герук, А.П. Довбиш, О.Л. Ляшук, В.З. Гудь // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Технічні системи і технології тваринництва” – Харків, 2017. - Випуск 181. — С. 294-305.
49. Дослідження трубчастого скребкового конвеєра з просторовою трасою трасою / І.Т. Ярема, Т.Б. Пиндус, А.П. Довбиш, М.Д. Радик // Міжвузівський збірник “Наукові нотатки”. - Луцьк, 2018. - Випуск 61. - С. 243-249.
- 50.Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія і практикум з програмним забезпеченням / Душинський В. В. – К. : НТУУ “КПІ”, 1998. – 408 с.
- 51.Заика П. М. Вибрационное перемещение твердых и сыпучих тел / П. М. Заика // К.: УСХА. – 1998 . – 625 с.
52. Зажигает Л. С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л. С. Зажигает, А. А. Кишьян, Ю. И. Романиков. – М. : Атомиздат, 1978. – 258 с.
- 53.Зенков Р. Л. и др. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности “Подъемно-транспортные машины и оборудование”/Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н.Колобов, - 2 – е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.
- 54.Зенков Р. Л. Бункерные устройства / Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1972. – 182 с.

- 55.Зубченко І.І. Кінематика і динаміка ланцюгових передач. // Зубченко І.І., Дубиняк С.Г., Рибак В.Е. – Львів: Вид-во Львівського університету, 1972 – 122с.
- 56.Зуев Ф.Г. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатывающих предприятий./ Ф.Г.Зуев, Н.А.Лотков, А.И Полухин// - М.: Колос, 1978. - 264 с.
- 57.Иванов А.И. Машины для комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ с зерном./ А.И Иванов., А.Я.Лейкин, Э.С. Хувес и др.// - М.: Колос, 1964. - 244 с.
- 58.Ивашков И. И. Геометрический расчет и построение открытошарнирной цепи с прямыми пластинами / И. И. Ивашков. Цепные передачи и приводы: Краснодар: Кубанский государственный университет, 1979. – с.68-72.
- 59.Израйлевич М Л. Зарубежные конструкции конвейеров с погружёнными скребками и вибрационных. / М Л. Израйлевич - М.: НИИинформтяжмаш, 1974. - 30 с.
- 60.Израйлевич М.Л. Конвейеры с погружёнными скребками./ М Л. Израйлевич, Б.Я. Гиндин// - М.: Машиностроение, 1970. - 144 с.
- 61.Іванченко Ф. К. Піднімально-транспортні машини [Текст] / Ф.К. Іванченко - К.: Вища школа, 1993, – 414 с.
- 62.Коул Дж. Методы возмущений в прикладной математике / Коул Дж. - М.: Мир,- 1972.- 272 с.
63. Конвейеры: Справочник / [Волков Р. А., Гнутов А. Н., Дьячков В. К. и др.]; под общ. ред. Ю. А. Пертена. – Л. : Машиностроение, 1984. – 367 с.
64. Красников В. В. Подъёмно-транспортные машины / В. В. Красников. – М. : Агропромиздат, 1987. – 272 с.
65. Казачковський Н. Н. Програма PowerSuite для настройки преобразователей частоты и устройств плавного пуска (версия 2.3.0): методичні вказівки [для слухачів курсів підвищення кваліфікації та студентів спеціальності 7.092203 «Електромеханічні системи автоматизації та

електропривід»] / Н. Н. Казачковський, Д. В. Якупов. – Дніпропетровськ : НГУ, 2006. – 45 с.

66.Лавендел Э. Э. Метод определения скорости перемещения материальной точки по наклонной плоскости совершающей трехкомпонентное движение / Э. Э. Лавендел, О. К. Биргелис, А. П. Субач // Тез. докл. (Всесоюзн. научн. конф. Львов. 10 – 12 окт. 1973 г). – Львов. – 1973. – с. 151 – 152.

67.Лавендел Э. Э. Система гипотез в технических расчетах по вибрационному перемещению / Э. Э. Лавендел // Рига. Зинатне. – 1971. – вип. 21. – с. 5 – 10.

68.Лавендел Э.Э. Синтез оптимальных вибромашин. / Э. Э. Лавендел // Рига Зинатне – 1970. – 250 с.

69.Левенгарц В. Л. Исследование динамики и совершенствование устройств для вибрационной обработки деталей / В. Л. Левенгарц // Автореф. дис... канд. техн. наук. Каунас. – 1981. – 28 с.

70.Луців І. Вплив орієнтації згортних втулок на міцність пресових з'єднань втулка-пластина приводних роликів і втулкових ланцюгів / І. Луців, П. Кривий, П. Кривінський // Вісник ТДТУ. – 2009. – Том 14. – №2. – С. 50-56.

71.Ловейкин В. С. Динамическая оптимизация подъемных машин / В. С. Ловейкин, А. П. Нестеров – Луганськ : Вид-во СНУ, 2002. – 387 с.

72. Ловейкін В. С. Оптимізація усталеного руху механізмів з нелінійною функцією положення ланок / В. С. Ловейкін // Праці І Міжнародної науково-технічної конференції «DSR AM – І». – Тернопіль, 2004. – С. 158–162.

73. Ловейкін В. С. Оптимальний динамічний синтез перехідних режимів руху механізмів і машин / В. С. Ловейкін // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – 2004. – Вип. 21. – С. 9–19.222

74. Ловейкін В. С. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Підйомно-транспортна техніка. – К., 2004. – № 2. – С. 8–15.

75.Ляшук О.Л. Основні ідеї методу Ван-Дер-Поля для коливань позовжньо-рухомих привідних канатів транспортерів [Текст] / О.Л. Ляшук,

Р.З. Золотий // Науковий вісник Херсонського державного морського інституту. – 2013. – №2(9). – С.197–205.

76. Ляшук О.Л. Науково-прикладні основи створення транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарських машин :. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.11 « машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.Л. Ляшук. – Тернопіль, 2015. – 451 с.

77.Малежик І. Ф. Процеси і апарати харчової і переробної промисловості / І. Ф. Малежик // Київ НУХТ. – 2006. – 280 с.

78.Малиновский В. А. Стальные канаты. ч.1;2.– Одесса: 2001.–188с.; 2002.–180с.

79.Малиновский В. Стальные канаты, Одесса, Астропринт, 2001.-183с.

80.Малкин Д. Д. Теория и конструирование объемных вибро – обрабатывающих устройств. / Д. Д. Малкин // Вибрационная техника в машиностроении. – Л. –1969. – ст. 158-161.

81.Малкин И. Г. Некоторые задачи теории нелинейных колебаний / И. Г. Малкин // М. Машиностроение. – 1956. – 458 с.

82.Мартинців М. П. Аналіз роботи рекреаційних канатних установок, як підвісних конвеєрів. [Текст] / М.П. Мартинців, О.М. Удовицький, Б.В. Сологуб // Науковий вісник. Збірник науково-технічних праць. Вип.19.7.– Львів НЛТУ України, 2009.– С.90-97.

83.Митропольский Ю. А. Асимптотические решения уравнений в частных производных / Митропольский Ю. А., Моисеенков Б. И// К. – Вища школа. – 1976 г. – 216 с.

84.Митропольский Ю. А. Асимптотические решения уравнений в частных производных / Митропольский Ю. А., Мосеенков Б. И. - К: Вища школа.- 1976.- 592 с.

85.Митропольский Ю. А. К вопросу об асимптотических приближениях для медленных волновых процессов в нелинейных диспергирующих средах/

Митропольский Ю. А., Лимарченко О.С. // Укр. мат. журн.- 1998.- 59, №3.- С. 357 – 371.

86.Митропольский Ю. А. О построении асимптотического решения возмущенного уравнения Брезертона // Укр. мат. журн.- 1998.- 59, №1.- С. 58 - 71.

87.Митропольский Ю.А. Метод усреднения в нелинейной механике/ Митропольский Ю. А. -К.:Наукова думка,1972.440 с.

88.Митропольский Ю.А. О построении асимптотического решения возмущенного уравнения Клейна-Гордона //Укр. мат. журн.-1995.-47, №9.- С.1209-1216.

89.Митропольський Ю. О.Про застосування Атеb-функцій для побудови асимптотичного розв'язку збуреного нелінійного рівняння Клейна –Гордона/ Митропольський Ю. О., Сокіл Б.І. // Укр. мат. журн.- 1998.- 50, №5.- С.665-670

90.Моисеев Н. Н. Асимптотические методы нелинейной механики: [учебн. пособие для ун-тов и физ.-техн. вузов] / Моисеев Никита Николаевич – М.: Наука, 1969. – 379 с.

91.Моут М. Теоретические и экспериментальные исследования вибраций ленточных пил / Моут М., Нэгюльсуорен Л. // Труды Американского общества инженеров-механиков. Конструирование и технология машиностроения. – М.: Мир, 1966. – 88, № 2. – С. 27–32.

92.Мышкис А. Д. Периодические колебания в нелинейных одномерных сплошных средах / Мышкис А. Д., Филимонов А. М. // В кн.: IX Междунар. конф. по нелинейным колебаниям. Ч. 1. – К.: Наукова думка, 1984. – С. 274–276.

93.Найфэ А. Х. Методы возмущений / Найфэ А. Х. //: [пер. с англ. А. А. Мелиняна и А. А. Миронова. Под ред. Ф. Л. Черноуського].–М.: Мир – 1986 –301с.

94.Новожилов А. И. Динамика вибрационных машин / А. И. Новожилов // Москва. Космос – 1968. – 70 с.

95. Новые конструкции тяговых пластинчатых цепей [Текст] / П.Д. Кривый, О.Л. Ляшук, А.Л. Бондаренко, П.П. Кривинский // Международный инженерный журнал «Приводы и компоненты машин». – 2013. – Вып.4. – С.2–5.

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

97. Омельченко А. А. Довідник по механізації тваринницьких і пташиних ферм і комплексів / А. А. Омельченко, Б. Д. Ткач. – К. : Урожай, 1982. – 271 с.

98. Огурцов, В.А. Моделирование движения частицы по продольно колеблющейся поверхности грохота / В.А. Огурцов, С.В. Федосов, В.Е. Мизонов // Москва, Промышленное и гражданское строительство. – 2009. - №2. – С.23-24.

99. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний /Я. Г. Пановко // М.: Машиностроение. – 1967. – 336 с.

100. Пат. 108423 Україна, МПК В65G 25/00(2016.01). Гнучкий трубчастий сепаратор / Герук С.М., Ляшук О.Л., Довбиш А.П., Клендій В.М., Данилюк О.А.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Ляшук О.Л., Довбиш А.П., Клендій В.М., Данилюк О.А. – № u201601512; заявл. 18.02.16; опубл. 11.07.16, Бюл. №13. (Частка всіх авторів однакова).

101. Пат. 109817 Україна, МПК В65G 19/00, В65G 33/00 (2016.01). Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем / Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.–№ u201602117; заявл. 04.03.16; опубл. 12.09.16, Бюл. №17. (Частка всіх авторів однакова).

102. Пат. 112544 Україна, МПК В65G 19/00, В65G 35/00, В65G 35/02 Спарений робочий орган канатного конвеєра / Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук О.Л.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Довбиш А.П., Ляшук

О.Л.; – № u201602119; заявл. 04.03.16; опубл. 12.09.16, Бюл. №17. (Частка всіх авторів однакова).

