

Міністерство освіти і науки України
Національний університет “Львівська політехніка”

Гурський Володимир Миколайович

УДК 621.01

**СИНТЕЗ НЕЛІНІЙНИХ
ПОЛІЧАСТОТНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН
З РЕЗОНАНСНИМИ РЕЖИМАМИ РОБОТИ**

05.02.02 – машинознавство

Галузь знань 13 – механічна інженерія

131 – Прикладна механіка

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Львів – 2018

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі механіки та автоматизації машинобудування Національного університету “Львівська політехніка” Міністерства освіти і науки України

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор,
Заслужений діяч науки і техніки України
Кузьо Ігор Володимирович,
Національний університет “Львівська політехніка”,
завідувач кафедри механіки та автоматизації
машинобудування

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Козлов Леонід Геннадійович,
Вінницький національний технічний університет,
завідувач кафедри технології та автоматизації
машинобудування

доктор технічних наук, професор,
Заслужений діяч науки і техніки України
Назаренко Іван Іванович,
Київський національний університет будівництва і
архітектури,
завідувач кафедри машин та обладнання
технологічних процесів

доктор технічних наук, професор
Носко Павло Леонідович,
Національний авіаційний університет,
професор кафедри машинознавства

Захист відбудеться 28 листопада 2018 р. в 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті “Львівська політехніка” за адресою: 79013, Львів, вул. С. Бандери, 12, ауд. 226 головного корпусу.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці за адресою: 79013, Львів, вул. Професорська, 1, та на сайті Національного університету “Львівська політехніка” в розділі “Наука”.

Автореферат розісланий 25 жовтня 2018 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 35.052.06, канд. техн. наук, доцент

Ю. П. Шоловій

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Сьогодні прогресивні розробки в галузях машинобудування базуються на нових матеріалах та технологіях, що супроводжуються підвищеними вимогами до ефективності функціонування і енергоємності машин та обладнання. Забезпечення високої якості поверхонь деталей машин і виробів, нанесення покриттів та модифікація внутрішніх поверхневих шарів частково досягаються застосуванням вібраційних технологій та машин. Значну частку серед вібраційних машин займають одночастотні системи, що мають низьку ефективність у процесах над середовищами складної фізико-механічної структури.

Раціональним чинником, що забезпечує кращі технологічні показники, є застосування полічастотних коливань, зокрема, реалізованих нелінійними віброударними системами. Засобом ефективного впровадження віброударних систем є використання конструктивних нелінійностей у пружних зв'язках, що породжує широкий спектр режимів роботи, можливість існування яких визначається силовими характеристиками приводу. Це підтверджують роботи В. П. Надутого, І. І. Назаренка, М. А. Ткачука, В. М. Шатохіна та інших вчених. Особливої уваги заслуговують енергоефективні з погляду роботи машини резонансні режими роботи, що є вагомим чинником під час вибору типу та параметрів приводу. Зокрема, для реалізації резонансних систем доцільно використовувати електромагніти змінного струму, що дозволяють забезпечити простоту пуску безпосередньо на встановлених резонансних частотах. Однак, використання електромагнітного приводу обмежується малогабаритними машинами з одночастотними режимами, а для віброударних машин його практично не використовують. Це вказує на низьку ефективність функціонування віброударних систем, що викликано відсутністю узагальненого методологічного підходу до параметричного синтезу різного класу полічастотних вібраційних машин та недосконалістю наявних методів їхнього розрахунку, які неповною мірою враховують виконання резонансних умов на можливих режимах роботи.

Відомо, що підвищення ефективності функціонування полічастотних систем можливе за зменшення енергетичних затрат на приведення в рух коливальних мас і доповнюється вимогами забезпечення простоти конструктивної їх реалізації з можливістю регулювання режимів роботи. Розроблення згаданих систем повинно узгоджуватися з комплексом технологічних, динамічних і експлуатаційних вимог, урахування яких на розрахунковому етапі вимагає використання системного підходу, визначальними завданнями якого є синтез і аналіз. Отже, ***відсутність узагальненого методологічного підходу, що охоплює питання синтезу параметрів полічастотних вібраційних машин, спрямованого на забезпечення резонансних режимів роботи та підвищення енергетичної ефективності їх функціонування, є актуальною науково-прикладною проблемою.*** Застосування узагальненого методологічного підходу передбачає: формування критеріїв ефективності функціонування, побудову аналітичних залежностей та обчислювальних алгоритмів у питанні синтезу, динамічного аналізу з обґрунтуванням пружно-інерційних, силових параметрів різного класу та призначення вібраційних машин і є науковим завданням, котре потребує вирішення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертація виконана на кафедрі механіки та автоматизації машинобудування Національного університету “Львівська політехніка” відповідно до наукового напрямку “Динаміка, міцність та надійність механічних систем, автоматизація виробництва і технічна діагностика обладнання” та в межах таких держбюджетних науково-дослідних робіт: “Розробка резонансних вібраційних машин для енергоощадної переробки сипких матеріалів і штучних виробів” (2010–2011 рр., № держреєстрації 0110U007099), “Теоретико-прикладні основи модернізації енергоємного технологічного обладнання” (2012–2013 рр., № держреєстрації 0112U001208) та “Створення імпульсного полічастотного вібраційного технологічного обладнання” (2015–2016 рр., № держреєстрації 0115U000433) згідно з пріоритетним тематичним напрямом організації-виконавця “Створення новітніх технологій, технічних систем та матеріалів у промисловості та транспорті, діагностика машин, конструкцій і споруд”. Тема дисертаційної роботи відповідає “Державній цільовій науково-технічній програмі розвитку машинобудування на 2012–2017 рр.”, що спрямована на впровадження ресурсозберігаючих технологій, створення нових зразків сучасних машин і обладнання, модернізацію існуючих моделей машинобудівної продукції.

Мета і завдання дослідження. *Мета роботи* полягає у забезпеченні резонансних режимів роботи та підвищенні енергетичної ефективності функціонування полічастотних вібраційних машин на основі розроблення узагальненого методологічного підходу для їхнього синтезу та багатокритеріального аналізу з урахуванням основних технологічних, динамічних і експлуатаційних характеристик.

Для досягнення поставленої в дисертаційній роботі мети потрібно розв'язати такі завдання:

1. На основі аналізу технологічних, конструктивних особливостей, методів синтезу та аналізу встановити напрямки подальших досліджень, що забезпечують підвищення ефективності функціонування різного класу та технологічного призначення полічастотних вібраційних машин.

2. Обґрунтувати показники, які можуть бути використані для синтезу та багатокритеріального аналізу, а також покладені в нові методи розрахунку полічастотних вібраційних машин (двочастотних на базі лінійних систем і віброударних нелінійних).

3. Отримати розрахункові формули для синтезу двочастотних вібраційних машин із заданим гармонійним складом пришвидшення на базі дво- та тримасових систем із лінійними пружними характеристиками; оцінити вплив синтезованих параметрів на кінематичні, енергетичні показники та технологічну стійкість двочастотних резонансних вібраційних машин.

4. Розробити розрахункові методи, що реалізують синтез дво- та тримасових віброударних систем, враховують основні технологічні і динамічні обмеження; оцінити ефективність функціонування розрахованих машин у встановлених резонансних режимах роботи.

5. Провести багатокритеріальний аналіз синтезованих резонансних вібраційних систем за технологічними та енергетичними ознаками, обґрунтувати доцільність

використання імпульсного електромагнітного збурення з метою спрощення конструкцій машин.

