



Всеукраїнський науково-технічний журнал

All-Ukrainian Scientific & Technical Journal

ISSN 2520-6168 (Print)

DOI:10.37128/2520-6168-2021-3



Machinery
Energetics
Transport
of Agribusiness



ТЕХНІКА ЕНЕРГЕТИКА ТРАНСПОРТ АПК



Всеукраїнський науково-технічний журнал

**ТЕХНІКА,
ЕНЕРГЕТИКА,
ТРАНСПОРТ АПК**

№ 3 (114) / 2021

м. Вінниця - 2021

**ТЕХНІКА,
ЕНЕРГЕТИКА,
ТРАНСПОРТ АПК**

Журнал науково-виробничого та навчального спрямування
Видавець: Вінницький національний аграрний університет

Заснований у 1997 році під назвою «Вісник Вінницького державного сільськогосподарського інституту».
Правонаступник видання: Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки.
Свідоцтво про державну реєстрацію засобів масової інформації
КВ № 16644–5116 ПР від 30.04.2010 р.

Всеукраїнський науково – технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Токарчук О.А. (головний редактор) та інші. Вінниця, 2021. 3(114). С. 164.

Друкується за рішенням Вченої ради Вінницького національного аграрного університету (протокол № 2 від 28.09.2021 р.)

Свідоцтво про державну реєстрацію засобів масової інформації №21906-11806 Р від 12.03.2016р.

Журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» включено до переліку наукових фахових видань України з технічних наук (Категорія «Б», Наказ Міністерства освіти і науки України від 02.07.2020 року №886);

- присвоєно ідентифікатор цифрового об'єкта (Digital Object Identifier – DOI);

- індексується в CrossRef, Google Scholar;

- індексується в міжнародній наукометричній базі [Index Copernicus Value](#) з 2018 року.

Головний редактор

Токарчук О.А. – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Заступник головного редактора

Веселовська Н.Р. – д.т.н., професор, Вінницький національний аграрний університет

Відповідальний секретар

Полєвода Ю.А. – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Члени редакційної колегії

Булгаков В.М. – д.т.н., професор, академік НААН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України

Севостьянов І.В. – д.т.н., професор, Вінницький національний аграрний університет

Граняк В.Ф. – к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет

Спірін А.В. – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Іванчук Я.В. – к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет

Твердохліб І.В. – д.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Іскович – Лотоцький Р.Д. – д.т.н., професор, Вінницький національний технічний університет

Цуркан О.В. – д.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Купчук І.М. – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Яронуд В.М. – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет

Зарубіжні члени редакційної колегії

Йордан Максимов – д.т.н., професор Технічного університету Габрово (Болгарія)

Відповідальний секретар редакції **Полєвода Ю.А.** – к.т.н., доцент, Вінницький національний аграрний університет
Адреса редакції: 21008, Вінниця, вул. Сонячна 3, Вінницький національний аграрний університет, тел. (0432) 46–00–03

Сайт журналу: <http://tetapk.vsau.org/>

Електронна адреса: pophv@ukr.net



ЗМІСТ

I. АГРОІНЖЕНЕРІЯ

*Калетнік Г.М., Яропуд В.М.***ФІЗИКО-МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ СИСТЕМИ НАГНІТАННЯ ЧИСТОГО ПОВІТРЯ У ТВАРИННИЦЬКИХ ПРИМІЩЕННЯХ..... 4***Булгаков В.М., Кувачов В.П., Солоня О.В., Борис М.М.***ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МІКРОРЕЛЬЄФУ ПОВЕРХНІ ҐРУНТУ ПОСТІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ КОЛІЇ..... 16***Гунько І.В.***ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗМІШУВАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ТА БІОПАЛИВА..... 24***Середа Л.П., Ковальчук Д.А.***ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ҐРУНТООБРОБНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ ТЕХНОЛОГІЇ STRIP-TILL..... 30**

II. ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА. МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО. ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

*Веселовська Н.Р., Брацлавець Б.С., Ялина О.О., Іскович-Лотоцький Р.Д.***РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРОЛІЗНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ВІДХОДІВ З НАПРАВЛЕНИМ РОЗПОДІЛЕННЯМ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ..... 41***Ihor Kurchuk, Yuliia Poberezhets, Ruslan Kravets***RESEARCH OF THE RHEOLOGICAL PARAMETERS OF FEED GRAIN IN THE PROCESS OF THE COMBINED IMPACT-CUTTING GRINDING..... 49***Іскович-Лотоцький Р.Д., Веселовська Н.Р., Токарчук О.А., Склярчук О.В.***РОЗРОБКА І ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВУЗЛІВ ПРОЛІЗНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ МЕДИЧНИХ ВІДХОДІВ..... 59***Ludmila Shvets, Olena Trukhanska***DEFORMATION OF ALUMINUM ALLOYS IN ISOTHERMAL CONDITIONS..... 68***Омельянов О.М., Твердохліб І.В.***СУЧАСНИЙ СТАН НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОЗРОБОК В ОБЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІБРАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ ТА ТЕХНОЛОГІЙ..... 75***Островський А.Й.***УДОСКОНАЛЕННЯ ОПЕРАЦІЇ ҐРАТУВАННЯ ПРИ ВИЛИВАННІ МЕЛЮЧИХ КУЛЬ У КОКІЛЬ..... 91***Пазюк В.М., Шеманська Є.І., Пазюк Д.В.***РАЦІОНАЛЬНІ РЕЖИМИ СУШІННЯ НАСІННЯ РІПАКУ..... 98***Севостьянов І.В., Краєвський С.О., Севостьянов В.І.***УСТАНОВКИ З ГІДРОПРИВОДОМ ДЛЯ РОЗДІЛЕННЯ ВОЛОГИХДИСПЕРСНИХ СИСТЕМ..... 104***Serhiy Burlaka, Svitlana Kravets***DIAGNOSIS OF FUEL EQUIPMENT OF DIESEL ENGINE BY REMOVING VIBRO INDICATORS OF FUEL SUPPLY..... 113***Цуркан О.В., Полевода Ю.А., Присяжнюк Д.В.***ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВІБРАЦІЙНОГО ЗМІШУВАЧА З МАЯТНИКОВИМ МЕХАНІЗМОМ ВІЛЬНОГО ХОДУ..... 124**

III. ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКА, ЕЛЕКТРОТЕХНІКА ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

*Рубаненко О.Є., Токарчук О.А.***ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕКТРИЧНИХ ДВИГУНІВ В УМОВАХ НЕПОВНОТИ ПОЧАТКОВИХ ДАНИХ..... 136***Штуць А.А., Чмих К.В.***УДОСКОНАЛЕННЯ ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА ЗА РАХУНОК КОНТУРУ РЕГУЛЮВАННЯ ТИСКУ НА БАЗІ ПРОГРАМОВАНОГО РЕЛЕ LOGO! 12/24 RC В СЕРЕДОВИЩІ MATLAB SIMULINK..... 149**



УДК: 621.929.7

DOI: 10.37128/2520-6168-2021-3-14

**ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВІБРАЦІЙНОГО ЗМІШУВАЧА З
МАЯТНИКОВИМ МЕХАНІЗМОМ ВІЛЬНОГО ХОДУ****Цуркан Олег Васильович**, д.т.н., доцент**Полевода Юрій Алікович**, к.т.н., доцент

Вінницький національний аграрний університет

Присяжнюк Дмитро Володимирович, к.т.н., викладач

Відокремлений структурний підрозділ «Ладизинський фаховий коледж Вінницького НАУ»

Oleh Tsurkan, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor**Yurii Polievoda**, Ph.D., Associate Professor

Vinnytsia National Agrarian University

Dmytro Prysiashniuk, Ph.D.Separated structural unit «Ladyzhyn Professional College of Vinnytsia National Agrarian
University»

Проведений обширний огляд вібраційних змішувачів, виявлено їх переваги та недоліки. Обґрунтовано застосування дії низькочастотних коливань на процес змішування сипкої неоднорідної продукції. Всі розглянуті схеми віброзмішувачів, а також конструкції, у яких перемішуючі пристрої отримують привод від віброімпульсних перетворювачів руху (в яких енергія основної або ведучої системи використовується для створення технологічного руху веденої системи) можна віднести до енергозберігаючого технологічного обладнання.