103. Пат. 112544 Україна, МПК В65G 25/00(2006.01). Канатна установка для видобування сапропелів / Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П.; заявники і патентотримувачі Гевко Б.М., Дячун А.Є., Мельничук С.Л., Клендій В.М., Довбиш А.П. – № u201605417; заявл. 19.05.16; опубл. 26.12.16, Бюл. №24. (Частка всіх авторів однакова).

104. Пат. 124844 Україна, МПК В65G 33/08, (2006.01). Трубчастий ланцюговий транспортер / Герук С.М., Ляшук О.Л., Клендій В.М., Левкович М.Г., Довбиш А.П. Пиндус Т.Б.; заявники і патентотримувачі Герук С.М., Ляшук О.Л., Клендій В.М., Левкович М.Г., Довбиш А.П. Пиндус Т.Б. – № u201710828; заявл. 06.11.17; опубл. 25.04.18, Бюл. №8.

105. Пат. №52568 Україна, МПК (2006) В65G 33/00. Гнучкий ланцюговий конвеєр / Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Стефанів В.М., Диня В.І., Олексишин О.В., Дячун А.Є., Гевко І.Б. – u201004000; Заявл. 06.04.2010; Опубл. 25.08.2010. Бюл. № 16. - 4 с.

106. Пат. №54102 Україна, МПК В65G 33/00. Гнучкий канатний конвеєр [Текст] / заявники: Ляшук О.Л., Гевко Б.М., Стефанів В.М., Олексишин О.В., Комар Р.В., Гевко І.Б., Дячун А.Є.; патентовласник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u201005330; заявл 30.04.2010; опубл. 25.10.2010, Бюл. №20.

107. Пат. №85233 Україна, МПК (2013.01): В65G 35/00. Бочкоподібний робочий орган трубчастого канатного конвеєра [Текст] / Ляшук О.Л.; Комар Р.В., Олексишин О.В., Лотоцький Р.І.; заявники і власники патенту Ляшук О.Л., Комар Р.В., Олексишин О.В., Лотоцький Р.І. – № u201306971; заявл. 03.06.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. №21.

108. Пат. №77644 Україна, МПК (2013.01): В65G 33/00. Тяговий пластинчастий безвтулковий ланцюг підвищеної несучої здатності [Текст] / Кривий П.Д., Ляшук О.Л.; заявники і власники патенту Кривий П.Д., Ляшук О.Л. – № u201208645; заявл. 12.07.2012; опубл. 25.02.2013, Бюл. №4.

109. Пат. №81033 Україна, МПК (2013.01): B65G 33/00. Пластинчастий тяговий безвтулковий ланцюг [Текст] / Кривий П.Д., Кривінський П.П., Бондаренко О.Л., Ляшук О.Л., Диня В.І., Олексишин О.В.; заявники і власники патенту Тернопільський національний університет імені Івана Пулюя. – № u201208264; заявл. 06.07.2012; опубл. 25.06.2013, Бюл. №12.

110. Пат. №86469 Україна, МПК (2013.01): B65G 33/00. Пластинчастий відкритошарнірний ланцюг [Текст] / Бондаренко О.Л., Кривий П.Д., Кривінський П.П., Ляшук О.Л., Кашуба Н.П.; заявники і власники патенту Бондаренко О.Л., Кривий П.Д., Кривінський П.П., Ляшук О.Л., Кашуба Н.П. – № u201310115; заявл. 15.08.2013; опубл. 25.012.2013, Бюл. №24.

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

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

113. Повідайло В. А. Вібраційні процеси та обладнання / В. А. Повідайло // Львів. – 2004. – 248 с.

114. Пертен Ю.А. Теоретические основы конвейеров с тяговыми элементами./ Ю.А.Пертен, В.К.Мисаилов, Л.И.Янтовский – Л: Изд-во ЛГУ, 1981,- 276с

115. Раскин Х. И. Применение методов физической кинетики к задачам . вибрационного воздействия на сыпучие среды / Раскин Х. И. // Докл. АН СССР. – 1975. – т. 220 №1. – с. 54 – 57.

116. Ребот Д. П. Динаміка сипкого середовища при вібросепарації / Д. П. Ребот // ПНТУ Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – 2009. – вип. 3(25). – с. 188 – 192.

117. Ревенко І.І. Машини та обладнання для тваринництва / І.І. Ревенко,

М.В.Брагінець, О.О.Заболотько та інш.; - К.:Кондор, 2011. - 396с.

118. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. Рогатинський, І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С.197–210.

119. Ромакин Н.Е. Машины непрерывного транспорта : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н.Е. Ромакин. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432 с.

120. Сенік П. М. О табулировании периодической $Ateb$ – функции / П.М. Сенік, А.М. Возний // Докл. АН УССР. Сер. А. –1969. –№12. –с. 1089–1092.

121. Сенік П. М. Обернення неповної $Beta$ – функції / П. М. Сенік // Український математичний журнал. –1969. –№3. –с.325–333.

122. Сенік П. М. Про $Ateb$ – функції / П. М. Сенік // Доп АН УРСР, сер. А. – 1968. –№1. – с. 23–27.

123. Синтез конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / О.Л. Ляшук, О.С. Голотенко, В.М. Клендій, А.П. Довбиш // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Кіровоград, 2017. - Вип. 47. – С. 167-177.

124. Сокил Б.И. Построение одночастотных решений некоторых краевых задач для неавтономного волнового уравнения / Б. И. Сокил // Укр. мат. журн. – 1994 . – 46, № 9. – С. 1275–1279.

125. Сокіл Б. І. Застосування асимптотичного методу для неоднорідних крайових задач, які описують нелінійні коливання систем, що характеризуються поздовжнім рухом / Сокіл Б. І., Ліщинська Х. І. // Вісник НУ «Львівська політехніка» «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – Львів, 2008. № 614. – С. 120-124.

126. Сокіл Б. І. Про один спосіб побудови одночастотних розв'язків для нелінійного хвильового рівняння / Б. І. Сокіл // Укр. мат. журнал. – 1994. – №6. – с.782 – 785.

127. Сокіл М.Б. Згинні коливання гнучких елементів систем приводів і структура розв'язку їх математичних моделей / Сокіл М.Б. // Вісник НЛТУ України". – 2012. – Вип. 22.1. – С. 144-147.

128. Спиваковский А. О. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства./ А.О. Спиваковский, И.Ф. Гончаревич – М. Машиностроение. – 962. – 304 с.

129. Спиваковский А.О., Транспортирующие машины: / А.О.Спиваковский, В.К. Дьячков / Учеб. пособие для машиностроительных вузов. – 3-е изд. , перераб. – М. : Машиностроение, 1983. – 487 с.

130. Стоцько З. А. Вплив конструкційних і кінематичних параметрів вібротомашин на підвищення інтенсивності об'ємної обробки / Стоцько З. А., Сокіл Б. І., Топільницький В. Г. // Всеукраїнський науково – технічний журнал Вібратії в техніці та технологіях. – №4(25). – 2002. – с. 46 – 52.

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

132. Стоцько З. А. Вплив оброблюваних деталей на динаміку завантаження контейнера вібротомашини / Стоцько З. А., Сокіл Б. І., Топільницький В. Г., Пилипишин М. В. // Укр. зб. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2003.–Вип 37.–ст.39– 43.

133. Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання/ О.Л. Ляшук, Р.Б. Гевко, В.О. Дзюра, О.М. Кирик, А.П. Довбиш – Тернопіль: ТНТУ, 2019. – 167 с.

134. Стоцько З. А. Динаміка робочого середовища вібраційних машин об'ємного оброблення / Стоцько З. А., Сокіл Б. І., Топільницький В. Г // Укр. міжвідомчий науково – технічний збірник Автоматизація технологічних процесів і виробництв в машинобудуванні і приладобудуванні. – 2000. - №35. – с. 26 – 32.

135. Стоцько З. А. Динаміка сипкого середовища у вібраційному сепараторі / З. А. Стоцько, Б. І. Сокіл, Д. П. Котлярова, В. Г. Топільницький // Вісник НУ "Львівська політехніка" Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – 2008. – №614. – с. 125 – 130.

136. Стоцько З. А. Дослідження впливу технологічних і фізико – механічних параметрів сипкого середовища при його сепарації / З. А. Стоцько, Б. І. Сокіл, В. Г. Топільницький, Д. П. Котлярова // НЛТУУ. Науковий вісник 17.7 – 2007. – с. 158 – 163.

137. Субач А. П. Вынужденные колебания виброударной системы при неупругом соударении масс / А. П. Субач // Вопр. динам. и прочности. Рига: Зинатне. – 1969. – вип. 18. – с. 67 – 78.

138. Субач А. П. Динамика процессов и машин объемной вибрационной и центробежной обработки насыпных деталей – Рига Знание. – 1991. – 400 с.

139. Токарчук О.А. Обґрунтування параметрів скребкових робочих органів транспортерів-змішувачів концентрованих кормів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «машини і засоби сільськогосподарського виробництва» / О.А. Токарчук– Вінниця, 2014. – 21 с.

140. Тихонов А.Н. Уравнения математической физики / Тихонов А. Н., Самарский А. А. – М.: Наука, 1972. – 735 с.

141. Тресков. Г. Д. Движение материала на транспортере с гармоническими продольными колебаниями /Г. Д. Тресков // Свердловск., Весник инженеров и техников. – 1940. – с. 13 – 21.

142. Харченко Є.В. Вимушені коливання рухомих середовищ і асимптотичний метод у їх дослідженні / Є.В. Харченко, М.Б. Сокіл // Збірник науково-технічних праць "Науковий вісник НЛТУ України". – Львів: УкрДЛТУ – 2006. – Вип. 16.1. – С. 134-139.

143. Энтин Г. Я. Распределение усилий в гибких растяжимых нитях, охватывающих абсолютно жесткие шкивы. Функциональный привод гибкого тягового органа. [Текст] / Г.Я. Энтин –М.: Машгиз, 1963.– 86с.

144. Chen L. Q. Analysis and control of transverse vibrations of axially moving strings / L. Q. Chen // *Appl. Mech. Rev.* – 2005.– Volume 58.2. – P. 91–116.
145. Chen, L. Q. Transverse vibrations of an axially accelerating viscoelastic string with geometric nonlinearity’/ Chen, L. Q., Zu, J. W., Wu, J. // *Journal of Engineering Mathematics* 48,2004.-p. 171–182.
146. Dolipski, M.,Remiorz, E.,Sobota, P Determination of dynamic loads of sprocket drum teeth and seats by means of a mathematical model of the longwall conveyor *Archives of Mining Sciences*Volume 57, Issue 4, December 2012, Pages 1101-1119
147. Dynamics of flexible elements of drive systems with variable contact point to the pulleys / M.B. Sokil, O.L. Lyashuk, A.P Dovbush // *INMATEH «Agricultural Engineering»*. – Bucharest, 2016. – Vol. 48, no. 1 / 2016. - P. 119-124.
148. Interpretation of the choice of conveyers with improved technological characteristics / I. Gevko, O. Lyashuk, A. Djachun, A. Dovbush // *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. - Lublin–Rzeszow, 2015. – Vol. 17, no. 4 / 2015. - P. 107-116.
149. Oleg Lyashuk, Andriy Dyachun, Roman Zolotuy, Olexandr Oleksyshyn, Yroslav Zamora, Zdenko Tkáč. – Results of experimental research of granular materials transportation by tubular scraper conveyors. In *acta technologica agriculturae*. – 2013. – no. 4. – PP.101-105. Nitra. Slovak Republic. ISBN 1335-2555.
150. Petro Kryvyi, Oleg Lyashuk, Petro Kryvins’kyi and Maroš Korenko. – Influence of dimensional parameters stochastics of hauling laminated bushless chain elements of improved construction on its bearing capacity. In *acta technologica agriculturae*. – 2014. – no. 3. – PP.61–65.
151. Kleinfild H. Maschinen und Einrichtungen zum Vibrationsgleichtschleifen / H. Klienfield, R. Schuster // *Fertigungstechn u Betrieb*. – 1966. - №9. – s. 552 – 555.