6. Запропонувати схему реалізації регульованих віброударних режимів роботи, розробити методику розрахунку напружено-деформованого стану та перевірки міцності пружних елементів за умовами роботи.

7. Розробити конструкції резонансних вібраційних модулів із одно- та полічастотними режимами роботи на базі електромагнітного й інерційного приводів; обґрунтувати вибір конструктивних параметрів робочих органів вібраційних технологічних машин з метою забезпечення динамічної жорсткості та мінімізації маси.

8. Розробити експериментальний зразок вібраційного модуля із забезпеченням синтезованих одночастотних і віброударних режимів роботи та оцінити ефективність їх функціонування за встановленими показниками.

Об'єкт дослідження – резонансні режими роботи полічастотних вібраційних машин.

Предмет дослідження – пружно-інерційні та силові параметри, частотні характеристики, показники ефективності функціонування полічастотних вібраційних машин.

Гіпотеза полягає в існуванні раціональних співвідношень пружно-інерційних і силових параметрів полічастотних вібраційних машин, що здатні виявити їхні якісно нові властивості та забезпечити підвищення ефективності функціонування у резонансних режимах роботи.

Методи дослідження. Для отримання математичних моделей дво- та тримасових вібраційних машин з електромагнітним приводом використано фундаментальні положення теорії коливань і стійкості руху, зокрема для систем нелінійних диференціальних рівнянь метод Лагранжа–Максвелла. Під час розв'язування систем нелінійних диференціальних рівнянь використані чисельні методи RADAU, BDF, AdamsBDF. Розроблені алгоритми синтезу використовують програми перебору параметрів за умовами для вибору раціональних значень початкових наближень, які закладаються на етапі оптимізації методом спряжених градієнтів.

Дослідження вібраційних машин супроводжено розробленням їхніх 3D-моделей та конструкторської документації. Метод скінчених елементів (МСЕ) використано для розрахунку: напружено-деформованого стану та перевірки міцності плоскої пружини за умовами реалізації віброударного режиму; власних частот коливань плоских пружин, парціальних модулів, робочих органів, а також синтезу конструктивних параметрів під час проектування вібраційних машин.

Експериментальні дослідження виконано із використанням двоканального IRIS-USB осцилографа з двома акселерометрами, електронного частотоміра ЧЗ-32, звукового генератора ЗГ-34, амперметра з границею виміру 5А та лабораторного автотрансформатора з напругою до 250В. Оброблення результатів здійснено за допомогою методів математичної статистики. Оцінку ефективності функціонування за результатами експериментальних досліджень проведено на основі встановлених показників.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у тому, що **вперше**:

1) розроблено та науково обґрунтовано узагальнений методологічний підхід щодо синтезу різного класу полічастотних вібраційних машин, що розширює наші уявлення про властивості та можливості підвищення енергетичної ефективності їхнього функціонування у резонансних режимах роботи;

2) запропоновано показники, які використано для оцінки ефективності функціонування різного класу та технологічних можливостей вібраційних машин, що враховують основні технологічні, динамічні, енергетичні характеристики, а також є необхідними для їхнього синтезу і багатокритеріального аналізу;

3) отримано аналітичні залежності для розрахунку двочастотних резонансних машин з імпульсним електромагнітним збуренням, за якими виявлено закономірності впливу пружно-інерційних параметрів і умов збурення на основні кінематичні та силові характеристики;

4) встановлено закономірності руху двомасових віброударних систем, які полягають у можливості їх функціонування за основним резонансом чи з використанням субгармоніки, та базуються на отриманих нових співвідношеннях для розрахунку коефіцієнтів жорсткості асиметричних кусково-лінійних пружних характеристик;

5) встановлено закономірності руху тримасових віброударних систем на основі отриманих нових співвідношень для розрахунку коефіцієнтів жорсткості лінійних і асиметричних кусково-лінійних пружних характеристик, що забезпечують існування віброударного режиму між масами, які зазнають силового збурення та використовують кусково-лінійну пружну характеристику.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Розроблені методи розрахунку двочастотних резонансних вібраційних машин із електромагнітним приводом, що використовуються для тримасових систем із визначеними значеннями коливальних мас та для модернізації базових двомасових машин.

2. Розроблені методи розрахунку дво- та тримасових віброударних машин різного технологічного призначення, що ґрунтуються на узагальненому методологічному підході щодо синтезу пружно-інерційних і силових параметрів із урахуванням кінематичних та динамічних обмежень.

3. Розроблені методики: проектного та перевіркового розрахунків міцності пакету плоских пружин парціального модуля за умовами реалізації двочастотного резонансного режиму, що є конструктивним засобом для модернізації типових одночастотних резонансних машин; визначення напружено-деформованого стану та перевірки міцності плоскої пружини з двома проміжними циліндричними опорами за умовами реалізації віброударних режимів роботи; уточненого вибору проектних конструктивних параметрів робочих органів вібраційних технологічних машин на базі частотно-масового показника для забезпечення необхідних динамічної жорсткості та маси.

4. Розроблено нові конструкції двочастотних машин і резонансних модулів для реалізації на їхній основі вібраційних технологічних машин з електромагнітним і інерційним приводами із одночастотними і віброударними режимами роботи, що захищені патентами України.

5. Розроблено експериментальний зразок резонансного вібраційного модуля з частотами коливань 50 Гц, 100 Гц, 50 Гц/100 Гц, який використано для наплавлення зносостійких шарів із порошкових дротів на кафедрі зварювального виробництва, діагностики та відновлення металоконструкцій Національного університету “Львівська політехніка”.

6. Впроваджено такі результати дослідження:

— конструкторську документацію та практичні рекомендації для модернізації базового резонансного вібраційного стола із частотою коливань 100 Гц на ФОП “Струк М. І.”;

— методики розрахунку власних частот коливань, напружено-деформованого стану та уточненого вибору проектних параметрів робочих органів довгомірних конвеєрів та вібраційних столів для забезпечення їх жорсткості та зменшення маси з використанням частотно-масового показника на ПрАТ “Конвеєр”;

— прикладні програми, алгоритми розрахунку, моделювання, методики синтезу і динамічного аналізу вібраційних машин і систем на кафедрі механіки та автоматизації машинобудування Інституту інженерної механіки та транспорту Національного університету “Львівська політехніка”.

Особистий внесок здобувача. Основні науково-практичні результати досліджень, наведені в дисертації, отримані автором особисто. У спільних наукових роботах авторові належать: реалізація в програмах методик динамічного аналізу вібраційних систем [2, 3, 11, 12, 14, 15, 22, 30, 54, 55, 57]; аналітичне забезпечення, конструктивні рішення та результати динамічного аналізу двочастотних резонансних систем, зокрема і внаслідок модернізації гармонійних машин [5–7, 9, 10, 17, 19, 20, 24, 27, 51, 52]; запровадження частотно-масового показника для проектування та вибору оптимальних конструктивних параметрів робочих органів [8, 13, 16, 26]; запровадження процедур синтезу параметрів, режимів роботи вібраційних систем і їх багатокритеріального аналізу [23, 29, 30]; методики проектних розрахунків, конструювання та розроблення 3D-моделей, розрахунок МСЕ досліджуваних вібраційних машин [4, 13, 18, 31]; аналіз міцності пружних елементів вібраційних машин [28, 56]; доцільність реалізації дискретної імпульсної схеми збурення вібраційних машин [49]; проведення та аналіз експериментальних досліджень [47]. Формування проблеми, постановка основних завдань досліджень, опрацювання висновків здійснено спільно з науковим консультантом.