В статті описана конструкція, принцип роботи розробленого вібраційного змішувача з подвійним маятниковим механізмом вільного ходу для привода лопатей-перемішувачів в обертовий рух. Представлена розрахункова схема і закони руху даної системи у вигляді рівнянь Лагранжа другого роду (математична модель).

Використовуючи отримані рівняння множинної регресії 2-го порядку були визначені рекомендації стосовно основних параметрів робочого режиму досліджуваного процесу вібраційного змішування. Проаналізувавши результати досліджень вібраційного змішування сипкої неоднорідної сировини можна стверджувати, що найбільш впливовими факторами при визначенні частоти власних коливань маятника системи, що є одним із головним завданням нашого дослідження є жорсткість пружини, відстань прикріплення пружини від осі обертання, кутів повороту, маси маятника, довжини стержня та моменту інерції.

В роботі доведено, що серед різноманітних форм механічної дії на дисперсні системи в технологічних процесах вібраційна дія займає важливе місце, як один із найбільш ефективних засобів для створення необхідного динамічного стану дисперсних систем.

Ключові слова: сипкий продукт, технологічне середовище, коливання, процес змішування, вібраційне змішування, енерговитрати, маятниковий механізм вільного ходу, розрахункова модель, математична модель, рівняння Лагранжа другого роду.

Ф. 18. Рис. 8. Літ. 11.**1. Аналіз останніх досліджень та публікацій**

Дія «вібраційного поля» на технологічне середовище значно активізує та інтенсифікує перемішування компонентів суміші, підвищує якість змішування матеріалів з різними фізико-механічними властивостями та сприяє зменшенню тривалості робочих циклів і витрат енергії [1, 2, 3, 10, 11]. Перемішування відбувається практично в будь-якому процесі, де використовуються коливання, але якісне перемішування здійснюється тільки в спеціальних пристроях з цілеспрямованою вібрацією. Так, дія коливного робочого органу спричиняє, як загальну циркуляцію завантаженої маси, так і відносно хаотичне переміщення компонентів суміші, що призводить до послаблення сил зчеплення між частками технологічного середовища, руйнування утворених конгломератів, зміни реологічних характеристик матеріалу – в'язкості, модуля зсуву, ефективного коефіцієнта тертя, сил адгезійного зчеплення та ін. При цьому спостерігається поява додаткових ефектів: руйнування зерен матеріалів,



коагуляційних структур, звільнення додаткових поверхонь, колоїдний помел, збільшення диспергування компонентів системи [1, 4]. Вібраційні імпульси викликають не тільки хаотичні зіткнення часток матеріалу, але і розподіл їх за формою, щільністю, розмірах [10, 11].

Внаслідок впливу такого технологічного фактора спостерігається, як інтенсивна циркуляція матеріалу, так і відносне переміщення його часток в робочому контейнері. При цьому сипуче тіло переходить в стан псевдозрідження, коли частки зближаються та, не відриваючись, проковзують одна відносно одної. Відповідно зменшується об'єм проміжків між ними, матеріал легко розподіляється по поверхні, яка коливається та рівномірно заповнює форму будь-якої складності та помітно ущільнюється [1, 5, 6]. Це дозволяє ефективно здійснювати операції ущільнення і формування у різних технологічних процесах. Як показали дослідження, в такому стані коефіцієнт внутрішнього тертя, наприклад, між частками піску (сипкого продукту), зменшується на 25-30%, а піску по сталі – у 40 разів і більше, у порівнянні з нерухомим матеріалом [1].

В більшості технологічних процесів змішування має місце використання обертових барабанних змішувачів і змішувачів з обертовими робочими органами – лопатевими, шнековими, рамковими та ін. За особливостями конструктивного виконання ці машини відрізняються формою корпусу та його розташуванням по відношенню до осі обертання [6, 8].

2. Мета дослідження

Сучасне обладнання для реалізації вібраційного змішування є досить складним завданням динаміки, яке до сьогодні повністю не досліджено. Математичне моделювання обладнання, процесу, специфіка роботи, описання динаміки сипкого середовища руху робочих органів машини, спростовані гіпотези та припущення – це все, що впливає на адекватність роботи машини в цілому із відображенням реалій досліджуваного вібраційного процесу змішування.

Тому актуальним завданням є вирішення математичного моделювання моделі вібраційного змішувача з маятниковим механізмом вільного ходу з подальшим визначенням основних впливових параметрів означеного процесу.

3. Виклад основного матеріалу

Барабанні віброзмішувачі представляють собою герметичний, горизонтально розташований робочий орган циліндричної, U-подібної або тороїдальної форми, який встановлений на пружних опорах та обладнаний віброзбуджувачем, що надає йому коливань заданої траєкторії.

Розроблений віброзмішувач [1], в корпусі 3 якого ексцентрично розміщена труба 4 (рис. 1). Всередині труби 4 обертається вал із закріпленими на ньому дебалансами 5, який приводиться в рух за допомогою клинопасової передачі від електродвигуна, що закріплений на рамі 1 змішувача. Корпус змішувача встановлюється на вісім пар циліндричних пружин 2. Пружини через гумові прокладки з'єднані із рамою 1. Компоненти, що підлягають змішуванню, завантажують через патрубок 6, вварений в одному кінці корпусу, а вивантажують через патрубок 7, вварений в іншому кінці корпусу.

За рахунок різниці висоти шару матеріалу в місцях завантаження та вивантаження суміш має поздовжнє переміщення вздовж віброуючої труби 4, яка здійснює коливання по коловій або еліптичній траєкторії з великими прискореннями. Ці прискорення настільки великі, що маса сипкого матеріалу то відривається від її стінок, то контактує з ними, утворюючи між внутрішньою стінкою корпусу 3 та зовнішньою стінкою труби 4 серповидні зазори.

Проведені дослідження показали, що в даному змішувачі основна маса сипкого матеріалу циркулює в поперечних перерізах контейнера в сторону, протилежну напрямку обертання вібратора і лише в шарі, що прилягає до вібратора, напрям переміщення матеріалу відповідає напрямку обертання дебалансів [1, 6, 8].

Інша схема віброзбудження реалізована у вібраційному змішувачі із приєднаним мотор-вібратором (рис. 2), що має встановлений на рамі 1 за допомогою пружних опор 2 циліндричний контейнер 3. В нижній частині контейнера 3 під кутом 45° до його вертикальної осі прикріплений мотор-вібратор 4.

Як було відмічено у працях О.В. Цуркана, О.В. Солоні, Ярошенка Л.В. та ін. значного збільшення швидкості циркуляції матеріалу можна досягти при винесенні вібратора з робочої камери [1, 7].

Тому подальшим розвитком вібраційних змішувачів барабанного типу є встановлення в робочій камері активних турбулізаторів, що виконують допоміжний технологічний рух від додаткового джерела енергії. Саме така ідея використовується у змішувачах віброімпульсного виконання з обертовими перемішувачами та віброуючим контейнером.

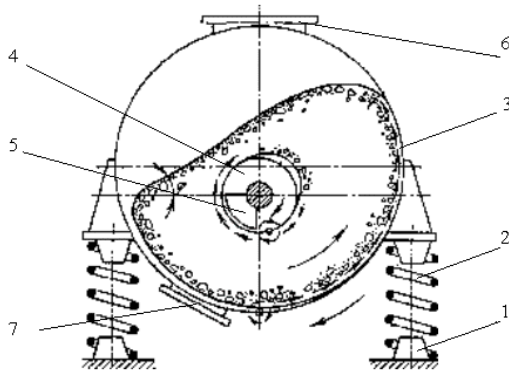


Рис. 1. Схема трубного вібраційного змішувача:
1 – рама; 2 – пружні опори; 3 – контейнер;
4 – труба; 5 – дебаланси; 6, 7 – патрубки для
введення та виведення матеріалу, що
обробляється

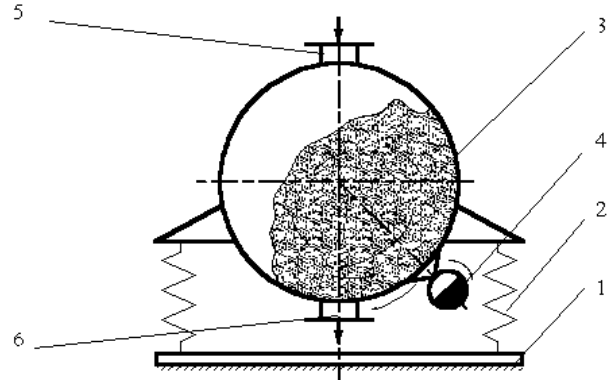


Рис. 2. Схема вібраційного змішувача: 1 – рама;
2 – пружні опори; 3 – контейнер; 4 – мотор-
вібратор; 5, 6 – патрубки для введення та виведення
матеріалу, що обробляється

Простота конструкції та надійність, легка герметизація, компактність стосовно обсягу продукції, що одночасно завантажується і обробляється, значно розширюють можливості використання таких змішувачів.