152. Krzysztof Cenacewicz, Andrzej Katunin Modeling and simulation of longwall scraper conveyor considering operational faults *Studia Geotechnica et Mechanica*, Vol. 38, No. 2, 2016.

153. Lalanne C. Mechanical Vibration and shock sinusoidal vibration / Christian Lalanne // John Wiley & Sons. eBook : Document. – 2010. – 464 p.

154. L'application des methodes de la mecanique non-lineaire a la theorie des perturbations des systemes canoniques / N. N. Bogolyubov, N. M. Krylov. // Kiev: Acad. Sci. d'Ukraine, 1934. – 57 p.

155. Pliss Anakhin A. D. Procedures for the desing of vibratory separating equipment / V. D. and A. D. Pliss Anakhin // *The Shock & Vibration Digest*, 33. – no. 3. – 2001. – p. 43 – 56.

156. Richard E. R. The application of a vibratory motion to concentrating tables and strakes / Rudolf Eric Richard// Thesis (M.Sc.)--University of the Witwatersrand, Typescript (carbon copy). – 1945. – 28 p.

157. S. Ponomareva. W.T. On applying the Laplace transform method to an equation describing an axially moving string/ S. Ponomareva. W.T., van Horsen // *Proc. Appl. Math. Mech.*-2004 № 4.- p.107–108.

158. Scherer L. Linear response theory and dynamics of non – linear fluctuations / Leopoldo Garcia – Colin Scherer // Mexico : TS. – 1974. – 86 p.

159. Wan der Pol. A Teory of the Amplitude of Free and Forced Triode Vibrations // *Radio Review*. –1920. – № 1.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

А. Періодичні та гіперболічні Ateb-функції

Теорія спеціальних періодичних Ateb-функцій [123] будується, виходячи із властивостей неповної Beta-функції [122]

$$B_y(p, q) = \int_0^y t^{p-1} (1-t)^{q-1} dt, \quad 0 \leq y \leq 1, \quad (\text{A.1})$$

де p і q - дійсні числа.

При $y = 1$ (A.1) перетворюється в інтеграл Ейлера першого роду

$$B(p, q) = \int_0^1 t^{p-1} (1-t)^{q-1} dt. \quad (\text{A.2})$$

Вираз вигляду

$$w = \frac{1}{2} \int_0^y t^{-\frac{\nu_2}{\nu_2+1}} (1-t)^{\frac{\nu_1}{\nu_1+1}} dt, \quad (\text{A.3})$$

де ν_1, ν_2 визначаються співвідношеннями

$$\nu_i = \left(2\mu_i^* + 1\right) \left(2\mu_i^{**} + 1\right)^{-1}, \quad \mu_i^*, \mu_i^{**} = 0, 1, 2, \dots, i = 1, 2 \quad (\text{A.4})$$

заміною змінних згідно формули

$$t = v^{\nu_2+1}, \quad (y = v^{\nu_2+1}) \quad (\text{A.5})$$

перетворюється до вигляду

$$\frac{\nu_2 + 1}{2} \int_0^v \left(1 - \bar{v}^{\nu_2+1}\right)^{-\frac{\nu_1}{\nu_1+1}} d\bar{v} = w. \quad (\text{A.6})$$

Із (А.6) випливає, що величина w змінюється на інтервалі

$$0 \leq w \leq \frac{1}{2} \Pi(\nu_1, \nu_2), \quad (\text{A.7})$$

$$\Pi(\nu_1, \nu_2) = \Gamma((\nu_1 + 1)^{-1}) \Gamma((\nu_2 + 1)^{-1}) \Gamma^{-1}((\nu_1 + 1)^{-1} + (\nu_2 + 1)^{-1}). \quad (\text{A.8})$$

Залежність v від w для інтегралу (А.6) є одночасно функцією ν_1 і ν_2 носить назву синус Атеб-функції [123] і позначається

$$v = sa(\nu_2, \nu_1, w). \quad (\text{A.9})$$

Аналогічно, заміною змінних згідно формули

$$t = I - u^{\nu_1 + I}, \quad (y = I - u^{\nu_1 + I}) \quad (\text{A.10})$$

із (А.3) маємо співвідношення

$$\frac{\nu_1 + 1}{2} \int_1^u (1 - \bar{u}^{\nu_1 + 1})^{-\frac{\nu_2}{\nu_2 + 1}} d\bar{u} = w, \quad (\text{A.11})$$

в якому $-I \leq u \leq I$, а w змінюється в межах, визначених формулою (А.7). Залежність u від w для інтегралу (А.11) є також функцією ν_1 і ν_2 носить назву косинус Атеб-функції і позначається $ca(\nu_1, \nu_2, w)$, тобто

$$u = ca(\nu_1, \nu_2, w). \quad (\text{A.12})$$

Зупинимось тільки на деяких властивостях, введених П.М. Сеником, періодичних Атеб-функцій:

а) із визначення синус і косинус Атеб-функцій випливає

$$ca^{\nu_1 + I}(\nu_1, \nu_2, w) + sa^{\nu_2 + I}(\nu_2, \nu_1, w) = I; \quad (\text{A.13})$$

б) функції $sa(\nu_2, \nu_1, w)$ і $ca(\nu_1, \nu_2, w)$ задовольняють умови

$$ca\left(\nu_1, \nu_2, \frac{\Pi}{2}\right) = sa(\nu_2, \nu_1, 0) = 0,$$

$$ca(\nu_2, \nu_1, 0) = sa\left(\nu_1, \nu_2, \frac{\Pi}{2}\right) = 1, \quad (\text{A.14})$$

$$\begin{aligned} ca(\nu_1, \nu_2, \Pi \pm w) &= -ca(\nu_1, \nu_2, w), \\ sa(\nu_2, \nu_1, \Pi \pm w) &= \mp sa(\nu_2, \nu_1, w) \end{aligned} \quad (\text{A.15})$$

$$\begin{aligned} ca(\nu_1, \nu_2, 2\Pi \pm w) &= ca(\nu_1, \nu_2, w), \\ sa(\nu_2, \nu_1, 2\Pi \pm w) &= \pm sa(\nu_2, \nu_1, w), \end{aligned} \quad (\text{A.16})$$

а це означає, що вони 2Π періодичні по w .

Залежність функції Π (півперіоду Ateb-функцій) від параметрів ν_1 і ν_2 зображено рис.А.1.

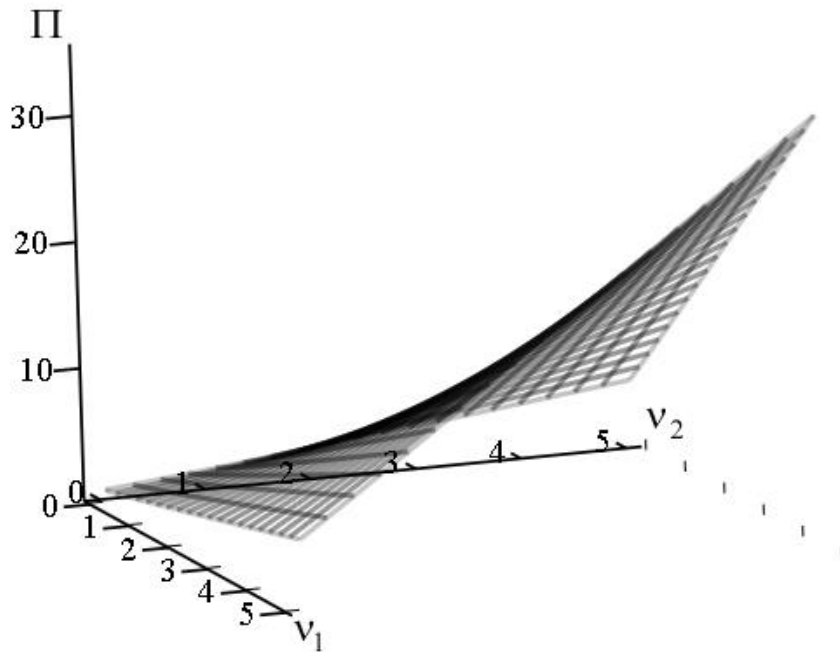


Рис. А .1. Графік залежності півперіоду Ateb-функцій від параметрів ν_1, ν_2 .

Із отриманих залежностей випливає, що із зростанням параметрів ν_1 і ν_2 період Ateb-функцій зростає.

Диференціюванням по w виразів (A.11) і (A.16) відповідно отримаємо

$$\begin{aligned}\frac{d}{dw} sa(v_2, v_1, w) &= \frac{2}{v_2 + 1} ca^{v_1}(v_1, v_2, w), \\ \frac{d}{dw} ca(v_1, v_2, w) &= -\frac{2}{v_1 + 1} sa^{v_2}(v_1, v_2, w),\end{aligned}\tag{A.17}$$

а заміною v на $-v$ у формулі (A.16), а u на $-u$ у формулі (A.11) переконуємось, що функція $ca(v_1, v_2, w)$ є парною по аргументу w і функція $sa(v_2, v_1, w)$ є непарною по аргументу w , тобто

$$ca(v_2, v_1, w) = ca(v_2, v_1, -w),\tag{A.18}$$

$$sa(v_1, v_2, w) = -sa(v_1, v_2, -w).\tag{A.19}$$

Із співвідношень (A.11), (A.16) випливає, що при $v_1 = v_2 = 1$ періодичні Ateb-функції перетворюються у звичайні тригонометричні функції, тобто

$$\begin{aligned}sa(1, 1, w) &= \sin w, \\ ca(1, 1, w) &= \cos w.\end{aligned}\tag{A.20}$$

Таким чином, область визначення вказаних вище періодичних Ateb-функцій вся числова пряма, а область їх зміни - відрізок числової прямої від -1

до $+1$, тобто $-\infty < w < +\infty$, а $-1 \leq \begin{Bmatrix} sa(v_1, v_2, w) \\ ca(v_2, v_1, w) \end{Bmatrix} \leq +1$.

ДОДАТОК Б

Інтегрування періодичних Ateb-функцій.