Апробація матеріалів дисертації. Результати дисертаційної роботи безпосередньо доповідались на: Міжнародних науково-технічних конференціях “Вібрації в техніці та технологіях” (IX-а – Вінниця, 2009 р.; X-а – Львів, 2011 р.; XI-а – Полтава, 2012 р.; XII-а – Харків, 2013 р.; XIII-а – Львів, 2014 р.; XIV-а – Дніпропетровськ, 2015 р.; XV-а – Полтава, 2016 р.; XVI-а – Вінниця, 2017 р.); Міжнародних симпозіумах українських інженерів-механіків у Львові (9-ий – 2009 р.; 10-ий – 2011 р.; 11-ий – 2013 р.; 12-ий – 2015 р.; 13-ий – 2017 р.); Міжнародних науково-технічних конференціях “Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій” у Львові (I-а – 2008 р.; II-а – 2010 р.; IV-а – 2014 р.); Міжнародних конференціях молодих вчених “Інженерна механіка та транспорт” у Національному університеті “Львівська політехніка” (I-а – 2010 р.; II-а – 2011 р.; III-а – 2013 р.; IV-а – 2015 р.);

Всеукраїнській науково-технічній конференції “Системи автоматизованого проектування та комп’ютерного моделювання в технології машинобудування” у м. Львів, 2013 р.; Міжнародних науково-технічних конференціях “Енергоощадні машини та технології” у м. Києві (I-а – 2013 р. та II-а – 2015 р.). Прийнято заочну участь у науково-технічних заходах: Міжнародній науково-технічній конференції “Динаміка та міцність машин, будівель, споруд” (2009 р., Полтава); IX Всеукраїнській конференції молодих вчених та студентів “Наукові розробки молоді на сучасному етапі” (2010 р., Київ); II Міжнародній науково-технічній конференції “Земля України – потенціал енергетичної та екологічної безпеки держави” (2011 р., Вінниця); International conference “Dynamical Systems Theory and Applications” (13-а – 2015 р.; 14-а – 2017 р., Лодзь, Польща); Дев’ятій та Десятій міжнародних науково-практичних конференціях “Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні” (2017 р. та 2018 р., Дніпро).

Публікації. Результати дисертаційної роботи опубліковані у 57 наукових працях, з них: 1 одноосібна монографія, 30 публікацій у наукових фахових виданнях України (з них 2 одноосібні, 5 у наукометричних) та 1 у виданні України, що додатково відображає результати дослідження; 3 статті у наукових періодичних виданнях інших держав, які входять до міжнародних наукометричних баз; 17 тез і матеріалів конференцій та симпозіумів; 5 патентів України, з них 1 – на винахід.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота викладена на 365 стор. і складається із вступу, 5 розділів, висновків, додатків, списку використаних джерел із 350 найменувань на 21 стор. Загальний обсяг дисертації становить 475 стор.; з них 169 рисунків по тексту (17 рисунків на окремих стор.), 39 таблиць по тексту (7 таблиць на окремих стор.), 22 додатки на 110 стор.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано тему дослідження та науково-прикладну проблему для розв’язання, висвітлено її зв’язок із державними науковими програмами, планами та темами кафедри. Сформульовано мету та завдання дослідження, окреслено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів.

У **розділі 1** виконано аналіз вібраційних технологічних процесів, наведено раціональні значення основних кінематичних і динамічних параметрів: параметр режиму (коефіцієнт перевантаження), гармонійний склад коливань, коефіцієнт асиметрії пришвидшення, сила удару, енергія удару, коефіцієнт відновлення швидкості.

Основний внесок у розвиток теорії віброударних, одно- та двочастотних вібраційних машин і процесів зробили: П. М. Алабужев, В. І. Бабіцький, В. А. Баженов, П. С. Берник, О. Є. Божко, О. О. Борщевський, Я. А. Віба, П. М. Заїка, М. В. Закржевський, А. Є. Кобринський, Б. І. Крюков, Е. Е. Лавендел, О. С. Ланець, В. С. Ловейкін, О. Г. Маслов, В. П. Надутий, І. І. Назаренко, М. П. Нестеренко, В. А. Остапенко, І. П. Паламарчук, В. М. Потураєв, К. М. Рагульскіс, В. Б. Струтинський, М. А. Ткачук, Г. Б. Філімоніхін, В. П. Франчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, С. Л. Цифанський, В. М. Шатохін, Г. А. Шевченко, М. П. Ярошевич, Н. Bayiroğlu, J. Michalczyk, G. Luo, D. J. Wagg та ін.

Методики проектування вібраційних систем базуються на задачах динаміки, синтезу, оптимізації параметрів, розрахунку міцності деталей машин і механізмів. які представлено в наукових працях К. В. Аврамова, С. С. Гутирі, А. П. Зінковського, В. П. Когаєва, І. В. Кузьо, Б. І. Кіндрацького, В. О. Малащенко, Я. Т. Кіницького, Л. Г. Козлова, П. Л. Носка, Г. С. Писаренка, І. І. Сидоренка, С. П. Тимошенка, В. Т. Трощенко, В. П. Шпачука, А. П. Філіпова, S. S. Manson, Moon Seong-In, J. E. Shigley та багатьох інших. Важливим напрямком дослідження є аналіз динамічної стійкості, хаосу, біфуркацій у нелінійних системах, а також питання їхньої діагностики, контролю та керування, що представлено в роботах J. Awrejcewicz, Z. Despotovic, Jee-Hou Ho, P. Olejnik, V. Ostasevicius, S. Peter, R. Sampaio, I. Sokolov, K. Stevanović-Hedrih, J. Wang, Wei-Chan Xie, V. Yevstignejev.

У результаті аналізу математичних моделей узагальнено системи нелінійних диференціальних рівнянь, що описують коливальні процеси у вібраційних машинах з одно- та двотактним електромагнітним приводом, побудовані на ідеалізованих вольт-амперних характеристиках випрямлячів, які є базовими під час моделювання та синтезу параметрів. При цьому встановлено, що наявність кратних силових гармонік у однотоктних (імпульсних) схемах живлення електромагнітних віброзбуджувачів розкриває перспективи їх використання під час реалізації полічастотних коливань (зокрема, двочастотних та віброударних) у резонансних режимах роботи. Раціональним рішенням для реалізації двочастотних резонансних режимів є використання тримасових систем із кратними частотами вільних коливань власне на основі імпульсного електромагнітного збурення. Однак, наявні дослідження не містять аналітичних виразів для реалізації двочастотних систем, а також невирішеним є завдання синтезу їхніх пружно-інерційних параметрів для отримання систем із визначеним складом гармонік на робочому органі.

За результатами сучасних досліджень встановлено, що ефективним засобом упровадження віброударних машин є використання різноманітних кусково-лінійних пружних характеристик. Наявність багатопараметричності у таких системах породжує проблеми їхнього синтезу з необхідністю урахування комплексу вимог технологічного та динамічного характеру. Для вирішення цього потрібно обґрунтувати узагальнений методологічний підхід, що передбачає формування показників ефективності функціонування та обмежень, які можуть бути застосовані як універсальний апарат для виконання синтезу та багатокритеріального аналізу вібраційних машин різного класу та призначення. Передбачається, що реалізацію резонансних полічастотних коливань (з кратними резонансними частотами) достатньо забезпечувати імпульсним приводом на базі електромагнітів змінного струму за умови узгодження характеристик збурення з параметрами коливальної системи.