На рис. 3 представлена схема змішувача, що був створений у лабораторії інженерно-технологічного факультету Вінницького національного аграрного університету [1, 2, 5].

Дана схема включає робочий контейнер 1, який встановлено на опори 8 за допомогою пружних елементів 2, всередині якого на підшипникових вузлах 9 розміщений лопатевий вал 3 із лопатами 4. Лопатевий вал приводиться до руху за допомогою електродвигуна 6, що з'єднаний з ним через еластичну муфту 5. Інерційний вібробуджувач 7 приводить робочий контейнер 1 в коливний рух.

Після завантаження необхідних компонентів суміші у робочий контейнер 1 змішувача вмикають інерційний вібробуджувач 7, під дією якого контейнер починає інтенсивно коліватись, надаючи часткам суміші прискорень більших за прискорення вільного падіння. Завдяки вібраційній дії компоненти суміші інтенсивно перемішуються. Для підвищення інтенсифікації процесу змішування вмикають електродвигун 6, який приводить в рух лопатевий вал.

Як показали дослідження енергетичних характеристик даного віброзмішувача, зростання величини віброшвидкості $A\omega$ супроводжується істотним зменшенням потужності, яку споживає електродвигун привода лопатевого вала P_L та незначним зростанням потужності, яку споживає електродвигун привода вібратора P_B (рис. 4).

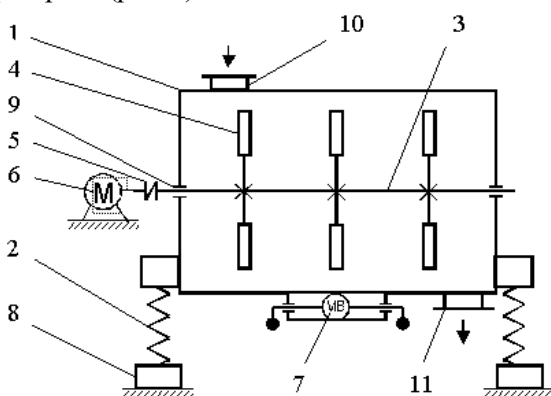


Рис. 3. Схема вібраційного змішувача з незалежним приводом лопатевого вала:
1 – робочий контейнер; 2 – пружні елементи;
3 – лопатевий вал; 4 – лопаті; 5 – еластична муфта; 6 – електродвигун; 7 – інерційний вібробуджувач ІВ-92А-94; 8 – опори; 9 – підшипникові вузли; 10, 11 – патрубки для введення та виведення матеріалу, що обробляється

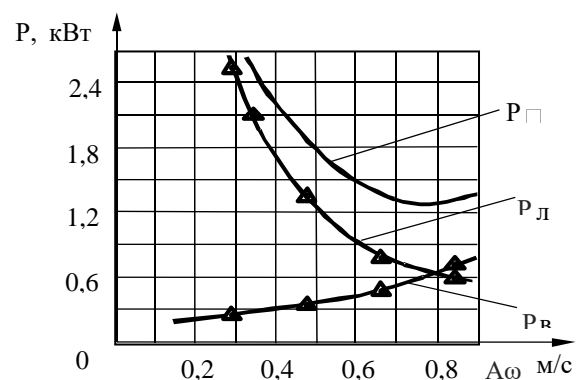


Рис. 4. Залежність потужностей, які споживають електродвигуни привода лопатевого вала – P_L , вібратора – P_B та їх сумарної потужності – P_S від віброшвидкості $A\omega$ при частоті обертів лопатевого вала $n_L = 30 \text{ хв}^{-1}$ і вала вібратора $n_B = 940 \text{ хв}^{-1}$.

$P_S = P_L + P_B$ – сумарні енерговитрати в змішувачі



До енергозберігаючого технологічного обладнання можна віднести усі розглянуті схеми віброзмішувачів, а також конструкції, у яких перемішуючі пристрої отримують привод від віброімпульсних перетворювачів руху, в яких енергія основної або ведучої системи використовується для створення технологічного руху веденої системи [9, 10].

Для перетворення періодичного руху в однонапрямлений використовують механізми вільного ходу, особливістю яких є те, що вони передають рух тільки в одному напрямку. Відоме виконання даного механізму у вигляді пневматичних елементів та пульсатора, камери змінного об'єму – один кінець якої закріплений на робочому органі вібраційної машини, а інший – на нерухомій основі [1, 2].

Також має місце пристрій, де в якості механізму вільного ходу використовується електромагнітна порошкова муфта, яка дозволяє реалізувати обертовий рух вихідного валу при як завгодно малих коливаннях ведучого елемента [1, 2].

Проведений огляд літературних джерел та патентної документації дозволяє зробити висновок про те, що найчастіше такі механізми виконуються у вигляді храпових, фрикційних, роликів та електромагнітних муфт односторонньої дії. Такі перетворювачі відзначаються простотою, компактністю та надійністю, що дає можливість підвищити енергетичний потенціал технологічного середовища без застосування додаткового джерела механічної енергії [1 - 6].

В лабораторії кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв Вінницького національного аграрного університету було розроблено декілька конструкцій вібраційних змішувачів з механізмом вільного ходу механічного типу, основними елементами яких були обгінні роликіві муфти та маятникові механізми.

Одна з таких машин (рис. 5) містить інерційний вібробуджувач 4, пружинні опори 2, робочу ємкість 3, перетворювач механічної енергії 9 та лопатевий вал 6 з перемішуючими елементами 7. Механізм перетворення енергії включає нерухомі внутрішні 8 та рухомі зовнішні обійми 9, між якими знаходяться ролики 10. Обойми 9 через важелі 11 та шарнірні тяги 12 з'єднуються з рамою 1 установки [1, 2].

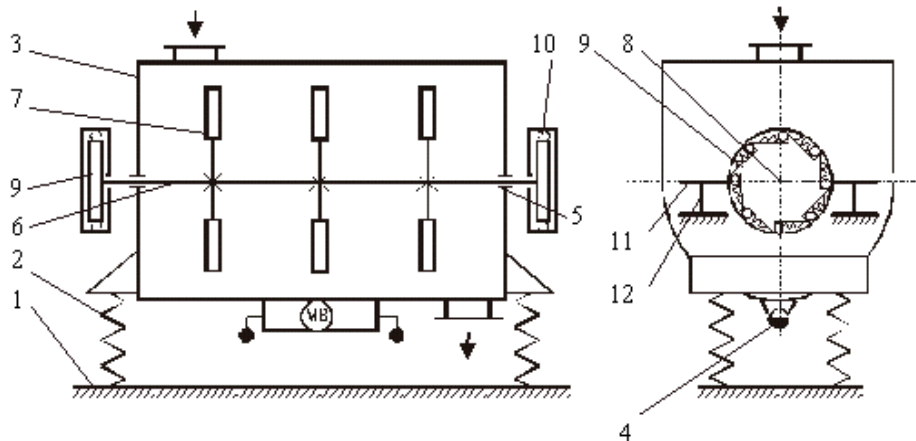


Рис. 5. Схема вібраційного змішувача з обгінними муфтами:

**1 – рама; 2 – пружинні опори; 3 – робоча ємкість; 4 – вібробуджувач; 5 – підшипникові вузли;
6 – лопатевий вал; 7 – лопаті; 8, 9 – внутрішні та зовнішні обійми; 10 – ролики; 11 – важелі;
12 – шарнірні тяги**

Під час роботи змішувача вібробуджувач 4 створює еліптичні коливання робочої ємкості 3 у вертикальній площині перпендикулярно поздовжній осі машини. Через підшипникові вузли 5 коливання передаються механізмам вільного ходу. Внаслідок цього ведучі обійми 9 здійснюють крутильні коливання за допомогою важелів 11 та тяг 12 відносно осі вала 6. При цьому провертання зовнішніх обійм, опозитно встановлених на лопатевому валу, має зустрічний напрям. Під час руху робочої ємкості 3 вгору роликами 10 здійснюється заклинювання однієї з обійм 9 та рух її разом з валом 6. В цей час ролики іншої обійми не працюють. Коли робоча ємкість 3 розпочинає рух вниз, має місце зміна напрямку обертання обійм 9 на протилежний.