Для обчислень конкретних виразів, які містять добуток Ateb-функцій із однаковими аргументами слід використовувати “табличні інтеграли”, які випливають із визначення вказаних функцій. Для їх отримання розглянемо співвідношення

$$I_1 = \int_0^{2^{-1}\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw, \quad (\text{Б.1})$$

в якому p, q довільні числа. Заміною змінних відповідно до

$$u = sa(\nu_2, \nu_1, w), \quad ca(\nu_1, \nu_2, w) = (1 - u^{\nu_2+1})^{(\nu_1+1)^{-1}},$$

$$dw = 2^{-1}(\nu_2 + 1)(1 - u^{\nu_2+1})^{-\nu_1(\nu_1+1)^{-1}}$$

знаходимо

$$I_1 = 2^{-1}(\nu_2 + 1) \int_0^1 u^p (1 - u^{\nu_2+1})^{(q-\nu_1)(\nu_1+1)^{-1}} du. \quad (\text{Б.2})$$

Ввівши у останню залежність нову змінну ψ відповідно до

$$\sin \psi = u^{2^{-1}(\nu_2+1)}$$

маємо

$$\begin{aligned} I_1 &= \int_0^{2^{-1}\pi} \sin^{(2p-\nu_2-1)(\nu_2+1)^{-1}} \psi \cos^{(2q-m-1)(\nu_1+1)^{-1}} \psi d\psi = \\ &= 2^{-1} \Gamma\left(\frac{p+1}{\nu_2+1}\right) \Gamma\left(\frac{q+1}{\nu_1+1}\right) \Gamma^{-1}\left(\frac{p+1}{\nu_2+1} + \frac{q+1}{\nu_1+1}\right). \end{aligned} \quad (\text{Б.3})$$

При $p = q = 0$ із останнього виразу, як частковий випадок, можна отримати період $2\Pi(\nu_1, \nu_2)$ Ateb-функцій.

Аналогічно обчислюються й інші “табличні інтеграли”

$$\begin{aligned}
I_2 &= \int_0^{\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw = \int_0^{2^{-1}\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw + \\
&+ \int_{2^{-1}\Pi}^{\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw = I_1 + \int_0^{2^{-1}\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, \Pi - w) ca^q(\nu_1, \nu_2, \Pi - w) dw.
\end{aligned} \tag{Б.3}$$

$$I_2 = I_1 + (-1)^q \int_0^{2^{-1}\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw = \begin{cases} 0, & \text{якщо } q \text{ не парне} \\ 2I_1, & \text{якщо } q \text{ парне} \end{cases}$$

$$\begin{aligned}
I_3 &= \int_0^{2\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw = I_2 + \\
&+ \int_{\Pi}^{2\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, w) ca^q(\nu_1, \nu_2, w) dw = I_2 +
\end{aligned}$$

$$+ \int_0^{\Pi} sa^p(\nu_2, \nu_1, \Pi + w) ca^q(\nu_1, \nu_2, \Pi + w) dw = (-1)^{p+q} I_1 + (-1)^p I_1.$$

$$I_3 = \begin{cases} 2\Gamma\left(\frac{p+1}{\nu_2+1}\right)\Gamma\left(\frac{q+1}{\nu_1+1}\right)\Gamma^{-1}\left(\frac{p+1}{\nu_2+1} + \frac{q+1}{\nu_1+1}\right) & \text{якщо } p, q \text{ парні,} \\ 0 & \text{у всіх інших випадках.} \end{cases}$$

ДОДАТОК В

ДИНАМІКА ГУЧКИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВІДНИХ СИСТЕМ ІЗ ЗМІННОЮ ТОЧКОЮ ДОТИКУ ДО ШКІВІВ

Хвильова теорія руху в останні десятиліття набула нового розвитку для описання різних процесів та явищ [128]. Що стосується застосування її у теорії коливань, то тут в першу чергу треба відзначити дослідження, які стосуються динаміки нелінійних суцільних середовищ [141]. Для останніх, які мають широке застосування у техніці, належать, зокрема, гнучкі елементи (ГЕ) систем приводу та транспортування. Особливістю їх експлуатації є те, що вони характеризуються поздовжньою складовою швидкості руху. На базі хвильової теорії руху, адаптованої до динаміки таких систем, вдається пояснити низку цікавих явищ, які не властиві спрощеним їх аналогам, тобто ГЕ, котрі не враховують поздовжньої складової швидкості руху та реально існуючі нелінійні силові фактори [131]. Зокрема, навіть стала швидкості руху ГЕ спричиняє зміну основних параметрів його коливань. Одночасно у багатьох із цитованих досліджень робилось припущення: довжина ГЕ [46] або віддаль між точками контакту (для одновимірних моделей) чи відповідно лінія дотику ГЕ до ведучого і веденого шківів чи барабанів є незмінними [141]. Останнє, з достатнім ступенем точності, справджується у випадку, коли осі ведучого і веденого шківів чи барабанів є нерухомими. Це дозволяє у відповідних математичних моделях динаміки процесу використовувати класичні крайові умови. В той же час, під час експлуатації різного роду механізмів і систем, у яких передача руху здійснюється за допомогою ГЕ, вказане припущення потребує уточнення. Це в першу чергу стосується механізмів у яких осі ведучого та веденого барабанів (або одна із них) є рухомими, наприклад, підпружиненими (див. рис.В1а та рис В 1.б)).

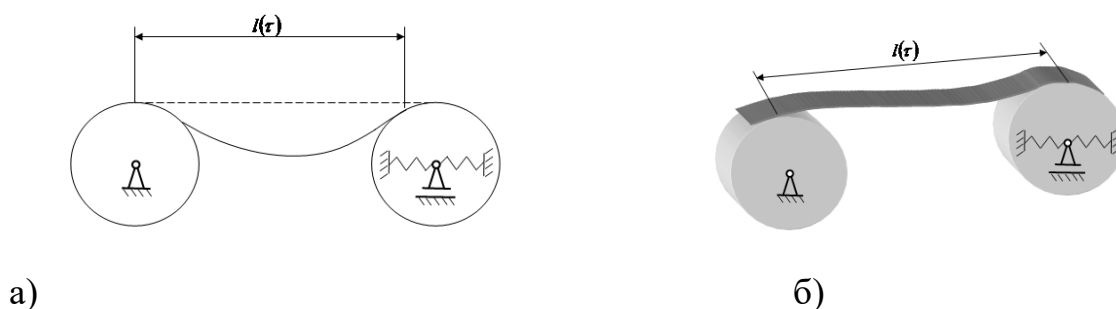


Рис. В 1. Передавальні механізми із рухомими точками дотику ГЕ до шківів - а чи барабана - б

В такому разі координати точок контакту ГЕ і шківів чи барабанів та віддаль між ними є змінними. Останнє, при побудові математичних моделей динаміки ГЕ та їх розв'язків, вимагає уточненої постановки задачі, точніше кажучи більш коректного подання крайових умов та урахування змінної

величини сили натягу зумовленої останнім. Саме у такому розрізі проводяться дослідження даної роботи.

Диференціальне рівняння коливань ГЕ малої згинної жорсткості, який характеризується сталою складовою швидкості руху V , можна подати у вигляді

$$u_{tt} + 2Vu_{xt} - ((\alpha(\tau))^2 - V^2)u_{xx} = \mathcal{E}(u, u_x, u_t, u_{xx}), \quad (B 1)$$

В (B1) $u(t, \tau, x)$ функція, яка визначає відхилення від рівноважного положення ГЕ з Ейлеровою координатою [46] x в довільний момент часу t, ε - малий параметр, $\alpha(\tau)$ - повільно змінна функція, яка визначається через змінну величину сили натягу $T(\tau)$ та прогонну масу ρ ГЕ: $(\alpha(\tau))^2 = T(\tau)/\rho$,), $\mathcal{E}(u, u_x, u_t, u_{xx})$ - відома аналітична функція, яка описує нелінійні сили, а малий параметр вказує на малу величину останніх у порівнянні із лінійною складовою відновлюючої сили. Нижче, для простоти, будемо розглядати випадок, для якого точка контакту ГЕ та правого шків є повільно змінною функцією часу $l = l(\tau)$, $\tau = \varepsilon t$ - “повільний” час. В такому разі крайові умови для рівняння (B 1) набувають вигляду

$$u(t, \tau, x)|_{x=0} = u(t, \tau, x)|_{x=l(\tau)} = 0. \quad (B 2)$$

Задача полягає у визначенні впливу параметрів $V, \alpha(\tau), l(\tau)$ та функції $\mathcal{E}(u, u_x, u_t, u_{xx})$ на динаміку ГЕ.

Вирішення поставленої задачі зв'язано із побудовою розв'язку крайової задачі (B 1), (B 2). Із урахуванням того, що максимальне значення нелінійних сил є малою величиною у порівнянні із максимальним значенням доданку $(\alpha(\tau))^2 u_{xx}$ (див. обмеження щодо нелінійних сил), для його знаходження можна використати загальні ідеї методів збурень [90]. Останні найбільш ефективні у використанні для випадку, коли вдається аналітично описати незбурений рух, тобто знайти розв'язок рівняння

$$u_{tt}^0 + 2Vu_{xt}^0 - ((\alpha(\tau))^2 - V^2)u_{xx}^0 = 0 \quad (B 3)$$

за крайових умов аналогічних до (B2). Навіть така відносно спрощена математична модель динамічного процесу досліджуваного об'єкту для побудови розв'язку не дозволяє прямого застосування основних положень класичних методів Фур'є та Д'Аламбера для рівнянь із частинними похідними [90]. Не дивлячись на “не класичність” крайових умови (B 2), одночастотний динамічний процес незбуреної задачі з достатнім ступенем точності можна інтерпретувати як накладання хвиль різних довжин, проте однакових частот. Таким чином, приймається, що розв'язок крайової задачі (B 3), (B 2) має вигляд

$$u^0(t, \tau, x) = a(\cos(\kappa(\tau)x + \omega(\tau)t + \varphi_0) - \cos(\chi(\tau)x - \omega(\tau)t - \varphi_0)). \quad (B 4)$$

У залежності (A4) $\omega(\tau)$ - частота, a - амплітуда прямої і відбитої хвиль, $\kappa(\tau), \chi(\tau)$ - їхні хвильові числа, а φ_0 - початкова фаза хвиль. Формальна різниця вказаного описання динамічного процесу у ГЕ із “не класичними” крайовими умовами у порівнянні із класичним полягає у залежності хвильових чисел $\kappa(\tau), \chi(\tau)$ та частоти $\omega(\tau)$ від повільного часу τ . Проводячи формальні викладки, які аналогічні до випадку класичних крайових умов (див. наприклад, [88-89]), отримуємо значення вказаних параметрів

$$\kappa(\tau) = \frac{k\pi}{\alpha(\tau)l(\tau)}(\alpha(\tau) + V), \quad \chi(\tau) = \frac{k\pi}{\alpha(\tau)l(\tau)}(\alpha(\tau) - V), \quad \omega(\tau) = \frac{k\pi}{\alpha(\tau)l(\tau)}((\alpha(\tau))^2 - V^2), \quad (\text{В } 5)$$

де стала $k = 1, 2, \dots$ вказує на моду хвилі.

Примітка 1. Виходячи із лінійності крайової задачі, яка описує незбурений рух, без особливих труднощів можна записати і багаточастотний її розв'язок.