У **розділі 2** науково обґрунтовано показники, що покладено в основу узагальненого методологічного підходу для розгляду завдань синтезу і багатокритеріального аналізу вібраційних машин різного класу та технологічного призначення, які поділено на три групи за принципами: енергетичний, технологічний та конструктивний.

Встановлено, що відношення максимуму пришвидшення $a_{p_{\max}}$ робочої маси до споживаної потужності P визначає ключовий параметр ζ_a , який характеризує енергетичну ефективність функціонування вібраційних машин різного класу. Він трансформується у коефіцієнт передачі (перетворення) потужності ζ_1 робочою масою, що може бути передана оброблюваному середовищу від джерела збурення:

$$\zeta_a = a_{p_{\max}} / P \rightarrow \max, [(m/c^2)/Вт]; \quad \zeta_1 = p_{p_{\max}} / P \rightarrow \max, \quad (1)$$

де $p_{p_{\max}} = \max[m \cdot a_p(t) \cdot v_p(t)]$ – максимальна потужність, що реалізується на робочому органі; $a_p(t)$ та $v_p(t)$ – миттєві значення пришвидшення та швидкості робочої маси.

До енергетичних показників запропоновано віднести технологічний η_1 , технічний η_2 або усереднений η_3 ККД як ζ_2 :

$$\eta_1 = \frac{\int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} p_k(t) dt}{\int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} [u(t)i(t)] dt}; \quad \eta_2 = \frac{\int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} \left(f(t) \frac{d}{dt} \delta(t) \right) dt}{\int_{\tau}^{\tau+2\pi/\omega} [u(t)i(t)] dt}; \quad \eta_3 = 0,5(\eta_1 + \eta_2); \quad \zeta_2 \equiv \eta. \quad (2)$$

де $p_k(t)$, $u(t)$, $i(t)$, $f(t)$ та $\delta(t)$ – закони зміни корисної технологічної потужності, напруги, сили струму, тягового зусилля та повітряного проміжку між якорем та осердям електромагніту.

Прийнято, що набір технологічних параметрів обумовлюється призначенням, режимами та умовами оброблення, оцінюється за кінематичними характеристиками робочого органу. Серед типових показників використовують параметр режиму $\Gamma = a_{p_{\max}} / g$ (коефіцієнт перевантаження), а для оцінки наявності віброударного режиму та відповідного технологічного призначення машини доцільно застосовувати коефіцієнт асиметрії k_a пришвидшення робочої маси:

$$\zeta_3 \equiv k_a = a_{p_{\max}} / |a_{p_{\min}}|. \quad (3)$$

де $a_{p_{\min}}$ – мінімальне значення пришвидшення у від'ємній області.

Наприклад, для забезпечення ефективного віброуцільнення віброударними системами $k_a = 3 - 6$ та $\Gamma = 2,5 - 4$.

Частоти вільних коливань вібраційної системи ω_{0i} , формують динамічні особливості резонансних систем відносно частоти збурення ω . Зокрема, запропоновано реалізувати двочастотні та віброударні режими з можливістю використання основної ω та кратної 2ω гармонік імпульсного тягового зусилля. Для отримання резонансних двочастотних режимів у лінійних тримасових системах потрібно забезпечити положення першої ω_{01} та другої ω_{02} основних частот у дорезонансних межах стосовно відповідних гармонік збурення: $z_1 = \omega / \omega_{01}$, $z_2 = 2\omega / \omega_{02}$ (зазвичай $z_1 = z_2 = 0,94 - 0,98$). Для віброударних систем запропоновано реалізацію та дослідження їхнього функціонування на основній частоті ω_0 та з додатковим використанням субгармоніки порядку $\omega_0 / 2$. Умови забезпечення резонансних режимів мають вигляди: основного – $\omega_0 \geq \omega$, сумісного використання субгармоніки та основного резонансу – $\omega_0 \geq 2\omega$.

Встановлено, що для оцінювання стійкості резонансного режиму разом із крутизною амплітудно-частотної характеристики доцільно застосовувати значення ширини резонансної зони Δf , яке може бути приведене до безрозмірного виду ζ_4 :

$$\Delta f = (\omega_0 - \omega) / 2\pi, \text{ [Гц]}; \quad \zeta_4 = \Delta f / f. \quad (4)$$

Сформовано узагальнений показник для багатокритеріального аналізу, який має вигляд: $\zeta_e = \sum_{i=1}^4 k_i \zeta_i \rightarrow \max$, де k_i – вагові коефіцієнти.

До конструктивної групи віднесено частотно-масовий показник, що застосовується в процесі проектування для забезпечення динамічної жорсткості робочих органів вібраційних машин. Вибір оптимальних конструктивних параметрів проводиться за результатами аналізу відношення значення першої власної частоти коливань f_0^* робочого органу (континуальної системи) до його маси m :

$$k_{f_0/m} (DV_j) = f_0^* / m \rightarrow \max, \text{ [Гц/кг]}, \quad (5)$$

де f_0^* повинно задовольняти умову $f_0^* = (3-4)f$; f – частота вимушених коливань.

Умову (5) доцільно застосовувати у разі існування декількох допустимих варіантів робочих органів та інших, динамічно навантажених, машинобудівних конструкцій, власні частоти коливань яких розраховані прикладними модулями скінченно-елементного аналізу.

Для оцінки працездатності системи запропоновано використовувати додаткові параметри:

$$\max(x^*(t)) < [\delta]; \quad I \leq [I]; \quad n_{np} \geq [n], \quad (6)$$

де $x^*(t)$ – відносне переміщення коливальних мас, що зазнають силового електромагнітного збурення; $[\delta]$ – допустиме значення повітряного проміжку між якорем та осердям; I та $[I]$ – чинне та допустиме для електромагніту значення сили струму; n_{np} та $[n]$ – приведене та допустиме значення коефіцієнта запасу міцності пружних елементів.

Визначено сутність завдання синтезу полічастотних вібраційних машин – отримання раціональних співвідношень пружно-інерційних і силових параметрів, динамічних характеристик, які реалізують резонансні режими роботи та забезпечують високу ефективність їх функціонування з урахуванням технологічних, динамічних та експлуатаційних вимог. Це дало змогу сформулювати однокритеріальну багатопараметричну задачу синтезу резонансних вібраційних машин:

- функція мети $\zeta_a \rightarrow \max$;
- обмеження встановлюють у вигляді набору технологічних і динамічних параметрів, що визначають режими роботи, технологічні можливості та призначення синтезованої вібромашини.

Для двочастотних машин на базі тримасових систем із лінійними пружними ланками процедура їхнього синтезу дещо спрощується, оскільки здійснюється за умови забезпечення кратного відношення основних частот вільних коливань $\omega_{02} / \omega_{01} = 2$ та їх розташування у певних резонансних межах $\omega_{01} = \omega / z$. На підставі цього визначено розрахункові формули для пружно-інерційних параметрів для

забезпечення кратних двочастотних резонансних режимів тримасових лінійних систем (рис. 1, а) за відомих значень їхніх мас m_1 , m_2 , m_3 :

$$c_2 = \frac{m_3 \left[5Mm_2 - \sqrt{Mm_2(9Mm_2 - 16m_1m_3)} \right]}{2M(m_2 + m_3)} \omega_{01}^2, \quad c_1 = 4\Pi\omega_{01}^4 / (Mc_2), \quad m_3 < \frac{9m_2(m_1 + m_2)}{16m_1 - 9m_2}. \quad (7)$$

де $M = m_1 + m_2 + m_3$ – сумарна маса вібраційної системи; $\Pi = m_1m_2m_3$.