До переваг даної конструкції можна віднести можливість поступового регулювання кутової швидкості та крутного моменту лопатевого вала в заданих межах, зменшення питомих енерговитрат, відсутність додаткового джерела енергії. Але невисока швидкість обертання лопатевого вала погіршує експлуатаційні показники такого змішувача.

З метою підвищення ефективності змішування компонентів суміші, збільшення швидкості обертання лопатевого вала була створена конструкція змішувача, зображена на рис. 6 [1, 2, 6].

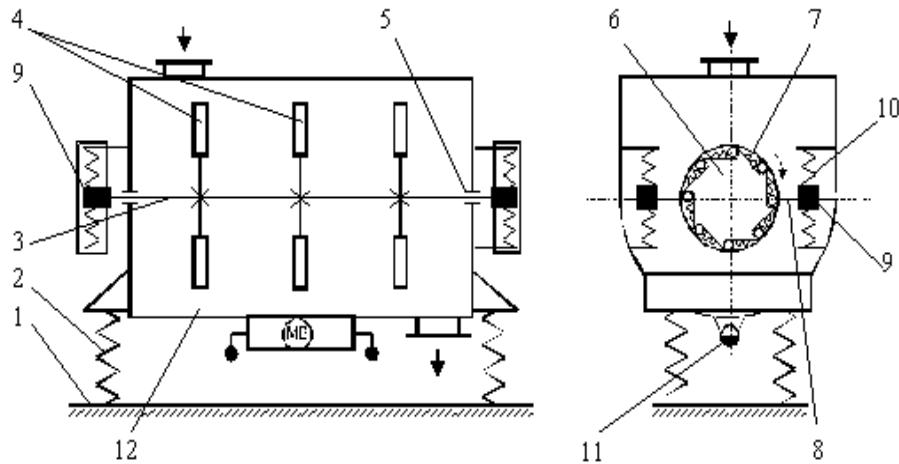


Рис. 6. *Схема одновального вібраційного змішувача із маятниковим механізмом вільного ходу: 1 – рама; 2 – пружні опори; 3 – лопатевий вал; 4 – лопаті; 5 – підшипникові вузли; 6, 7 – ведена та ведуча ланки механізму вільного ходу; 8 – маятник; 9 – вантаж; 10 – пружини; 11 – вібробуджувач; 12 – корпус*

Маятникові механізми даної машини містять ведучі ланки 7, до яких приєднані маятники 8 з вантажами 9, та ведені ланки 6, що жорстко закріплені на кінцях лопатевого вала 3, який встановлений в корпусі 12 за допомогою підшипникових вузлів 5. Маятники 8 з'єднані з корпусом 12 змішувача через пружини 10. Вібробуджувач 11 генерує гармонійні коливання корпусу 12 змішувача, який викликає крутильні коливання маятників 8. Крім того, маятники 8 з вантажами 9 встановлені горизонтально так, щоб їх рух донизу співпадав із напрямком робочого ходу лопатевого вала 3. Завдяки цьому при змішуванні використовується також кінетична енергія вантажів, що рухаються донизу, та момент сили ваги вантажів 9 відносно осі вала 3. Коливання маятників 8, наближені до резонансних та ведучих ланок 7 механізмів вільного ходу, перетворюються в обертовий рух лопатевого вала 3 із лопатями 4. При цьому напрям обертання вала 3 задають зворотнім циркуляційному руху завантаження з метою інтенсифікації процесу.

Так як маятники 8 коливаються в режимі, близькому до резонансного і їх амплітуда у 8–15 разів перевищує амплітуду коливань корпусу 12, то за один період вал повернеться на 90–180°. Якщо маса вантажів 9 становитиме 30–50 кг, а їх відстань від осі вала – 0,5 м, частота коливань вібробуджувача – 1200 кол/хв, то крутний момент на валу 3 досягатиме 5–10 кНм. Змінюючи масу вантажів 9, їх відстань до осі вала 3 та жорсткість пружин 10, виникає можливість плавного регулювання швидкості обертання і крутного моменту лопатевого вала 3. Крім того, проведені експериментальні дослідження дослідно-промислового зразка змішувача такої конструкції дозволили встановити, що при змішуванні гороху із зерном пшениці у співвідношенні 50:50 (рис. 6) при оптимальному значенні віброшвидкості $0,6 \div 0,8$ м/с та використанні маятникових механізмів на лопатевому валу створюється крутний момент в межах 50–60 Нм і швидкість обертання 65–70 хв⁻¹.

Отримані енергетичні характеристики показують, що сумарні витрати енергії на привод віброзмішувача у порівнянні із показниками вібраційного змішувача із незалежним приводом лопатевого вала зменшились на 82%.

Перевагою даної конструкції є використання енергії корпусу, що коливається, та відсутність додаткового привода. Однак, цикл роботи маятникових механізмів у цій машині можна поділити на робочий хід, коли маятники з вантажами повертаються разом із лопатевим валом, та холостий хід, під час якого відбувається холостий хід маятників.

Тому, з метою уникнення холостого ходу маятникових механізмів був розроблений двовальний вібраційний змішувач (рис. 7), в контейнері 16 якого на підшипникових вузлах 11 встановлені лопатеві вали 3 і 4. Маятники 14 з вантажами 12 прикріплені за допомогою пружин 13 до робочого контейнера 16 та кінематично пов'язані з лопатевими валами так, що будь-яке зміщення ведучих елементів 7 механізмів вільного ходу від положення рівноваги призводить до повертання відповідного лопатевого вала.

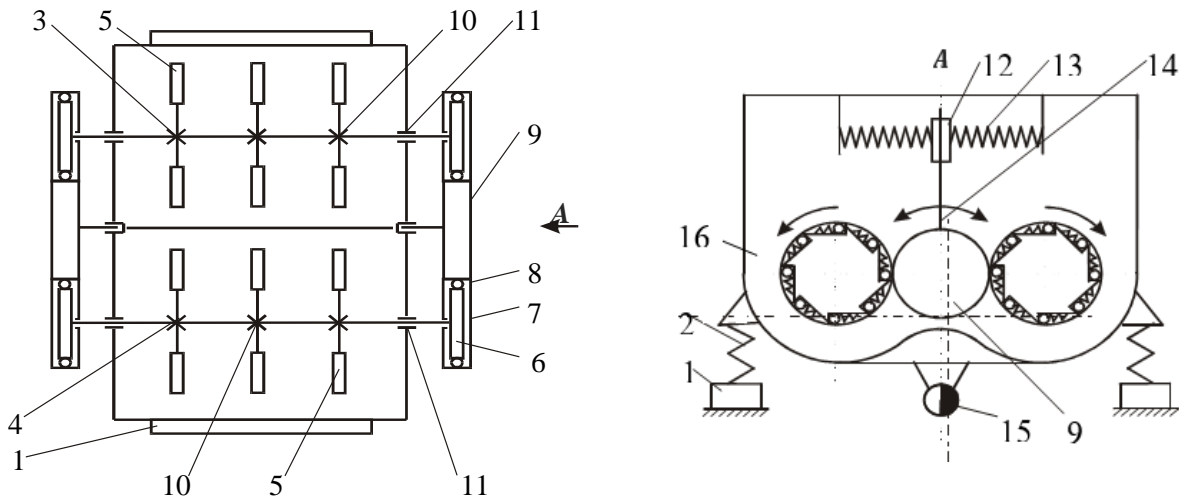


Рис. 7. Схема двовального вібраційного змішувача із маятниковим механізмом вільного ходу:
1 – рама; 2 – пружні опори; 3, 4 – лопатеві вали; 5, 10 – лопаті; 6, 7 – ведена та ведуча ланки механізмів вільного ходу; 8 – зовнішня обойма; 9 – привідна шестерня, 11 – підшипникові вузли;
12 – вантаж; 13 – пружини маятника; 14 – маятник; 15 – вібробуджувач; 16 – контейнер

Для математичного аналізу силових та кінематичних параметрів роботи обладнання (вібраційних змішувачів із маятниковим механізмом вільного ходу) розглянемо схему даної машини та знайдемо розв'язок математичної моделі [2] (рис. 8).