Що стосується одночасного впливу нелінійних сил та крайових умов, то для першого наближення асимптотичного розв'язку поставленої задачі функцію $u(t, \tau, x)$ можна шукати у вигляді

$$u(t, x) = a[\cos(\kappa(\tau)x + \psi) - \cos(\chi(\tau)x - \psi)] + \varepsilon U_1(\tau, a, \psi, x), \quad (\text{В } 6)$$

де $\psi = \omega(\tau)t + \varphi$, $U_1(\tau, \psi, x)$ - невідома аналітична періодична за ψ функція, яка задовольняє крайові умови, що випливають із (В 2), тобто

$$U_1(\tau, a, \psi, x)|_{x=0} = U_1(\tau, a, \psi, x)|_{x=l(\tau)} = 0. \quad (\text{В } 7)$$

До того ж, нелінійні сили спричиняють зміну амплітуди та частоти динамічного процесу. Закони зміни вказаних параметрів, як і в [138], будемо задавати диференціальними рівняннями

$$a_t = \varepsilon A_1(\tau, a) \dots \varphi_t = \varepsilon B_1(\tau, a). \quad (\text{В } 8)$$

Праві частини останніх співвідношень, тобто функції $A_1(\tau, a)$, $B_1(\tau, a)$ та $U_1(\tau, a, \psi, x)$ знаходяться так, щоб представлення розв'язку у формі (В 6) з розглядом ступенем точності задовольняло вихідну крайову задачу (В 1), (В 2). Наведене у сукупності дозволяє отримати залежність, яка зв'язує шукані функції, тобто $A_1(\tau, a)$, $B_1(\tau, a)$ та $U_1(\tau, a, \psi, x)$

$$\begin{aligned} \omega^2(\tau) \frac{\partial^2 U_1}{\partial \psi^2} + 2V\omega(\tau) \frac{\partial^2 U_1}{\partial \psi \partial x} - ((\alpha(\tau))^2 - V^2) \frac{\partial^2 U_1}{\partial x^2} = F_1(\tau, a, x, \psi) - a \frac{d\omega(\tau)}{d\tau} (\sin(\kappa(\tau)x + \psi) + \sin(\chi(\tau)x - \psi)) + \\ + 2\{A_1(\tau, a)(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)(\sin(\kappa(\tau)x + \psi) + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)\sin(\chi(\tau)x - \psi)) + \\ + aB_1(\tau, a)((\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)\cos(\kappa x + \psi) - (\omega - \chi V)\cos(\chi(\tau)x - \psi))\} \end{aligned} \quad (\text{В } 9)$$

де $F_1(\tau, a, x, \psi)$ відповідає значенню функції $f(\tau, u, u_t, u_x, u_{xx})$ за умови, що $u(t, \tau, x)$ та її похідні приймають лише головні значення у поданнях, що випливають із (В6). Після не складних перетворень, праві частини диференціального співвідношення (6) подамо у вигляді

$$\begin{aligned} A_1(\tau, a)(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)(\sin(\kappa(\tau)x + \psi) + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)\sin(\chi(\tau)x - \psi)) + \\ + aB_1(\tau, a)((\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)\cos(\kappa x + \psi) - (\omega - \chi V)\cos(\chi(\tau)x - \psi)) = \\ = (A_1(\tau, a)\cos\psi - aB_1(\tau, a)\sin\psi)[(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)\sin\kappa(\tau)x + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)\sin\chi(\tau)x] + \\ + (A_1(\tau, a)\sin\psi + aB_1(\tau, a)\cos\psi)[(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)\cos(\kappa(\tau)x) - (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)\cos(\chi(\tau)x)] \\ + a \frac{d\omega(\tau)}{d\tau} (\sin(\kappa(\tau)x + \psi) + \sin(\chi(\tau)x - \psi)) = a \frac{d\omega(\tau)}{d\tau} ((\sin\kappa(\tau)x + \sin\chi(\tau)x)\cos\psi + \\ + (\cos\kappa(\tau)x - \cos\chi(\tau)x)\sin\psi). \end{aligned} \quad (\text{В } 10)$$

Для однозначного визначення із диференціального рівняння (В 9) невідомі функції $A_1(\tau, a)$ і $B_1(\tau, a)$ накладемо на функцію $U_1(\tau, a, \psi, x)$ додаткову умову: вона не повинна містити у розкладі доданків пропорційних $\sin\psi$ і $\cos\psi$. Фізичний зміст вказаного наступний: амплітуда хвильового процесу співпадає із амплітудою її першої моди. Наведене буде справджуватись у випадку

$$\int_0^{2\pi} U_1(\tau, a, \psi, x) \begin{Bmatrix} \sin\psi \\ \cos\psi \end{Bmatrix} d\psi = 0. \quad (\text{В } 11)$$

Треба відзначити, що аналогічні властивості мають і частинні похідні вказаної функції. Це дозволяє, із диференціального рівняння (В 9) отримати систему лінійних алгебраїчних рівнянь відносно функцій $A_1(\tau, a)$ і $B_1(\tau, a)$

$$\begin{aligned} \rho(\tau, x)A_1(\tau, a) + aq(\tau, x)B_1(a) &= \frac{a}{2} \frac{d\omega}{d\tau} r(\tau, x) - \frac{\varepsilon}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \cos\psi d\psi, \\ q(\tau, x)A_1(a) - a\rho(\tau, x)B_1(a) &= \frac{a}{2} \frac{d\omega}{d\tau} p(\tau, x) - \frac{\varepsilon}{2\pi} \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \sin\psi d\psi, \end{aligned} \quad (\text{В } 12)$$

де

$$\begin{aligned} \rho(\tau, x) &= (\omega(\tau) + \kappa(\tau)V) \sin \kappa(\tau)x + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V) \sin \chi(\tau)x, \quad p(\tau, x) = (\cos \kappa(\tau)x - \cos \chi(\tau)x), \\ q(\tau, x) &= (\omega(\tau) + \kappa(\tau)V) \cos \kappa(\tau)x - (\omega(\tau) - \chi(\tau)V) \cos \chi(\tau)x, \quad r(\tau, x) = (\sin \kappa(\tau)x + \sin \chi(\tau)x). \end{aligned}$$

Примітка 2. У роботі розглядається випадок, для якого нелінійні сили системи спричиняють зміну тільки в часі основних параметрів хвильового процесу (“короткі системи”). Більш загальний випадок, для якого визначальні параметри хвиль залежать ще й від лінійної змінної (випадок “довгих” систем) може бути предметом окремих досліджень.

Наведене є підставою для використання апарату усереднення [126] за змінною x стосовно системи диференціальних рівнянь (В 12), а у сукупності - дозволяє визначити функції, які описують основні параметри хвильового процесу у вигляді

$$\begin{aligned} A_1(\tau, a) &= \frac{1}{2\pi l(\tau) [(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)^2 + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)^2]} \int_0^{l(\tau)} \left\{ \rho(\tau, x) \left[a \frac{\pi d\omega(\tau)}{d\tau} r(\tau, x) - \varepsilon \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \cos\psi d\psi \right] \cos\psi d\psi - \right. \\ &\quad \left. - q(\tau, x) \left[a \frac{\pi d\omega(\tau)}{d\tau} p(\tau, x) - \varepsilon \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \sin\psi d\psi \right] \right\} dx \\ B_1(\tau, a) &= \frac{1}{2\pi a l(\tau) [(\omega(\tau) + \kappa(\tau)V)^2 + (\omega(\tau) - \chi(\tau)V)^2]} \int_0^{l(\tau)} \left\{ \rho(\tau, x) \left[a \frac{\pi d\omega(\tau)}{d\tau} p(\tau, x) - \varepsilon \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \sin\psi d\psi \right] \cos\psi d\psi - \right. \\ &\quad \left. - q(\tau, x) \left[a \frac{\pi d\omega(\tau)}{d\tau} r(\tau, x) - \varepsilon \int_0^{2\pi} F_1(\tau, a, \psi, x) \sin\psi d\psi \right] \right\} dx. \end{aligned} \quad (\text{В } 13)$$

Як і треба було чекати, окремим випадком отриманих залежностей при $V = 0, l(\tau) \equiv l_0, \alpha(\tau) \equiv \alpha_0$ (α_0, l_0 - сталі) є відомі у літературі результати [126], які стосуються нелінійних коливань гнучких одновимірних середовищ із закріпленими кінцями. Таким чином, у першому наближенні динамічний процес ГЕ із повільно змінною його точкою контакту правого кінця та шківів описується залежністю (В 6) у якій параметри a та ψ визначаються відповідно до співвідношень (В 8) та (В 13).

Що стосується першого покращеного наближення (воно описує вплив нелінійних сил на форму хвиль), то додатково треба визначити функцію $U_1(\tau, a, \psi, x)$. Її, із урахуванням накладених умов, можна подати у вигляді

$$U_1(\tau, a, \psi, x) = \sum_m \sum_{n, n \neq 1} U_{1mn}(\tau, a) X_m(\tau, x) \exp(in\psi), \quad (\text{В } 14)$$

де система функцій $\{X_m(\tau, x)\}$ повинна бути повною і такою, щоб справджувались крайові умови (В 2). Такій умові задовольняє система функцій $\{X_m(\tau, x)\} = \left\{ \sin \frac{m\pi}{l(\tau)} x \right\}$. В такому разі невідомі коефіцієнти $U_{1mn}(\tau, a)$ зв'язані системою лінійних алгебраїчних рівнянь

$$\left\{ n^2 \omega^2 - ((\alpha(\tau))^2 - V^2) \left(\frac{s\pi}{l(\tau)} \right)^2 \right\} U_{1sn}(\tau, a) - 2V\omega(\tau) \sum_{m=1}^j \frac{2s}{s^2 - m^2} m i \frac{m\pi}{l} U_{1mn}(\tau, a) = -F_{1sn}(\tau, a), \quad m + s - \text{непарне}, \quad (\text{В } 15)$$

$$\text{де } F_{1sn}(\tau, a) = \frac{1}{2\pi l(\tau)} \int_0^{2\pi l(\tau)} \int_0 F_1(\tau, a, x, \psi) \exp(-in\psi) X_s(x) dx d\psi, \quad 1 \leq s \leq j.$$

Як правило, основний вплив на динамічний процес відіграють перші моди коливань. Тому, для системи алгебраїчних рівнянь (В 15) достатньо обмежитись декількома першими члена розкладу. В такому разі знайти її розв'язок не становить труднощів. Зокрема, якщо обмежитись першими двома членами розкладу функції $U_1(\tau, a, \psi, x)$ у ряд по системі функцій $\{X_m(\tau, x)\}$, отримуємо

$$U_{11n}(\tau, a) = -\frac{1}{\Delta} \left\{ \left[n^2 \omega^2 - (\alpha^2 - V^2) \left(\frac{2\pi}{l} \right)^2 \right] F_{11n}(\tau, a) - \frac{8\pi m i}{3l} V \omega F_{12n}(\tau, a) \right\},$$

$$U_{12n}(\tau, a) = -\frac{1}{\Delta} \left\{ \left[n^2 \omega^2 - (\alpha^2 - V^2) \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \right] F_{12n}(\tau, a) + \frac{8\pi m i}{3l} V \omega F_{11n}(\tau, a) \right\},$$

$$\text{де } \Delta = \left[n^2 \omega^2 - (\alpha^2 - V^2) \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \right] \left[n^2 \omega^2 - (\alpha^2 - V^2) \left(\frac{2\pi}{l} \right)^2 \right] - \frac{64}{9} n^2 \omega^2 V^2$$

ДОДАТОК Д

Таблиця Д.1.

Значення амплітуди коливань зернової маси під час переходу через резонанс за різних значень різниці початкових фаз власних та вимушених коливань при $\nu = -2/7$

параметри					
l , см	α	ω , с^{-1}	a_p , см	$\vartheta_{ t=0}$, рад.	a , см
100	150	10	0,743	0	8,342
100	150	12	0,207	0	7, 156
100	150	15	0, 043	0	9,897
100	150	10	0,743	0,2	6,154
100	150	12	0,207	0,2	10.042
100	150	15	0, 043	0,2	16,943
100	150	10	0,743	0,4	5,214
100	150	12	0,207	0,4	8,256
100	150	15	0, 043	0,4	14,013
100	150	10	0,743	0,6	5,011
100	150	12	0,207	0,6	6,123
100	150	15	0, 043	0,6	11, 087
100	150	10	0,743	1,0	2,413
100	150	12	0,207	1,0	2,621
100	150	15	0, 043	1,0	5,312

Таблиця Д.2.