Запропоновано спосіб незалежного, керованого за фазою ϕ електромагнітного збудження двочастотних резонансних систем із використанням одно- (50 Гц) та двотактної (100 Гц) схем (рис. 1, б), що дозволяє змінювати гармонійний склад пришвидшення (величину кратних гармонік $A_{[50 \text{ Гц}]}$ і $A_{[100 \text{ Гц}]}$) відповідно до зміни технологічних вимог, зокрема маси завантаження $m_{зав}$ та властивостей оброблюваного середовища.

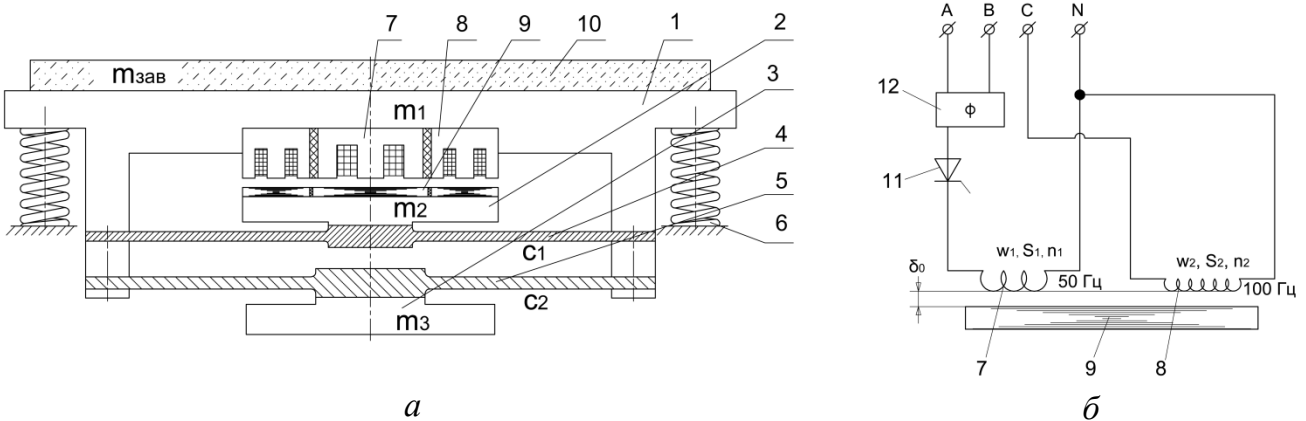


Рисунок 1 – Структурна (а) і принципова схеми живлення (б) двочастотного резонансного вібраційного майданчика: 1, 2 та 3 – робоча (m_1), реактивна (m_2) та додаткова (m_3) маса; 4 і 5 – плоскі пружини з коефіцієнтами жорсткості c_1 і c_2 ; 6 – віброізолятори; 7, 8 та 9 – осердя та якорі електромагнітів; 10 – середовище масою $m_{зав}$; 11 – тиристор; 12 – фазорегулятор

За результатами синтезу і аналізу двочастотного резонансного майданчика з незалежним електромагнітним збудженням встановлено, що зміна кута зсуву фаз ϕ більшою мірою впливає на амплітудне значення нижчої гармоніки $A_{[50 \text{ Гц}]}$ пришвидшення робочої маси, та практично не впливає на верхнє її значення $A_{[100 \text{ Гц}]}$.

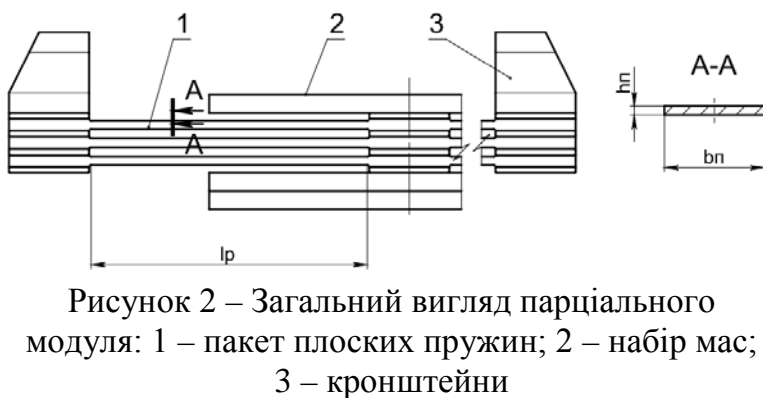


Рисунок 2 – Загальний вигляд парціального модуля: 1 – пакет плоских пружин; 2 – набір мас; 3 – кронштейни

Запропоновано модернізацію базових одночастотних (двомасових) резонансних систем їхнім структурно-параметричним перетворенням у тримасові, а саме введенням парціального модуля (рис. 2), що складається із пакету плоских пружин 1, набору плит 2 та двох кронштейнів 3.

Геометричні розміри плоскої пружини, а саме ширина b_n , товщина h_n , довжина робочої ділянки l_p та їхня кількість визначають жорсткість пакету плоских пружин. Розрахунковий коефіцієнт жорсткості пакету плоских пружин розраховується за формулою:

$$c_2 = \frac{m_2 m_3 \left[17 m_2 M - 8 m_1 m_3 - 5 m_2 \sqrt{M [9 m_2 M - 16 m_1 m_3] / m_2} \right]}{K (m_1 + m_2) (m_2 + m_3)^2} \omega_{01}^2, \quad (8)$$

де K – коефіцієнт, що вибирається залежно від частоти коливань базової двомасової вібростанини; $K = 2$ – для модернізації вібростанин із частотою коливань 100 Гц і коефіцієнтом жорсткості $c_1 = m_{np} (2\omega_{01})^2$; $K = 8$ – для вібростанин із частотою коливань 50 Гц і коефіцієнтом жорсткості $c_1 = m_{np} (\omega_{01})^2$; $\omega_{01} = \omega / z$ – частота вільних коливань; $\omega = 314$ рад/с – частота збурення; z – резонансне налагодження.

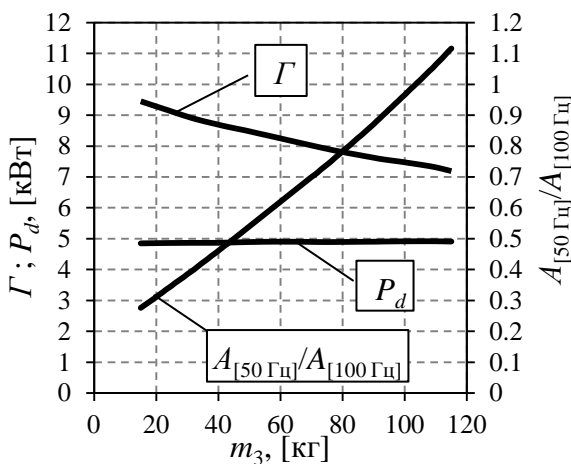


Рисунок 3 – Вплив інерційності парціальної маси m_3 на параметр режиму Γ , споживану потужність P_d та відношення $A_{[50 \text{ Гц}]} / A_{[100 \text{ Гц}]}$ гармонік пришвидшення робочої маси m_1

відношення амплітудних значень гармонік пришвидшення робочої маси $A_{[50 \text{ Гц}]} / A_{[100 \text{ Гц}]} = 0,38$, що забезпечується значенням маси парціального модуля $m_3 = 29$ кг та перемиканням схеми живлення із реактивної на однофазну.