Таке конструктивне виконання машини (робочих органів) дає змогу створити безперервну технологічну дію перемішуючих органів на середовище, що обробляється.

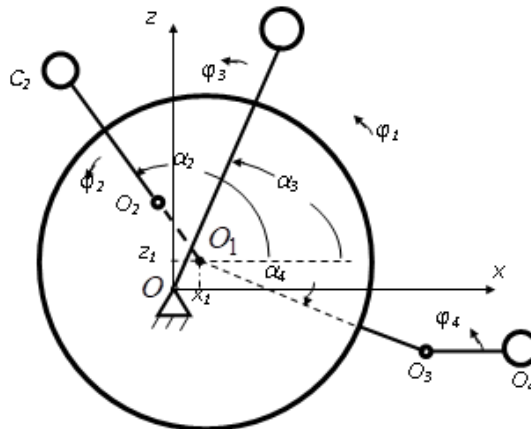
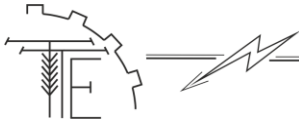


Рис. 8. Схематичне зображення вібраційного механізму

Для розв'язку математичної моделі вводимо наступні параметри: φ_1 – кут обертання контейнера і його величина відраховується від рівноважного положення контейнера; φ_2 – кут обертання маятника і його величина відраховується від рівноважного положення маятника; φ_3 – кут обертання маятника 3 (відраховується від рівноважного положення маятника); φ_4 – кут обертання дебаланса 4 (відраховується від рівноважного положення дебаланса); O – точка підвісу маятника 3 (центр нерухокої системи координат xOz); O_1 – центр мас камери 1; C_2 – центр мас маятника 2; C_3 – центр мас маятника 3; C_4 – центр мас дебаланса 4; x_1, z_1 – координати центра мас O_1 камери 1 відносно нерухокої системи координат xOz ; O_2 – точка підвісу маятника 2; O_3 – точка підвісу дебаланса 4; α_1 – кут, що визначає положення центра мас O_1 камери 1 відносно горизонтальної осі x ; α_2 – кут нахилу маятника 2 до горизонтальної осі z_1 ; α_3 – кут нахилу маятника 3 до горизонтальної осі z_1 ; α_4 – кут нахилу точки підвісу O_3 дебаланса 4 до горизонтальної осі z_1 .



Рівняння Лагранжа другого роду, які описують рух механічної системи моделі вібраційного змішувача з маятниковими механізмами вільного ходу мають вигляд [2]:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 (\ddot{x}_1 - \ddot{\varphi}_1 l_1 \cos(\alpha_2 + \varphi_1 - 90^\circ) - (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) l_2 \cos(\alpha_2 + \varphi_1 + \varphi_2 - 90^\circ) + \\ + \dot{\varphi}_1^2 l_1 \sin(\alpha_2 + \varphi_1 - 90^\circ) + (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 l_2 \sin(\alpha_2 + \varphi_1 + \varphi_2 - 90^\circ)) + \\ + m_4 (\ddot{x}_1 + \ddot{\varphi}_1 l_5 \sin(\alpha_4 - \varphi_1) - (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_4) l_4 \sin(\varphi_1 + \varphi_4) - \\ - \dot{\varphi}_1^2 l_5 \cos(\alpha_4 - \varphi_1) - (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_4)^2 l_4 \cos(\varphi_1 + \varphi_4)) = -c_x (x_1 - x_{10}), \end{aligned} \quad (1)$$

де m_1 – маса контейнера, m_2 – маса маятника, m_4 – маса дебалансу, l_1 – відстань від точки підвісу O_2 маятника 2 до точки O_1 центра мас камери 1; l_2 – відстань від центра мас C_2 маятника 2 до його точки підвісу O_2 ; l_3 – відстань від центра мас C_3 маятника 3 до його точки підвісу O ; l_4 – відстань від центра мас C_4 дебаланса 4 до точки його підвісу O_3 ; l_5 – відстань від точки підвісу O_3 дебаланса 4 до центра мас O_1 камери 1; c_x – сумарна жорсткість пружин в напрямку осі Ox , x_{10} – початкове положення координата центра мас контейнера відносно осі Ox .

Розв'язок даного рівняння в першому наближенні набуде вигляду:

$$(m_1 + m_2 + m_4) \ddot{x}_1 - m_4 \dot{\varphi}_4^2 l_4 \cos \varphi_4 = -c_x (x_1 - x_{10}). \quad (2)$$

Вважаємо, що дебаланс обертається з сталою кутовою швидкістю, тобто

$$\varphi_4(t) = \omega_4 t, \quad (3)$$

де ω_4 – кутова швидкість дебаланса, t – час.

Тоді рівняння (2) набуде вигляду:

$$(m_1 + m_2 + m_4) \ddot{x}_1 + c_x x_1 = m_4 \omega_4^2 l_4 \cos \omega_4 t + c_x x_{10}.$$

Розв'язок цього диференціального рівняння має вигляд:

$$x_1(t) = C_1 \cos k_x t + C_2 \sin k_x t + \frac{m_4 \omega_4^2 l_4}{(m_1 + m_2 + m_4)(k_x^2 - \omega_4^2)} \cos \omega_4 t + x_{10}.$$

Практично, через деякий проміжок часу, рух механічної системи не залежить від початкових умов, тому в першому наближенні, закон руху контейнера відносно осі Ox буде наступний:

$$x_1(t) = A_x \cos \omega_4 t + x_{10}, \quad (4)$$

$$A_x = \frac{m_4 \omega_4^2 l_4}{(m_1 + m_2 + m_4)(k_x^2 - \omega_4^2)}, \quad k_x^2 = \frac{c_x}{m_1 + m_2 + m_4}. \quad (5)$$

де
Діємо аналогічно з наступним рівнянням:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + m_2 (\ddot{z}_1 - \ddot{\varphi}_1 l_1 \sin(\alpha_2 + \varphi_1 - 90^\circ) - (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) l_2 \sin(\alpha_2 + \varphi_1 + \varphi_2 - 90^\circ) - \\ - \dot{\varphi}_1^2 l_1 \cos(\alpha_2 + \varphi_1 - 90^\circ) - (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 l_2 \cos(\alpha_2 + \varphi_1 + \varphi_2 - 90^\circ)) + \\ + m_4 (\ddot{z}_1 + \ddot{\varphi}_1 l_5 \cos(\alpha_4 - \varphi_1) + (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_4) l_4 \cos(\varphi_1 + \varphi_4) + \\ + \dot{\varphi}_1^2 l_5 \sin(\alpha_4 - \varphi_1) - (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_4)^2 l_4 \sin(\varphi_1 + \varphi_4)) = -c_z (z_1 - z_{10}), \end{aligned} \quad (6)$$

де z_1 – координата центра мас контейнера відносно осі Oz в довільний момент часу, z_{10} – початкове положення координата центра мас контейнера відносно осі Oz і в цьому положенні узагальнена сила Q_{z1} дорівнює нулю.