Значення амплітуди коливань зернової маси під час переходу через резонанс за різних швидкостей походу через резонанс коливань при $\nu = -2/7$

параметри						
l , см	α	ω , c^{-1}	$\vartheta_{ t=0}$, рад.	ν	Шв. переходу	a , см
150	100	10	0	$-2/7$	3т	12,347
150	100	12	0	$-2/7$	3т	18,142
150	100	15	0	$-2/7$	3т	20,017
150	100	10	0	$-2/7$	12т	6,142
150	100	12	0	$-2/7$	12т	8,173
150	100	15	0	$-2/7$	12т	13,125
150	100	10	0,6	$-2/7$	12т	3,845
150	100	12	0,6	$-2/7$	12т	4,464
150	100	15	0,6	$-2/7$	12т	7,422
150	100	10	0,6	$-2/5$	12т	6,213
150	100	12	0,6	$-2/5$	12т	4,827
150	100	15	0,6	$-2/5$	12т	6,224
150	100	10	0,3	$-2/5$	12т	7,531
150	100	12	0,3	$-2/5$	12т	6,423
150	100	15	0,3	$-2/5$	12т	8,731
100	150	10	0,3	$-2/3$	12т	7,413
100	150	12	0,3	$-2/3$	12т	8,326
100	150	15	0,3	$-2/3$	12т	13,147
100	150	10	0,3	$-2/3$	6т	10,213
100	150	12	0,3	$-2/3$	6т	12,641
100	150	15	0,3	$-2/3$	6т	19,016
100	150	10	1	$-2/3$	6т	4,831
100	150	12	1	$-2/3$	6т	4,762
100	150	15	1	$-2/3$	6т	5,681

ДОДАТОК Е

Результати досліджень

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при визначенні продуктивності скребкового ланцюгового конвеєра

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, Q , $кг/год$			Середні знач-ня продуктивно- сті
									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	Q , $кг/год$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	627	633	630	630
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	1470	1467	1473	1470
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	1220	1223	1226	1223
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	1013	1018	1015	1015
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	2587	2590	2593	2590
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	1871	1870	1872	1871
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	896	897	898	897
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	1927	1933	1930	1930
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	1482	1480	1478	1480
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	1123	1120	1126	1123
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	2646	2649	2652	2649
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	1746	1750	1748	1748
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	2190	2190	2190	2190
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	6260	6257	6263	6260
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	4273	4270	4267	4270
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	1545	1549	1547	1547
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	4454	4457	4460	4457
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	3404	3400	3410	3404
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	767	769	771	769
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	1990	1982	1986	1986
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	1412	1412	1412	1412
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	1531	1529	1527	1529
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	4292	4288	4290	4290
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	2960	2964	2956	2960
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	1242	1247	1252	1247
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	3444	3430	3437	3437
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	3010	2190	2170	2190

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при визначенні
крутного моменту переміщення вантажу

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, T , H_m			Середні знач-ня T , H_m
									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	T , H_m
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	5,05	5,07	5,09	5,07
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	13,9	13,94	13,86	13,9
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	8,9	8,93	8,96	8,93
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	11,74	11,7	11,72	11,72
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	33,59	32,57	32,55	32,57
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	20,66	20,68	20,64	20,66
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	8,35	8,38	8,41	8,38
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	23,12	23	23,06	23,06
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	14,9	14,93	14,96	14,93
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	4,7	4,8	4,9	4,7
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	13	13,05	13,1	13,05
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	8,3	8,4	8,35	8,35
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	11,02	10,99	10,97	10,99
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	30,53	30,5	30,56	30,53
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	14,6	14,59	14,58	14,59
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	8	7,8	7,85	7,85
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	21,86	21,83	21,8	21,83
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	13,95	14	13,9	13,95
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	4,7	4,75	4,8	4,75
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	13,5	12,7	13,2	13,2
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	8,41	8,43	8,46	8,43
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	11,14	11,16	11,12	11,14
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	27,7	27,73	27,76	27,73
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	19,64	19,7	19,67	19,67
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	7,84	7,87	7,9	7,87
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	21,9	21,94	21,86	21,9
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	14,05	14,07	14,09	14,07

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3³ при визначенні
пошкодження матеріалу

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, $\dot{I}_3 \%$			Середні знач-ня $\dot{I}_3 \%$
									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	$\dot{I}_3 \%$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	0,46	0,45	0,44	0,45
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	0,49	0,48	0,47	0,48
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	0,40	0,39	0,38	0,39
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	0,64	0,63	0,65	0,64
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	0,54	0,5	0,58	0,54
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	0,62	0,58	0,6	0,60
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	0,43	0,48	0,53	0,48
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	0,49	0,48	0,51	0,49
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	0,43	0,43	0,43	0,43
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	0,58	0,56	0,57	0,57
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	0,46	0,46	0,46	0,46
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	0,59	0,58	0,6	0,59
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	0,52	0,56	0,46	0,52
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	0,55	0,59	0,58	0,57
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	0,46	0,48	0,41	0,45
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	433	419	424	0,53
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	0,5	0,5	0,5	0,50
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	0,48	0,47	0,49	0,47
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	0,48	0,5	0,46	0,48
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	0,41	0,41	0,41	0,41
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	0,55	0,58	0,53	0,55
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	0,56	0,6	0,59	0,58
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	0,42	0,47	0,45	0,45
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	0,61	0,69	0,68	0,66
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	0,45	0,56	0,55	0,52
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	0,49	0,52	0,51	0,51
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	0,59	0,65	0,62	0,62

Рандомізована план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 при визначенні ефективності просіювання

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, E %			Середні знач-ня E %
									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	E %
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	95	96	94	95
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	98	94	96	96
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	94	96	95	95
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	92	94	96	94
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	97	96	98	97
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	95	93	97	95
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	97	95	96	96
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	98	96	100	98
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	95	97	99	97
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	94	96	95	95
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	96	95	97	96
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	96	94	95	95
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	94	96	92	94
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	93	91	95	93
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	96	95	97	96
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	94	94	97	95
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	95	97	99	97
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	94	96	98	96
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	95	95	95	95
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	97	99	95	97
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	96	96	96	96
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	95	99	97	97
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	99	100	98	99
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	99	98	97	98
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	97	93	95	95
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	95	97	99	97
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	96	94	98	96

Додаток Ж

Програмне забезпечення для визначення собівартості виготовлення робочих органів

Програма включає такі вікна: характеристика варіантів технологічного процесу, склад технологічного обладнання, зведена відомість складу працюючих, капітальні витрати по основних фондах, зведена відомість річного фонду зарплати, відомість витрат на матеріали, кошторис цехових витрат, кошторис витрат на виробництво продукції, калькуляція собівартості одиниці продукції, основні техніко-економічні показники.

Вибір типу виробництва:

Вибір виду заготовки:

Річний випуск, шт. 7800

Номінальний річний фонд часу роботи обладнання

Маса деталі, кг 0.15

Маса заготовки, кг 0.23

Відомості про матеріали та витрати на енергію і воду

Регулювати

Процентне відношення кількості робітників:

слюсарі: 1-3% в крупносерійному і масовому виробництві, 3-5% в однинковому і дрібносерійному: 2

допоміжних робітників: 35-50% в крупносерійному і масовому виробництві, 18-25% в однинковому і дрібносерійному: 42

Введіть дані технологічного процесу:

№ операції	Тит. ш.	Потужність, кВт	Вартість верстатів, грн	Площа верстатів, м ²	Категорія рм. обладнання	Розряд рм.	Коеф. б/в верстатів, обслу.	Розряд к-сть рм. місяц.	Прямі к-сть рм. місяц.
04	34.48	11	30000	6	1	4	1	0	2
04	15.54	11	30000	6	1	3	1	0	1
05	5	5.5	20000	3	1	4	1	0	1
08	11.1	5.5	20000	3	1	3	1	0	1
09	16.46	5.5	20000	3	1	4	1	0	1
05	5	5.5	20000	3	1	4	1	0	1
04	15.54	11	30000	6	1	3	1	0	1

Зберегти дані ТП

Обчислити собівартість робітників

ОК

Назад

Вперед

Визначення економічної ефективності технології виготовлення гвинтових загвозок

4. Капітальні витрати по основним фондам | 5. Зведена відомість річного фонду зарплати | 6. Вартість витрат на матеріали | 7. Кошторис цехових витрат | 8. Кошторис витрат на виробництво продукції | 9. Калькуляція собівартості одиниці продукції | 10. Основні техніко-економічні показники цеху

1. Характеристика варіантів технологічного процесу | 2. Склад технологічного обладнання | 3. Зведена відомість складу працюючих

№ операції	Програма запуску, шт.	Тит. ш.	Тривалість на деталі, н год.	Тривалість на програму, н год.	Розряд робітників
04	8210	34.48	0.575	4720.75	4
04	8210	15.54	0.259	2126.39	3
05	8210	5	0.083	681.43	4
08	8210	11.1	0.185	1518.85	3
09	8210	16.46	0.274	2249.54	4
05	8210	5	0.083	681.43	4
04	8210	15.54	0.259	2126.39	3
Сума		103.12	1.718	14104.78	

Назад

Зберегти дані

Зберегти

Собівартість, грн

Питом капітально-вигадання, грн

Базовий в-нт

Проектний в-нт

Визначення економічної ефективності технології виготовлення гвинтових загвозок

4. Капітальні витрати по основним фондам | 5. Зведена відомість річного фонду зарплати | 6. Вартість витрат на матеріали | 7. Кошторис цехових витрат | 8. Кошторис витрат на виробництво продукції | 9. Калькуляція собівартості одиниці продукції | 10. Основні техніко-економічні показники цеху

№ з/п	Нормативні показники	Одиниця виміру	Величина показника
1	Річний випуск продукції:		
	а) в натуральному вираженні	шт.	7800
	б) у вартісному вираженні	грн.	1513430
2	Капітальні витрати:		
	а) заготовки	тис. грн.	373.09
	б) паливо	грн./тис.	47.83
	в) виробнича площа загальна	кв. м.	140
	г) кількість верстатів	шт.	8
	д) енергопотужність обладнання	кВт	66
3	Оборотні засоби, що порушуються	тис. грн.	88.61
4	Загальна чисельність працюючих	чол.	4
5	Річний фонд зарплати	тис. грн.	442 2548
6	Середньомісячна зарплата:		
	а) виробничі робітники	грн.	7201.46
	б) ІТР	грн.	0
7	Виробокт на одного працюючого	грн./год.	378358.62
8	Випуск продукції:		
	а) на один грн. основних фондів	грн.	4208.96
	б) на один квадратний метр площі	грн.	10810.25

Назад

Зберегти дані

Зберегти

Собівартість, грн

Питом капітально-вигадання, грн

Базовий в-нт

Проектний в-нт

Визначення економічної ефективності технології виготовлення гвинтових загвозок

4. Капітальні витрати по основним фондам | 5. Зведена відомість річного фонду зарплати | 6. Вартість витрат на матеріали | 7. Кошторис цехових витрат | 8. Кошторис витрат на виробництво продукції | 9. Калькуляція собівартості одиниці продукції | 10. Основні техніко-економічні показники цеху