Для конструкції вібраційного стола з частотою коливань 100 Гц та базовими параметрами $m_1 = 207$ кг, $m_2 = 161$ кг, $c_1 = 4,05 \times 10^7$ Н/м розглянуто вплив значення доданої маси m_3 на енергетичні та кінематичні характеристики. У результаті аналізу графічних залежностей (рис. 3) встановлено, що зі збільшенням маси m_3 у 7,7 разів відношення амплітудних значень гармонік пришвидшення робочої маси $A_{[50 \text{ Гц}]} / A_{[100 \text{ Гц}]}$ збільшується у 4 рази, коефіцієнт режиму зменшується в межах 24 %, а споживана потужність практично не зростає (в межах 1,2 %). Модернізовано вібраційний стіл для ущільнення бетонних сумішей (рис. 4) за умови реалізації

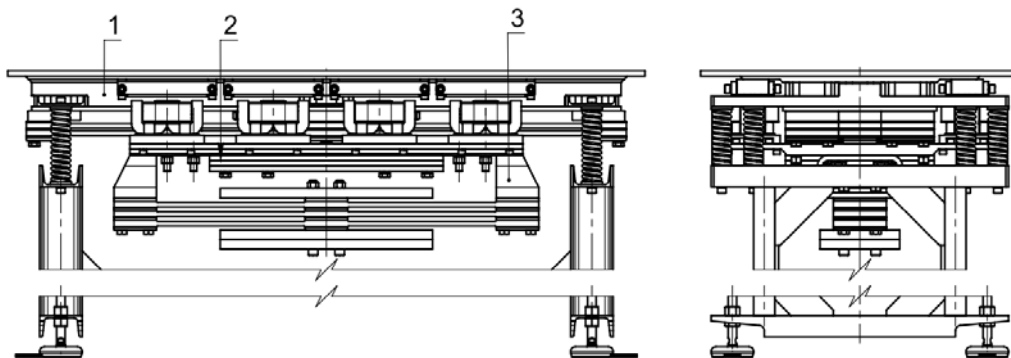


Рисунок 4 – Загальний вигляд модернізованого двочастотного резонансного вібраційного стола: 1 і 2 – робоча і реактивна маси; 3 – парціальний модуль

Реалізована конструкція отримала такі технологічні переваги (табл. 1): технологічна стійкість, що розподіляється на двох резонансах підвищена у *1,7 рази*; дворежимність роботи як на базовому 100 Гц режимі за реактивної схеми живлення, так і синтезованому двочастотному 50 Гц / 100 Гц режимі за однократної схеми.

Таблиця 1 – Порівняльна технічна характеристика вібраційного стола

Параметри	Конструкція		
	базова	модернізована	
	режим роботи / схема живлення		
	одночастотний (100 Гц) / реактивна	двочастотний (50 Гц / 100 Гц) / однократно	одночастотний (100 Гц) / реактивна
параметр режиму Γ	7,9*–3,1	7,7*–5,5	7,8*–5,4
споживана потужність P_d , [кВт]	2,04	4,8	3,4
маса M , [кг]	346	397	
габаритні розміри $L \times B \times H$, [мм]	1200x600x200	1200x600x345	

* значення для незавантаженої машини ($m_{зав} = 0-120$ кг)

Часові залежності, спектральні характеристики параметру режиму Γ та тягового зусилля (рис. 5) підтверджують наявність двочастотних коливань узгодженням кратних гармонік імпульсного тягового зусилля із частотами вільних коливань.

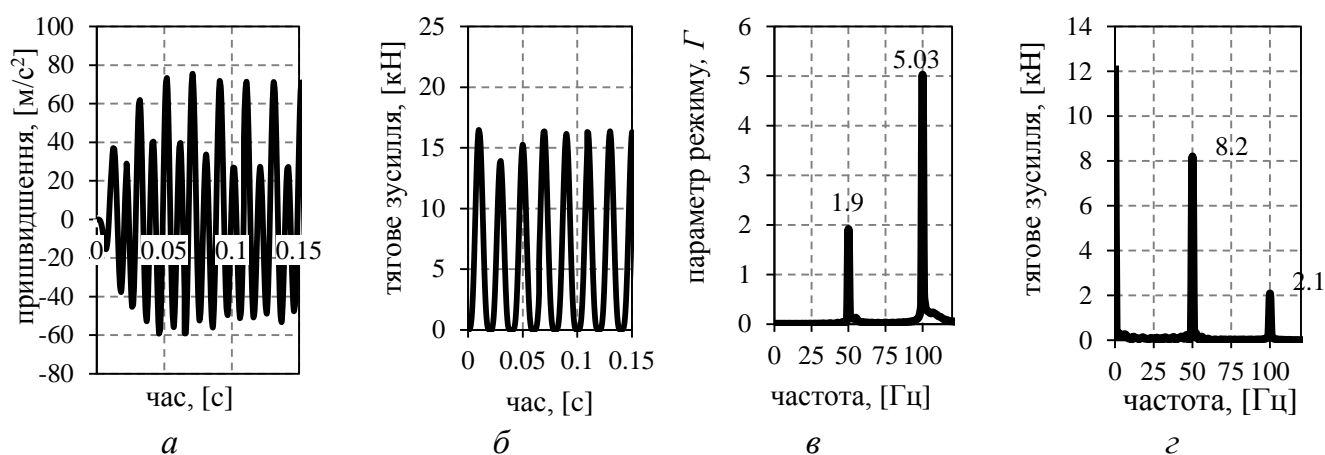


Рисунок 5 – Кінематичні та силові характеристики модернізованого двочастотного вібраційного стола: а) пришвидшення; б) тягове зусилля; в), г) спектральний аналіз

За результатами синтезу та аналізу запроваджено методику проектного розрахунку та перевірки міцності пакету плоских пружин парціального модуля за умовами реалізації двочастотних коливань.

У розділі 3 здійснено синтез і багатокритеріальний аналіз дво- та тримасових віброударних систем різного класу з урахуванням введених показників оцінювання ефективності функціонування та відповідних технологічних і динамічних обмежень. Розроблено розрахунковий алгоритм синтезу параметрів, виконано порівняльний аналіз синтезованих систем за енергетичним і технологічним принципом, розроблено методику їхнього аналізу на параметричну стійкість.