Тоді отримаємо, що контейнер відносно Oz рухається по закону:

$$z_1(t) = A_z \sin \omega_4 t + z_{10}, \quad (7)$$



$$A_z = \frac{m_4 \omega_4^2 l_4}{(m_1 + m_2 + m_4)(k_z^2 - \omega_4^2)} k_z^2 = \frac{c_z}{m_1 + m_2 + m_4}$$

де

Розглядаємо наступне рівняння:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + I_2 (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) + I_4 (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_4) + m_2 (\ddot{\varphi}_1 l_1^2 + (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) l_2^2 - \ddot{x}_1 l_1 \cos(\alpha_4 + \varphi_1 - 90^\circ) - \\ - \ddot{x}_1 l_2 \cos(\alpha_2 + \varphi_1 + \varphi_2 - 90^\circ) + (2\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) l_1 l_2 \cos \varphi_2 - \ddot{z}_1 l_1 \sin(\alpha_2 + \varphi_1 - 90^\circ) - \\ - \ddot{z}_1 l_2 \sin(\alpha_2 + \varphi_1 + \varphi_2 - 90^\circ) - (2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \dot{\varphi}_2 l_1 l_2 \sin \varphi_2) + \\ + m_4 (\ddot{\varphi}_1 l_5^2 + (\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_4) l_4^2 + \ddot{x}_1 l_5 \sin(\alpha_4 - \varphi_1) - \\ - \ddot{x}_1 l_4 \sin(\varphi_1 + \varphi_4) + (2\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_4) l_4 l_5 \cos(\alpha_4 + \varphi_4) + \ddot{z}_1 l_5 \cos(\alpha_4 - \varphi_1) + \\ + \ddot{z}_1 l_4 \cos(\varphi_1 + \varphi_4) - (2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_4) \dot{\varphi}_4 l_4 l_5 \sin(\alpha_4 + \varphi_4)) = \\ = -c_{\varphi_1} \varphi_1 + P_2 (l_1 \varphi_1 \cos(\alpha_2 - 90^\circ) + d_1 (\varphi_1 + \varphi_2) \cos(\alpha_2 - 90^\circ)) - \\ - c_{23} (\varphi_1 (l_1 + d_2) \sin \beta_{23} + \varphi_2 d_2 \sin \beta_{23} - \varphi_3 d_3 \sin \beta_{32}) (l_1 + d_2 \cos \varphi_2) \sin \beta_{32} - \\ - P_4 (l_5 \varphi_1 \sin \alpha_4 + l_4 \cos(\varphi_1 + \varphi_4)) \end{aligned} \quad (8)$$

В першому наближенні дане рівняння, можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned} (I_1 + I_2 + I_4 + m_2 (l_1 + l_2)^2 + m_4 (l_4^2 + 2l_4 l_5 \cos(\alpha_4 + \varphi_4) + l_5^2)) \ddot{\varphi}_1 - \\ - m_4 \dot{\varphi}_4^2 l_4 l_5 \sin(\alpha_4 + \varphi_4) = -c_{\varphi_1} \varphi_1 + P_2 (l_1 + d_1) \cos(\alpha_2 - 90^\circ) - \\ - c_{23} (l_1 + d_2)^2 \sin \beta_{23} \sin \beta_{32} - P_4 (\varphi_1 l_5 \sin \alpha_4 + l_4 \cos \varphi_4) \end{aligned}$$

де I_1 – момент інерції контейнера відносно його центра мас, I_2 – момент інерції маятника відносно його центра мас (точки C_2), I_4 – момент інерції дебаланса відносно центра мас (точки C_4),

або

$$\begin{aligned} (I_1 + I_2 + I_4 + m_2 (l_1 + l_2)^2 + m_4 (l_4^2 + 2l_4 l_5 \cos(\omega_4 t + \alpha_4) + l_5^2)) \ddot{\varphi}_1 + \\ + (c_{\varphi_1} + c_{23} (l_1 + d_2)^2 \sin \beta_{23} \sin \beta_{32} - P_2 (l_1 + d_1) \cos(\alpha_2 - 90^\circ) + P_4 l_5 \sin \alpha_4) \varphi_1 = \\ = m_4 \omega_4^2 l_4 l_5 \sin(\omega_4 t + \alpha_4) - m_4 g l_4 \cos \omega_4 t \end{aligned} \quad (9)$$

Частота коливань контейнера буде залежати від часу, тобто

$$k_{\varphi_1}^2(t) = \frac{c_{\varphi_1} + c_{23} (l_1 + d_2)^2 \sin \beta_{23} \sin \beta_{32} - P_2 (l_1 + d_1) \cos(\alpha_2 - 90^\circ) + P_4 l_5 \sin \alpha_4}{I_1 + I_2 + I_4 + m_2 (l_1 + l_2)^2 + m_4 (l_4^2 + l_5^2) + 2m_4 l_4 l_5 \cos(\omega_4 t + \alpha_4)} \quad (10)$$

Якщо рівняння (9) переписати, знехтувавши деякими величинами, то воно набуде вигляду:

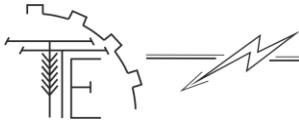
$$\begin{aligned} (I_1 + I_2 + I_4 + m_2 (l_1 + l_2)^2 + m_4 (l_4^2 + l_5^2)) \ddot{\varphi}_1 + \\ + (c_{\varphi_1} + c_{23} (l_1 + d_2)^2 \sin \beta_{23} \sin \beta_{32} - P_2 (l_1 + d_1) \cos(\alpha_2 - 90^\circ) + P_4 l_5 \sin \alpha_4) \varphi_1 = \\ = m_4 \omega_4^2 l_4 l_5 \sin(\omega_4 t + \alpha_4) \end{aligned}$$

Зміна кута повороту контейнера, в першому наближенні та у встановленому режимі, матиме вигляд:

$$\varphi_1(t) = A_{\varphi_1} \sin(\omega_4 t + \alpha_4) \quad (11)$$

$$k_{\varphi_1}^2 = \frac{c_{\varphi_1} + c_{23} (l_1 + d_2)^2 \sin \beta_{23} \sin \beta_{32} - P_2 (l_1 + d_1) \cos(\alpha_2 - 90^\circ) + P_4 l_5 \sin \alpha_4}{I_1 + I_2 + I_4 + m_2 (l_1 + l_2)^2 + m_4 (l_4^2 + l_5^2)} \quad (12)$$

де



$$A_{\varphi 1} = \frac{m_4 \omega_4^2 l_4 l_5}{(I_1 + I_2 + I_4 + m_2(l_1 + l_2)^2 + m_4(l_4^2 + l_5^2))(k_{\varphi 1}^2 - \omega_4^2)}. \quad (13)$$

Далі вирішуємо наступне диференціальне рівняння:

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 = -P_3 l_3 \varphi_3 \sin \alpha_3 + c_{23}(\varphi_1(l_1 + d_2) \sin \beta_{23} + \varphi_2 d_2 \sin \beta_{23} - \varphi_3 d_3 \sin \beta_{32}) d_3 \sin \beta_{32}, \quad (14)$$

Перепишемо його у вигляді:

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 + (c_{23} d_3^2 \sin^2 \beta_{32} + P_3 l_3 \sin \alpha_3) \varphi_3 = c_{23}(\varphi_1(l_1 + d_2) + \varphi_2 d_2) d_3 \sin \beta_{23} \sin \beta_{32}, \quad (15)$$

Частота власних коливань маятника 3 буде визначатись з рівняння:

$$k_{\varphi 3}^2 = \frac{c_{23} d_3^2 \sin^2 \beta_{32} + P_3 l_3 \sin \alpha_3}{I_3}. \quad (16)$$

Вона залежить від жорсткості пружини c_{23} , віддалі прикріплення пружини від осі обертання d_3 , кутів β_{32} і α_3 , маси маятника m_3 і довжини стержня l_3 на якому розміщена маса m_3 , моменту інерції I_3 .