1. Характеристика варіантів технологічного процесу | 2. Склад технологічного обладнання | 3. Зведена відомість складу працюючих

№ з/п	Категорія працюючих	Кількість	Процентне відношення, %
1	Виробничі робітники	4	-
2	Допоміжні робітники		42
3	Молдальний обслуговуючий персонал		2-3
4	Інженерно-технічні працівники		10-13
5	Лично-конторський персонал		4-5
Всього		4	

Робітники, зайняті обробкою металу, розрізанням, колдирним штапуванням	Робітники, зайняті виготовленням особливо точних, відповідальних і складних видів технологічного обладнання та інструменту, ремонтні і обслуговуючий особливо складного і унікального обладнання	Робітники, зайняті на лінійних роботах	Робітники, зайняті на інших роботах виробничого призначення	РОЗРЯД
5.905	7.442	9.267	6.759	I
7.303	7.815	9.731	7.097	II
8.181	8.187	10.194	7.435	III
7.998	8.559	10.857	7.773	IV
8.694	9.303	11.584	8.449	V
10.085	10.792	13.438	9.801	VI
	11.908			VII
	13.025			VIII

Назад

Зберегти дані

Зберегти

Собівартість, грн

Питом капітально-вигадання, грн

Базовий в-нт

Проектний в-нт

Визначення економічної ефективності технології виготовлення гвинтових загвозок

4. Капітальні витрати по основним фондам | 5. Зведена відомість річного фонду зарплати | 6. Вартість витрат на матеріали | 7. Кошторис цехових витрат | 8. Кошторис витрат на виробництво продукції | 9. Калькуляція собівартості одиниці продукції | 10. Основні техніко-економічні показники цеху

1. Характеристика варіантів технологічного процесу | 2. Склад технологічного обладнання | 3. Зведена відомість складу працюючих

№ операції	Програма запуску, шт.	Тит. ш.	Тривалість на деталі, н год.	Тривалість на програму, н год.	Розряд робітників
04	8210	34.48	0.575	4720.75	4
04	8210	15.54	0.259	2126.39	3
05	8210	5	0.083	681.43	4
08	8210	11.1	0.185	1518.85	3
09	8210	16.46	0.274	2249.54	4
05	8210	5	0.083	681.43	4
04	8210	15.54	0.259	2126.39	3
Сума		103.12	1.718	14104.78	

Назад

Зберегти дані

Зберегти

Собівартість, грн

Питом капітально-вигадання, грн

Базовий в-нт

Проектний в-нт

ДОДАТОК 3

ОБРОБКА БАЗИ ДАНИХ.

```

unit Conveyors;

interface

uses
  Winapi.Windows, Winapi.Messages, System.SysUtils, System.Variants,
  System.Classes, Vcl.Graphics,
  Vcl.Controls, Vcl.Forms, Vcl.Dialogs, Vcl.Grids, Vcl.DBGrids, Data.DB,
  Data.Win.ADODB, Vcl.StdCtrls, Vcl.ExtCtrls;

type
  TfrmConveyors = class(TForm)
    DBGrid1: TDBGrid;
    Panel1: TPanel;
    btNew: TButton;
    btEdit: TButton;
    btDelete: TButton;
    procedure btNewClick(Sender: TObject);
    procedure btEditClick(Sender: TObject);
    procedure btDeleteClick(Sender: TObject);
  private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
  end;

var
  frmConveyors: TfrmConveyors;

implementation

{$R *.dfm}

uses dmDB, ConveyorEdit, Lib;

procedure TfrmConveyors.btDeleteClick(Sender: TObject);
begin
  DeleteGrid(DB.taConveyors);
end;

procedure TfrmConveyors.btEditClick(Sender: TObject);

```

```

begin
    EditGrid(DB.taConveyors,frmConveyorEdit);
end;

procedure TfrmConveyors.btNewClick(Sender: TObject);
begin
    InsertGrid(DB.taConveyors,frmConveyorEdit);
end;
end.
unit dmDB;

interface

uses
    System.SysUtils, System.Classes, Data.DB, Data.Win.ADODB;

type
    TDataSetHelper = class
    public
        KeyField:string;
        ForeignKeyField:string;
        TableName:string;
        ParentDataSet:TDataSet;
    end;

    TDB = class(TDataModule)
        ADOConnection1: TADOConnection;
        dsConveyors: TDataSource;
        quGenerator: TADOQuery;
        taConveyors: TADOQuery;
        taConveyorsGk3_u: TFloatField;
        taConveyorsGk3_Kpr: TFloatField;
        taConveyorsGk3_Kpdv: TFloatField;
        taConveyorsGk3_Kps: TFloatField;
        taConveyorsGk3_x: TIntegerField;
        taConveyorsid_conveyor: TIntegerField;
        taConveyorsGk2_Kvyk: TFloatField;
        taConveyorsGk2_Kzm: TFloatField;
        taConveyorsGk2_Kpot: TFloatField;
        taConveyorsGk2_Pvst: TFloatField;
        taConveyorsGk2_Cel: TFloatField;
        taConveyorsGk2_Fefo: TFloatField;
        taConveyorsGk2_c4: TFloatField;
        taConveyorsGk2_Nop: TIntegerField;
        taConveyorsGk2_Kdopl: TFloatField;
    end;

```

```

taConveyorsGk2_Kdod: TFloatField;
taConveyorsGk2_Knar: TFloatField;
taConveyorsGk2_Fefr: TFloatField;
taConveyorsGk2_Pposhk: TFloatField;
taConveyorsGk2_Mvant: TFloatField;
taConveyorsGk2_Cen: TFloatField;
taConveyorsGk2_Nskl: TIntegerField;
taConveyorsGk2_c5: TFloatField;
taConveyorsGk2_Nm: TIntegerField;
taConveyorsGk2_Tb: TFloatField;
taConveyorsGk2_Nq: TIntegerField;
taConveyorsGk2_Td: TFloatField;
taConveyorsGk2_u: TFloatField;
taConveyorsGk2_x: TIntegerField;
taElements: TADOQuery;
dsElements: TDataSource;
taElementType: TADOQuery;
dsElementType: TDataSource;
taMaterial: TADOQuery;
dsMaterial: TDataSource;
taComplexity: TADOQuery;
dsComplexity: TDataSource;
taAccessory: TADOQuery;
dsAccessory: TDataSource;
taMaterialid_element: TIntegerField;
taMaterialid_Material: TIntegerField;
taMaterialM: TFloatField;
taMaterialC: TFloatField;
taMaterialMv: TFloatField;
taMaterialCv: TFloatField;
taMaterialshortname: TStringField;
taComplexityid_element: TIntegerField;
taComplexityid_Complexity: TIntegerField;
taComplexityT: TFloatField;
taComplexityshortname: TStringField;
taAccessoryid_element: TIntegerField;
taAccessoryid_Accessory: TIntegerField;
taAccessoryN: TIntegerField;
taAccessoryC: TFloatField;
taAccessoryshortname: TStringField;
taConveyorsGk1_Ktrz: TFloatField;
taConveyorsGk1_Kdopl: TFloatField;
taConveyorsGk1_Kdod: TFloatField;
taConveyorsGk1_Knar: TFloatField;
taConveyorsGk1_c3: TFloatField;

```

```

taConveyorsGk1_Th: TFloatField;
taElementsid_type: TIntegerField;
taElementsid_element: TIntegerField;
taElementsid_conveyor: TIntegerField;
taElementsPrice: TFloatField;
taElementsisParams: TIntegerField;
taElementsC34_Kser: TFloatField;
taElementsC34_Kskl: TFloatField;
taElementsC34_Ktrz: TFloatField;
taElementsC34_Kdm: TFloatField;
taElementsC34_Kdopl: TFloatField;
taElementsC34_Kdod: TFloatField;
taElementsC34_Knar: TFloatField;
taElementsC34_Kzv: TFloatField;
taElementsC34_c1: TFloatField;
taElementsC34_c2: TFloatField;
taElementsC34_Tr: TFloatField;
taElementsC34_Kven: TFloatField;
taElementsC34_Pser: TFloatField;
taElementsC34_Cel: TFloatField;
taElementsC567_Kser: TFloatField;
taElementsC567_Kvv: TFloatField;
taElementsC567_Ktrz: TFloatField;
taElementsC567_mm: TFloatField;
taElementsC567_Cm: TFloatField;
taElementsC567_mv: TFloatField;
taElementsC567_Cv: TFloatField;
taElementsshortname: TStringField;
taConveyorsGk1_summ: TFloatField;
taConveyorsGk2_summ: TFloatField;
taConveyorsGk3_summ: TFloatField;
taConveyorsSumm: TFloatField;
taElementsSumm: TFloatField;
taConveyorsname: TWideStringField;
taElementsname: TWideStringField;
taMaterialname: TWideStringField;
taComplexityname: TWideStringField;
taAccessoryname: TWideStringField;

procedure DataModuleCreate(Sender: TObject);
procedure BeforePost(DataSet: TDataSet);
procedure AfterPost(DataSet: TDataSet);
procedure AfterInsert(DataSet: TDataSet);
procedure taConveyorsAfterScroll(DataSet: TDataSet);
procedure taElementsAfterScroll(DataSet: TDataSet);

```

```

private
  procedure ReadParams;

public
  { Public declarations }
  procedure WriteParams;
end;

var
  DB: TDB;

implementation

{%CLASSGROUP 'Vcl.Controls.TControl'}

{$R *.dfm}

uses Vcl.Dialogs, Lib, inifiles, Vcl.Forms;

procedure TDB.ReadParams;
Var IniFile:TIniFile;
    ConnectionString:string;
begin
  try
    IniFile:=TIniFile.Create(ExtractFilePath(Application.ExeName)
'Kandidat.ini');
    ADOConnection1.ConnectionString:=IniFile.ReadString('DB','ConnectionString','');
  finally
    IniFile.Free;
  end;
end;

procedure TDB.WriteParams;
Var IniFile:TIniFile;
    ConnectionString:string;
begin
  try
    IniFile:=TIniFile.Create(ExtractFilePath(Application.ExeName)
'KandidatOld.ini');
    IniFile.WriteString('DB','ConnectionString',ADOConnection1.ConnectionString);
  finally
    IniFile.Free;
  end;

```

```

end;

function H(DataSet:TDataSet):TDataSetHelper;
begin
    Result:=TDataSetHelper((DataSet.Tag));
end;

function
AddHelper(KeyField,ForeignKeyField,TableName:string;ParentDataSet:TDataSet):i
neger;
var hlp:TDataSetHelper;
begin
    hlp:=TDataSetHelper.Create;
    hlp.KeyField:=KeyField;
    hlp.ForeignKeyField:=ForeignKeyField;
    hlp.TableName:=TableName;
    hlp.ParentDataSet:=ParentDataSet;
    Result:=integer(hlp);
end;

procedure TDB.DataModuleCreate(Sender: TObject);
begin
    //taConveyors.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
    taConveyors.Tag:=AddHelper('id_conveyor','','Conveyors',nil);

    taElements.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;

    taElements.Tag:=AddHelper('id_element','id_conveyor','Elements',taConveyors);

    taMaterial.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;
    taMaterial.Tag:=AddHelper('id_Material','id_element','Material',taElements);

    taComplexity.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;

    taComplexity.Tag:=AddHelper('id_Complexity','id_element','Complexity',taElements
);

    taAccessory.FieldByName('ShortName').ReadOnly:=False;

    taAccessory.Tag:=AddHelper('id_Accessory','id_element','Accessory',taElements);

    try
        WriteParams;
        ReadParams;
        ADOConnection1.Connected:=True;
    
```

```

    taElementType.Active:=True;
    SmartRefresh(H(taConveyors).KeyField,taConveyors);
    taConveyorsAfterScroll(nil);
except
    on e:exception do begin
        Raise Exception.Create('Помилка читання даних з БД' + chr(10) +
chr(13)+ e.Message);
    end;
end;
end;
end;