Узагальнену математичну модель нелінійної віброударної системи з імпульсним електромагнітним збуренням подано у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \frac{k}{2(\delta_0 - x^*(t))} \cdot \frac{d}{dt} i(t) + \left[r + [(1 - \Phi[i(t)]) \cdot r^{<->} + r^{<+>}] + \frac{k \cdot \frac{d}{dt} x^*(t)}{2(\delta_0 - x^*(t))^2} \right] \cdot i(t) = u(t); \\ (m_{np} + k_{np} m_{зае}) \frac{d^2}{dt^2} x^*(t) + b \cdot \frac{d}{dt} x^*(t) + R[x^*(t), c_1, c_2] = \frac{k \cdot n}{4} \left[\frac{i(t)}{\delta_0 - x^*(t)} \right]^2, \end{aligned} \right\} (9)$$

де $m_{np} = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$ – приведена маса двомасової системи; k_{np} – коефіцієнт приведення маси завантаження; $x^*(t)$ – відносне переміщення мас; $R[x^*(t), c_1, c_2] = \begin{cases} c_1 \cdot x^*(t), & x^*(t) \geq 0, \\ c_2 \cdot x^*(t), & x^*(t) < 0 \end{cases}$ – кусково-лінійна пружна характеристика, що підлягає синтезу; $b = 2m_{np} \xi \omega$ – коефіцієнт в'язкого тертя; ξ – безрозмірний коефіцієнт демпфування; $k = \mu_0 S w^2$ – конструктивний параметр електромагніту; $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м – магнітна стала; S – площа поверхні полюсів електромагніту; w – кількість витків котушки; n – кількість паралельно ввімкнених електромагнітів; δ_0 – номінальне значення повітряного проміжку між якорем та осердям; r , $r^{<+>}$ та $r^{<->}$ – активний опір котушки, опір діода у прямому та зворотному напрямках; $\Phi[i(t)]$ – функція Хевісайда, що імітує роботу випрямляча; $i(t)$ – закон зміни сили струму; $u(t) = U_0 \sin(\omega t)$ – закон зміни напруги.

Для синтезу невідомих коефіцієнтів жорсткості c_1 і c_2 асиметричних кусково-лінійних пружних характеристик запроваджено два незалежні коефіцієнти Θ і Λ , що входять у значення частот коливань $\omega_{01} = \Theta \omega / z$ і $\omega_{02} = \Lambda \omega_{01}$:

$$c_1(\Theta) = m_{np} (\Theta \omega / z)^2, \quad c_2(\Theta, \Lambda) = m_{np} (\Theta \Lambda \omega / z)^2. \quad (10)$$

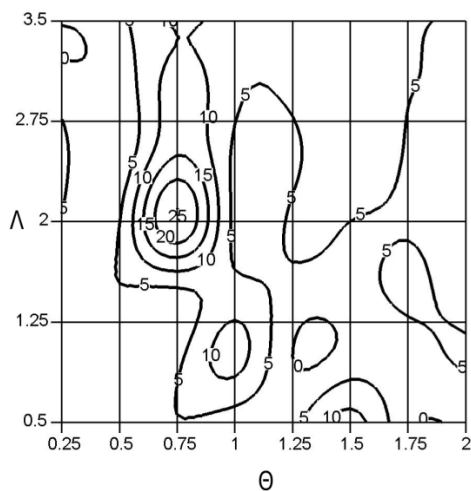


Рисунок 6 – Залежність максимуму пришвидшення $a_{p \max}$ від коефіцієнтів синтезу Θ і Λ

Запропонований підхід суттєво спрощує процедуру та прискорює отримання результату, на відміну від синтезу за коефіцієнтами жорсткості c_1 і c_2 , які знаходяться у доволі широких межах, можуть мати значний та різний порядок.

Аналітично та чисельно встановлено, що для реалізації резонансних віброударних систем із визначеним значенням резонансного налагодження z , оптимальні значення коефіцієнтів $\Theta = 0,75$ і $\Lambda = 2$ забезпечують максимальне значення пришвидшення робочої маси (рис. 6).

Для обґрунтування доцільності застосування синтезованої віброударної системи із однократною схемою здійснено її порівняння із одночастотною машиною з двотактною схемою. Зокрема, розглянуто вплив на основні показники роботи машини корисного навантаження у вигляді моделі сухого тертя, поданої функцією $p_k(t) = m_1 g \operatorname{sign}\left(\frac{d}{dt}x_1(t)\right)\frac{d}{dt}x_1(t)$. За результатами аналізу встановлено, що для забезпечення чинного значення корисної потужності $P_k \cong 0,25$ кВт синтезовані віброударні машини переважають одночастотні за показником ефективності функціонування ζ_a та ККД на 35 % (табл. 2).

Таблиця 2 – Результати порівняльного аналізу двомасових резонансних систем

Модель	Схема живлення	Основні характеристики			Показники ефективності функціонування		
		$a_{p \max}$, [м/с ²]	U_0 , [В]	P_k , [кВт]	P , [кВт]	η , [%]	ζ_a , [(м/с ²)/Вт]
гармонійна $\Theta = \Lambda = 1$	двотактна	72,9	198	0,25	1,71	19,35	0,043
віброударна $\Theta = 0,75; \Lambda = 2$	однократно	106,01	166		1,82	26,02	0,058

З урахуванням формул (10) для невідомих коефіцієнтів жорсткості c_1 і c_2 , розроблено алгоритм, що реалізує завдання синтезу пружно-інерційних і силових параметрів віброударних систем із урахуванням комплексу технологічних і динамічних обмежень. Для прикладу:

$$10 \text{ м/с}^2 < |a_{1\min}(\Theta, \Lambda)| < 15 \text{ м/с}^2; 3 < k_a(\Theta, \Lambda) < 6; \omega_{0\min} < \omega_0(\Theta, \Lambda) < \omega_{0\max}, \quad (11)$$

де $\omega_0(\Theta, \Lambda) = \frac{2\omega\Theta\Lambda}{z(\Lambda+1)}$ – зведена частота вільних коливань віброударної системи.

Для забезпечення максимальної ефективності функціонування задача (11) доповнюється оптимізаційною умовою (1): $\zeta_a(\Theta, \Lambda) = a_{1\max}(\Theta, \Lambda) / P \rightarrow \max$, де

$P = \operatorname{stdev}\left[f(t) \cdot \left(\frac{d}{dt}x_1(t) - \frac{d}{dt}x_2(t)\right)\right]$ – чинне значення потужності на приведення в рух механічної складової віброударної системи; $f(t)$ – закон зміни зусилля збурення.

Розв'язування задач синтезу запропоновано здійснювати у два етапи. На першому етапі виконано перебір параметрів синтезу за умовами (11), за яким отримано їхні раціональні значення, що використані як початкові наближення для розв'язування оптимізаційної задачі (1). На другому етапі – чисельним методом спряжених градієнтів розв'язано оптимізаційну задачу (1).

Розв'язано задачі синтезу як для класичних віброударних систем $\Theta = 1$, так і для синтезованих за $\Theta \neq 1$. Виявлено додаткові енергетичні переваги синтезованих систем за рахунок пониження коефіцієнта $\Theta < 1$. Зокрема, реалізовано віброударні системи за обмеженнями (11) за основним резонансом ($\omega_0 / 2\pi = 69,55$ Гц; $\Theta = 0,85$; $\Lambda = 4,5$) та за субгармонійним принципом ($\omega_0 / 2\pi = 116,25$ Гц; $\Theta = 1,55$; $\Lambda = 3$) (рис. 7).