Далі диференціальне рівняння

$$\begin{aligned} I_2(\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) + m_2((\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)l_2^2 - \ddot{x}_1 l_2 \cos(\alpha_2 + \varphi_1 + \varphi_2 - 90^\circ) + \dot{\varphi}_1 l_1 l_2 \cos \varphi_2 - \\ - \ddot{z}_1 l_2 \sin(\alpha_2 + \varphi_1 + \varphi_2 - 90^\circ) + \dot{\varphi}_1^2 l_1 l_2 \sin \varphi_2 = \\ = P_2 d_1(\varphi_1 + \varphi_2) \cos(\alpha_2 - 90^\circ) - c_2 \varphi_2 d_4^2 - \\ - c_{23}(\varphi_1(l_1 + d_2) \sin \beta_{23} + \varphi_2 d_2 \sin \beta_{23} - \varphi_3 d_3 \sin \beta_{32}) d_2 \sin \beta_{23}. \end{aligned} \quad (17)$$

перепишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} (I_2 + m_2 l_2^2) \ddot{\varphi}_2 + (c_2 d_4^2 + c_{23} d_2^2 \sin^2 \beta_{23} - P_2 d_1 \cos(\alpha_2 - 90^\circ)) \varphi_2 = \\ = -I_2 \ddot{\varphi}_1 + m_2(-\dot{\varphi}_1 l_2^2 + \ddot{x}_1 l_2 \cos(\alpha_2 + \varphi_1 + \varphi_2 - 90^\circ) - \dot{\varphi}_1 l_1 l_2 \cos \varphi_2 + \\ + \ddot{z}_1 l_2 \sin(\alpha_2 + \varphi_1 + \varphi_2 - 90^\circ) - \dot{\varphi}_1^2 l_1 l_2 \sin \varphi_2) + P_2 d_1 \varphi_1 \cos(\alpha_2 - 90^\circ) - \\ - c_{23}(\varphi_1(l_1 + d_2) \sin \beta_{23} - \varphi_3 d_3 \sin \beta_{32}) d_2 \sin \beta_{23}. \end{aligned}$$

Частота власних коливань маятника 2 буде визначатись з рівняння:

$$k_{\varphi 2}^2 = \frac{c_2 d_4^2 + c_{23} d_2^2 \sin^2 \beta_{23} - P_2 d_1 \cos(\alpha_2 - 90^\circ)}{I_2 + m_2 l_2^2}. \quad (18)$$

Отже, частота власних коливань маятника 2 залежить від жорсткості пружин c_2 і c_{23} , віддалі прикріплення пружини від осі обертання d_2 , кутів β_{23} і α_2 , маси маятника m_2 і довжини стержня d_1 на якому розміщена маса m_2 , та величин d_4 , I_2 , m_2 і l_2 .

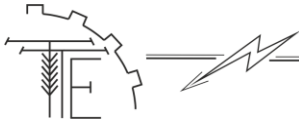
4. Висновки

Серед різноманітних форм механічної дії на дисперсні системи вібраційна дія займає важливе місце, як один із найбільш ефективних засобів для створення необхідного динамічного стану дисперсних систем.

Проаналізувавши результати математичного дослідження вібраційного змішування сипкої неоднорідної сировини можна стверджувати, що найбільш впливовими факторами при визначенні частоти власних коливань маятника системи є жорсткість пружини, відстань прикріплення пружини від осі обертання, кутів повороту, маси маятника, довжини стержня та моменту інерції.

Список використаних джерел

1. Цуркан О. В. Розробка та дослідження енергоощадного вібраційного змішувача для внесення преміксів в комбікорми : дис. кандидата техн. наук : 05.05.11 / Цуркан Олег Васильович. Вінниця, 2004. 145 с.



2. Цуркан О. В., Величко Л. Д., Присяжнюк Д. В. Математична модель вібраційної сушарки з маятниковими механізмами вільного ходу. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2017. № 2 (85). С. 103–113.
3. Берник П. С., Цуркан О. В., Величко Л. Д. Математична модель вібраційного змішувача із неколивним лопатевим валом та подвійним маятниковим віброімпульсним приводом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2003. № 6(32). С. 18–22.
4. Баранецька О.Р. Вібраційне змішування сумішей сипучих матеріалів. *Машинознавство*. 2000. № 3 (33). С. 60–63.
5. Паламарчук І. П., Берник М. П., Цуркан О. В. Обґрунтування технологічних та конструктивних схем енергозберігаючих віброзмішувачів барабанного типу. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2000. № 1(17). С. 34–37.
6. Паламарчук І. П., Берник М. П., Цуркан О. В. Розвиток конструктивних схем віброзмішувачів з механізмом вільного ходу. *Зб. наук. праць ХДТУСГ, «Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних та харчових виробництв» Харків: ХДТУСГ*. 2000. С. 167–173.
7. Вибрационный смеситель: А.с. 1674944 А1 СССР, МКИ В 01 F 11/00 П. С. Берник, Л. В. Ярошенко, Е. В. Солая. № 4744802/26; Заявл. 03.10.89; Оpubл. 07.09.91, Бюл. № 33.
8. Серeda Л. П., Берник П. С., Цуркан О. В., Величко Л. Д. Математична модель вібраційного змішувача з неколивним лопатевим валом та подвійним маятниковим віброімпульсним приводом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2003. № 6(32). С. 18–22.
9. Паламарчук І. П., Янович В. П., Полевода Ю. А. Обґрунтування режимних параметрів процесу дезінтегрування складних фармацевтичних сумішей та фітопрепаратів. *Наукові праці Національного університету харчових технологій*. 2012. № 47. С. 79–83.
10. Полевода Ю. А. Перспективи застосування вібраційних ефектів в рідких технологічних системах харчових і переробних виробництв. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, серія технічні науки*. 2015. № 1(89) Том 1. С. 124–130.
11. Омелянов О. М., Полевода Ю. А., Замрій М. Перспективи застосування вібрації при різанні матеріалів. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2021. № 1 (100). С. 104–114.

References

- [1] Tsurkan, O. V. (2004). Rozrobka ta doslidzhennya enerhooshchadnoho vibratsiynoho zmishuvacha dlya vnesennya premiksiv v kombikormy. [Development and research of energy-saving vibrating mixer for making premixes in compound feeds] : dys. kandydata tekhn. nauk : 05.05.11 / Tsurkan Oleh Vasyl'ovych. Vinnytsya, 145 s. [in Ukrainian].
- [2] Tsurkan, O. V., Velychko, L. D., Prisyazhnyuk, D. V. (2017). Matematychna model' vibratsiynoi susharki z mayatnykovymy mekhanizmamy vil'noho khodu. [Mathematical model of vibrating dryer with pendulum freewheel mechanisms]. *Vibratsiyyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh*. № 2 (85). S. 103–113. [in Ukrainian].
- [3] Berynk, P. S., Tsurkan, O. V., Velychko, L. D. (2003). Matematychna model' vibratsiynoho zmishuvacha iz nekolyvnyym lopatevym valom ta podviynym mayatnykovym vibroimpul'snym pryvodom. [Mathematical model of a vibrating mixer with a non-vibrating vane shaft and a double pendulum vibrating pulse drive]. *Vybratsyyi v tekhnike y ekhnolohyyakh*. № 6(32). S. 18–22. [in Ukrainian].
- [4] Baranets'ka, O.R. (2000). Vibratsiynе zmishuvannya sumishey sypuchykh materialiv. [Vibratory mixing of mixtures of bulk materials]. *Mashynoznavstvo*. № 3 (33). S. 60–63. [in Ukrainian].
- [5] Palamarchuk, I. P., Berynk, M. P., Tsurkan, O. V. (2000). Obgruntuvannya tekhnolohichnykh ta konstruktyvnykh skhem enerhozberihayuchykh vibrozmeshuvachiv barabannoho typu. [Substantiation of technological and constructive schemes of energy-saving drum-type vibrating mixers]. *Vybratsyyi v tekhnike y tekhnolohyyakh*. № 1(17). S. 34–37. [in Ukrainian].
- [6] Palamarchuk, I. P., Berynk, M. P., Tsurkan, O. V. (2000). Rozvytok konstruktyvnykh skhem vibrozmeshuvachiv z mekhanizmom vil'noho khodu. [Development of constructive schemes of vibrating mixers with freewheel mechanism]. *Zb. nauk. prats' KHDTUSH, «Suchasni napryamky tekhnolohiyi ta mekhanizatsiyyi protsesiv pererobnykh ta kharchovykh vyrobnytstv»* Kharkiv: KHDTUSH, S. 167–173. [in Ukrainian].
- [7] Vybratsyonnyy smesytel': A.s. 1674944 A1 SSSR, MKY V 01 F 11/00 P. S. Berynk, L. V. Yaroshenko, E. V. Solonaya. № 4744802/26; Zayavl. 03.10.89; Opubl. 07.09.91, Byul. № 33. [in Russian].
- [8] Sereda, L. P., Berynk, P. S., Tsurkan, O. V., Velychko, L. D. (2003). Matematychna model'