```

```

procedure TDB.AfterPost(DataSet: TDataSet);
begin
    SmartRefresh(H(DataSet).KeyField,DataSet);
end;

```

```

procedure TDB.taConveyorsAfterScroll(DataSet: TDataSet);
var KeyField:integer;
begin
    KeyField:=-1;
    if CanGetData(taConveyors) then
        KeyField:=taConveyors.FieldByName('id_conveyor').AsInteger;
        taElements.Parameters.ParamByName('id_conveyor').Value:=KeyField;
        SmartRefresh(H(taElements).KeyField,taElements);
        taElementsAfterScroll(nil);
end;

```

```

procedure TDB.taElementsAfterScroll(DataSet: TDataSet);
var KeyField:integer;
begin
    KeyField:=-1;
    if CanGetData(taElements) then
        KeyField:=taElements.FieldByName('id_element').AsInteger;
        taMaterial.Parameters.ParamByName('id_element').Value:=KeyField;
        SmartRefresh(H(taMaterial).KeyField,taMaterial);
        taComplexity.Parameters.ParamByName('id_element').Value:=KeyField;
        SmartRefresh(H(taComplexity).KeyField,taComplexity);
        taAccessory.Parameters.ParamByName('id_element').Value:=KeyField;
        SmartRefresh(H(taAccessory).KeyField,taAccessory);
end;

```

```

procedure TDB.BeforePost(DataSet: TDataSet);
begin
    //Обхід того що ADODB прокидає тільки (Мемо) замість String полів

```

```

//DataSet.FieldName('name').AsString:=DataSet.FieldName('shortname').AsString;
    end;

    procedure TDB.AfterInsert(DataSet: TDataSet);
    var
        dh:TDataSetHelper;
    begin
        dh:=H(DataSet);

DataSet.FieldName(dh.KeyField).AsInteger:=GetNextId(dh.TableName,dh.KeyField,quGenerator);
        if assigned(dh.ParentDataSet) then begin
            if dh.ParentDataSet.State=dsInsert then begin
                try
                    dh.ParentDataSet.Post;
                except
                    on E:Exception do begin
                        ShowMessage('Помилка збереження '+ chr(10)+chr(13)+E.Message);
                    end;
                end;
            end;
        end;

DataSet.FieldName(dh.ForeignKeyField).AsInteger:=dh.ParentDataSet.FieldName(dh.ForeignKeyField).AsInteger;
        end;
    end;

end.

```

Додаток И



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) UA (11) 108423 (13) U
(51) МПК (2016.01)
B65G 25/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки:	u 2016 01512	(72) Винахідник(и):	Герук Станіслав Миколайович (UA), Ляшук Олег Леонтійович (UA), Довбиш Андрій Петрович (UA), Клендій Володимир Миколайович (UA), Данилюк Ольга Андріївна (UA)
(22) Дата подання заявки:	18.02.2016	(73) Власник(и):	Герук Станіслав Миколайович, вул. Замонастирська, 15, м. Тернопіль, 46000 (UA), Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46020 (UA), Довбиш Андрій Петрович, вул. Галицька, 8, м. Тернопіль, 46020 (UA), Клендій Володимир Миколайович, вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46020 (UA), Данилюк Ольга Андріївна, вул. Київська, 10, м. Тернопіль, 46000 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель:	11.07.2016		
(46) Публікація відомостей про видачу патенту:	11.07.2016, Бюл. № 13		

(54) ГНУЧКИЙ ТРУБЧАСТЫЙ СЕПАРАТОР

(57) Реферат:

Гнучкий трубчастий сепаратор з вертикальною подачею сипких матеріалів, який виконано у вигляді спарених S-подібних труб з круглим поперечним перерізом, в які встановлено гнучкий канатний дисковий робочий орган з круглими дисками, з можливістю осьового переміщення, приводу, бункера з завантажувальними і вивантажувальними елементами, механізму натягу робочого органу. В зоні нижньої привідної натяжної станції встановлено завантажувальний бункер сипучого матеріалу, під яким виконана система отворів для просіювання під кутом до горизонту, збору готової суміші і її подачі нижньою S- подібною трубою в зону вивантаження, крім цього в спарені S- подібні труби встановлені бочкоподібні і круглі подавальні диски з певним кроком площинами перпендикулярними до осі канату, причому бочкоподібні диски виконані збільшеного діаметра в сторону їх руху, а крок між ними вибрано в залежності від конструкції приводу.

U
108423
UA



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **109817** (13) **U**
 (51) МПК (2016.01)
B65G 19/00
B65G 33/00

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки:	u 2016 02117	(72) Винахідник(и):	Герук Станіслав Михайлович (UA), Довбиш Андрій Петрович (UA), Ляшук Олег Леонтійович (UA)
(22) Дата подання заявки:	04.03.2016	(73) Власник(и):	Герук Станіслав Михайлович, вул. Щорса, 96, м. Житомир, 10005 (UA), Довбиш Андрій Петрович, вул. Щорса, 96, м. Житомир, 10005 (UA), Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель:	12.09.2016		
(46) Публікація відомостей про видачу патенту:	12.09.2016, Бюл. № 17		

(54) ГНУЧКИЙ ТРУБЧАСТЫЙ КОНВЕЕР С ПЕРЕСУВНИМ ЗАВАНТАЖУВАЧЕМ

(57) Реферат:

Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем, який виконано у вигляді рами, спарених S-подібних труб з круглим поперечним перерізом, в які встановлений дисковий робочий орган з круглими дисками, опорних дисків з еластичними опорними роликами з можливістю осьового переміщення, приводу, механізму натягу робочого органу, бункера з завантажувальними і розвантажувальними елементами. Як тяговий робочий орган встановлено канат, по довжині якого рівномірно встановлені круглі подаючі диски, які з двох сторін жорстко підтиснуті і закріплені до канату відомим способом, з лівого торця S-подібних труб встановлено завантажувальний бункер, з'єднаний з завантажувальною круглою трубою, крім цього в районі лівого торця S-подібної завантажувальної труби на рамі жорстко встановлено на колесах механізм переміщення їх гвинтовим гнучким завантажувачем і механізм регулювання кількості подачі сипких матеріалів, а гвинтовий завантажувач виконано у вигляді циліндричного кожуха, до правого кінця якого жорстко приєднано гнучкий циліндричний кожух з внутрішнім гнучким гвинтовим елементом, на кінці якого встановлено захисний наконечник відомої конструкції, а до рами жорстко закріплено пульт керування, а привід S-подібних секцій гвинтового гнучкого завантажувача і рухомої підставки здійснюється від спеціального приводу, а зверху до кожуха жорстко закріплена рукоятка для зручності переустановки його з вибраної зони сипких матеріалів в інше місце.

UA 109817 U



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **109819** (13) **U**
 (51) МПК (2016.01)
B65G 19/00
B65G 35/00
B65G 35/02 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 02119 (22) Дата подання заявки: 04.03.2016 (24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 12.09.2016 (46) Публікація відомостей про видачу патенту: 12.09.2016, Бюл.№ 17	(72) Винахідник(и): Герук Станіслав Михайлович (UA), Довбиш Андрій Петрович (UA), Ляшук Олег Леонтійович (UA) (73) Власник(и): Герук Станіслав Михайлович, вул. Щорса, 96, м. Житомир, 10005 (UA), Довбиш Андрій Петрович, вул. Щорса, 96, м. Житомир, 10005 (UA), Ляшук Олег Леонтійович, вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA)
--	--

(54) СПАРЕНИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН КАНАТНОГО КОНВЕЄРА

(57) Реферат:

Спарений робочий орган канатного конвеєра, який виконано у вигляді гнучкого канату, до якого жорстко закріплені круглі подавальні диски з певним кроком, площинами перпендикулярними до осі канату і упорних шайб, причому на робочій позиції встановлено два подавальних диска, між якими встановлені розтискні пружини з 2...3 кроками, кінці яких жорстко закріплені до круглих подавальних дисків, крім цього з двох сторін спарених дисків жорстко закріплені упорні шайби з видовженими ступицями, до яких вони жорстко закріплені відомим способом, крім цього по зовнішньому діаметру круглих подавальних дисків виконані V-подібні внутрішні виїмки, які є у жорсткій взаємодії з ущільнюючими поясками, які заповнені пластичною масою, яка має хороші фрикційні можливості, а по зовнішньому діаметру вони є у взаємодії з внутрішнім діаметром транспортної труби.

UA 109819 U

ДОДАТОК К

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Для проведення виробничих випробувань на ТОВ НВП «Агрант» м. Житомир було виготовлено експериментальне обладнання для завантаження та вивантаження технологічних магістралей з внутрішнім діаметром 100 мм.

В конструкцію експериментальної установки був закладений патент на корисну модель України № 124844 «Трубчастий ланцюговий транспортер».

Виготовлення експериментального обладнання монтувалося з гнучкою магістраллю із загальною довжиною 20 м.

В якості транспортного матеріалу при проведенні виробничих випробувань застосовували зерно пшениці та гороху.

Максимальна висота підйому транспортного зернового матеріалу становила 2 м.

Технологічний процес якісно виконувався у всьому діапазоні проведення експериментів, однак при переході робочого органа кутових зон спостерігалось збільшення енерговитрат.

Розроблений експериментальний зразок, після усунення виявлених незначних технічних недоопрацювань, може бути рекомендований у виробництво.

Директор ТОВ НВП «Агрант»



В.В. Семенець



**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИЙ ОБСЛУГОВУЮЧИЙ КООПЕРАТИВ
„УВИСЛА ПЛЮС”**

код ЄДРПОУ 41768969, Тернопільська область, Гусятинський район,
с. Увисла, вул. Миру 51,
тел.: (067) 857-45-36 ел.адреса : vit.o@ukr.net

№4-18

Від 17/04/2018 р.

**АКТ
впровадження наукової розробки на СОК «УВИСЛА ПЛЮС»**

Даний акт складено про те, що за результатами наукової розробки, проведеної авторами Геруком С.М., Довбишом А.П., Ляшуком О.Л. з виготовлення експериментального зразка гнучкого трубчастого конвеєра з пересувним завантажувачем згідно деклараційного патенту України № 109817 «Гнучкий трубчастий конвеєр з пересувним завантажувачем».

Дана розробка забезпечує зменшення енерго- і матеріальних ресурсів з покращеними умовами їх експлуатації, а також підвищення ефективності та якості транспортування сипких матеріалів скребковим конвеєром по криволінійній траєкторії та вибору їх раціональних параметрів, яке має важливе народногосподарське значення.

Розроблений експериментальний зразок, після усунення виявлених незначних технічних не доопрацювань, може бути рекомендований у виробництво.

Голова

В. В. Остафійчук