- vibratsiynoho zmishuvacha z nekol'nyvm lopatevym valom ta podviynym mayatnykovym vibroimpul'snym pryvodom. [Mathematical model of a vibrating mixer with a non-vibrating vane shaft and a double pendulum vibrating pulse drive]. *Vybratsyy v tekhnolohiyakh*. № 6(32). S. 18–22. [in Ukrainian].
- [9] Palamarchuk, I. P., Yanovych, V. P., Polievoda, Y. A. (2012). Obgruntuvannya rezhymnykh parametriv protsesu dezintehruvannya skladnykh farmatsevtichnykh sumishey ta fitopreparativ. [Substantiation of regime parameters of the process of disintegration of complex pharmaceutical mixtures and phytopreparations]. *Naukovi pratsi Natsional'noho universytetu kharchovykh tekhnolohiy*. № 47. S. 79–83. [in Ukrainian].
- [10] Polievoda, Y. A. (2015). Perspektyvy zastosuvannya vibratsiynykh efektyv v ridkykh tekhnolohichnykh systemakh kharchovykh i pererobnykh vyrobnytstv. [Prospects for the application of vibration effects in liquid technological systems of food and processing industries]. *Zbirnyk naukovykh prats' Vinnyts'koho natsional'noho ahrarnoho universytetu, seriya tekhnichni nauky*. №1(89) Tom 1. S. 124–130. [in Ukrainian].
- [11] Omel'yanov, O. M., Polievoda, Y. A., Zamrii, M. (2021.) Perspektyvy zastosuvannya vibratsiyi pry rizanni materialiv. [Prospects for the use of vibration in cutting materials. Vibrations in engineering and technology.]. *Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh*. № 1 (100). S.104–114. [in Ukrainian].

ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВИБРАЦИОННОГО СМЕСИТЕЛЯ С МАЯТНИКОВЫМ МЕХАНИЗМОМ СВОБОДНОГО ХОДА

Проведенный обширный обзор вибрационных смесителей, выявлены их преимущества и недостатки. Обосновано применение действия низкочастотных колебаний на процесс смешивания сыпучей неоднородной продукции. Все рассмотренные схемы вибросмесителей, а также конструкции, в которых перемешивающие устройства получают привод от виброимпульсных преобразователей движения (в которых энергия основной или ведущей системы используется для создания технологического движения ведомой системы) можно отнести к энергосберегающему технологическому оборудованию.

В статье описана конструкция, принцип работы разработанного вибрационного смесителя с двойным маятниковым механизмом свободного хода для привода лопастей-смесителей во вращательное движение. Представленная расчетная схема и законы движения данной системы в виде уравнений Лагранжа второго рода (математическая модель).

Используя полученные уравнения множественной регрессии 2-го порядка были определены рекомендации по основным параметрам рабочего режима исследуемого процесса вибрационного смешивания.

Проанализировав результаты исследований вибрационного смешивания сыпучей неоднородной среды можно утверждать, что наиболее влиятельными факторами при определении частоты собственных колебаний маятника системы, что является одной из главных задач нашего исследования, является жесткость пружины, расстояние прикрепления пружины от оси вращения, углов поворота, массы маятника, длины стержня и момента инерции.

В работе доказано, что среди различных форм механического воздействия на дисперсные системы в технологических процессах вибрационное действие занимает важное место, как один из самых эффективных средств для создания необходимого динамического состояния дисперсных систем.

Ключевые слова: сыпучий продукт, технологическая среда, колебания, процесс смешивания, вибрационное смешивания, энергозатраты, маятниковый механизм свободного хода, расчетная модель, математическая модель, уравнения Лагранжа второго рода.

Ф. 18. Рис. 8. Лит. 11.

INVESTIGATION OF MATHEMATICAL MODEL OF A VIBRATING MIXER WITH A FREEZERY PENDULUM MECHANISM

An extensive review of vibrating mixers, identified their advantages and disadvantages. The application of the action of low-frequency oscillations on the process of mixing bulk inhomogeneous products is substantiated. All considered schemes of vibrating mixers, as well as designs in which mixing devices are driven by vibration-pulse transducers (in which the energy of the main or master system is used to create the technological motion of the driven system) can be attributed to energy-saving technological equipment.



The article describes the design, the principle of operation of the developed vibrating mixer with a double pendulum freewheel mechanism for driving the agitator blades in rotational motion. The calculation scheme and laws of motion of this system in the form of Lagrange equations of the second kind (mathematical model) are presented.

Using the obtained 2nd order multiple regression equations, recommendations were determined regarding the main parameters of the operating mode of the studied vibration mixing process.

Analyzing the results of vibration mixing of bulk inhomogeneous raw materials, we can say that the most influential factors in determining the natural oscillation frequency of the system pendulum, which is one of the main objectives of our study is spring stiffness, spring attachment distance from axis of rotation, rotation angles, pendulum weight, length and the moment of inertia.

The paper proves that among various forms of mechanical action on dispersed systems in technological processes vibration action occupies an important place as one of the most effective means to create the necessary dynamic state of dispersed systems.

Key words: bulk product, technological environment, oscillations, mixing process, vibration mixing, energy consumption, pendulum freewheel mechanism, calculation model, mathematical model, Lagrange equation of the second kind.

F. 18. Fig. 8. Ref. 11.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Цуркан Олег Васильович – доктор технічних наук, доцент кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв Вінницького національного аграрного університету (м. Вінниця, вул. Сонячна, 3, 21008, e-mail: tsurkan_ov76@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-7218-0026>)

Полевода Юрій Алікович – кандидат технічних наук, доцент кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв Вінницького національного аграрного університету (м. Вінниця, вул. Сонячна, 3, 21008, e-mail: vinyura36@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-2485-0611>)

Присяжнюк Дмитро Володимирович – кандидат технічних наук, викладач Відокремленого структурного підрозділу «Ладижинський фаховий коледж Вінницького НАУ» (м. Ладижин, вул. Петра Кравчика, 5, 24321, e-mail: dima061992@yahoo.com)

Цуркан Олег Васильевич – доктор технических наук, доцент кафедры технологических процессов и оборудования перерабатывающих и пищевых производств Винницкого национального аграрного университета (г. Винница, ул. Солнечная, 3, 21008, e-mail: tsurkan_ov76@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-7218-0026>)

Полевода Юрий Аликович – кандидат технических наук, доцент кафедры технологических процессов и оборудования перерабатывающих и пищевых производств Винницкого национального аграрного университета г. Винница, ул. Солнечная, 3, 21008, email: vinyura36@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-2485-0611>)

Присяжнюк Дмитрий Владимирович – кандидат технических наук, преподаватель Обособленного структурного подразделения «Ладыженский профессиональный колледж Винницкого НАУ» (г.Ладыжин, ул. Петра Кравчика, 5, 24321, e-mail: dima061992@yahoo.com)

Oleh Tsurkan – doctor of technical sciences, associate professor of the department of technological processes and equipment of processing and food production of Vinnytsia National Agrarian University (Vinnytsia, st. Sonyachna, 3, 21008, e-mail tsurkan_ov76@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-7218-0026>)

Yurii Polievoda – candidate of technical sciences, associate professor of the department of technological processes and equipment for processing and food production, Vinnytsia National Agrarian University: Vinnytsia, st. Sonyachna, 3, 21008, e-mail: vinyura36@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-2485-0611>)

Dmytro Prsyazhniuk – candidate of technical sciences, lecturer of the separate structural subdivision «Ladyzhyn Professional College of Vinnytsia NAU» (Ladyzhyn, ie. Petra Kravchika, 5, 24321, e-mail: dima061992@yahoo.com)