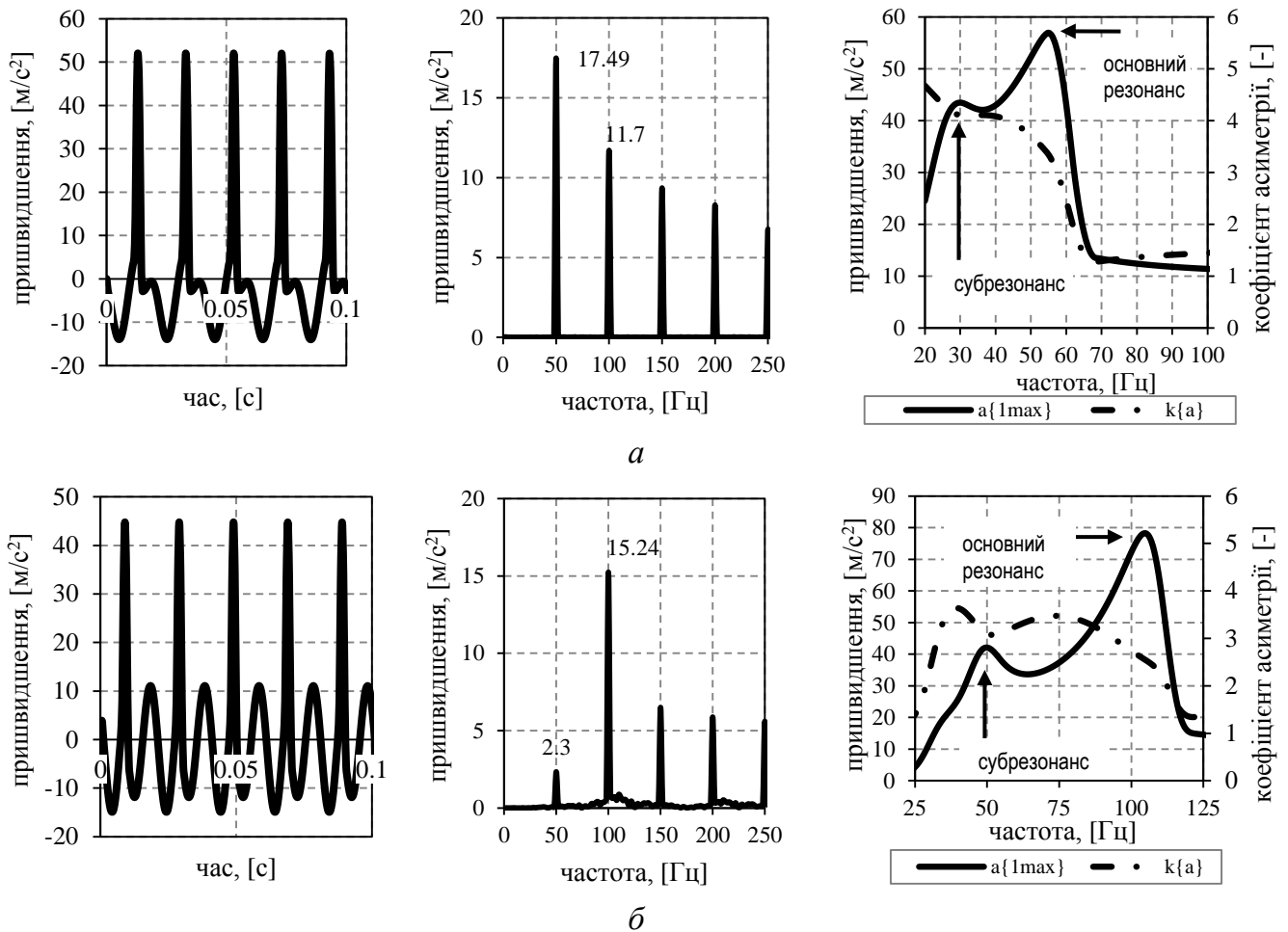


Рисунок 7 – Часова залежність пришвидшення робочої маси, її спектральний аналіз і частотна характеристика визначальних технологічних параметрів віброударного режиму роботи на основній частоті (а) та субгармоніці (б)

Оцінено ефективність функціонування синтезованих систем за показниками на частоті 50 Гц: для основного режиму $\zeta_a = 0,337 (\text{м/с}^2)/\text{Вт}$; для роботи на субгармоніці $\zeta_a = 0,568 (\text{м/с}^2)/\text{Вт}$ (табл. 3). Функціонування системи на субгармоніці надає їй додаткових переваг: збільшення у 1,7 рази показника ефективності функціонування і технологічної стійкості за рахунок використання двох резонансів.

Таблиця 3 – Результати моделювання віброударної системи з імпульсним збуренням

Режим роботи	Синтезовані параметри			Кінематичні параметри		Параметри оцінки якості		
	Θ	Λ	$\frac{\Omega_0}{2\pi}$, [Гц]	$a_{1\max}$, [м/с ²]	k_a	ζ_a , [м/с ² /Вт]	η , [%]	Δf^* , [Гц]
резонансний основний	0,85	4,5	69,55*	65,18	3,45	0,337*	59,44	19,55*
			56,34**			0,18**		6,34**
резонансний субгармонійний	1,55	3	116,25*	51,18	3,24	0,568*	12,91	66,25*
			105,52**			0,11**		55,52**
			105,52**			(0,295)		(57,5)

* механічна модель; ** електромеханічна модель, $\delta_0=0,003$ м; у дужках дані для зазору $\delta_0=0,0015$ м

На наступному етапі уточненого динамічного аналізу здійснено чисельне розв'язування систем нелінійних диференціальних рівнянь (9) за допомогою методів RADAU, BDF, Adams, оскільки система рівнянь (9) є “жорсткою” через наявність імпульсних умов у рівняннях електромагнітної та механічної складових.

Розроблено методику аналізу динамічної стійкості віброударних систем зведенням їх до рівнянь типу Хілла та Мат'є. Зведене рівняння Хілла отримало вигляд:

$$\frac{d^2}{dt^2}x(t) + 2\bar{n} \cdot \frac{d}{dt}x(t) + [\bar{\delta} + \varepsilon\psi(t)] \cdot x(t) = \bar{f}(t), \quad (12)$$

де $\bar{\delta}$, ε – сталі параметри системи; $\bar{\delta} = \omega_{02}^2 + \frac{t_1}{T}(\omega_{01}^2 - \omega_{02}^2) = \omega_{01}\omega_{02}$,

$\varepsilon = 2(\omega_{02}^2 - \omega_{01}^2)/\pi$ – коефіцієнти параметричного рівняння; $T = 2\pi/\omega$ – період;

$t_1 = T \frac{\omega_{02}}{\omega_{01} + \omega_{02}}$ – момент часу, коли змінюється пружна характеристика; $2\bar{n} = b/2m_{np}$;

$\psi(t)$ – функція збурення, $\psi(t) = \sum_{k=1}^m \Psi_k \sin(k\omega t + \gamma_k)$, $\Psi_k = \sin(k\omega t_1/2)/k$;

$$\psi(t) = \psi(t+T), \quad \int_0^T \psi(t) dt = 0.$$

Для приведення рівняння (12) до рівняння типу Мат'є покладається число гармонік $m = 1$. Тоді, функція збурення буде мати вигляд:

$$\psi(t) = \Psi_1 \sin(\omega t + \gamma_1) = \sin(\omega t_1/2) \sin(\omega t + \gamma_1),$$

де $\gamma_1 = \pi + \text{atan} \left[\frac{\sin(\omega t_1)}{2 \sin(\omega t_1/2)^2} \right]$ – фазовий кут, а рівняння (12) набуде вигляду:

$$\frac{d^2}{dt^2}x(t) + 2\bar{n} \cdot \frac{d}{dt}x(t) + [\bar{\delta} + \nu \cdot \sin(\omega t + \gamma_1)] \cdot x(t) = \bar{f}(t), \quad (13)$$

де $\nu = \varepsilon \cdot \sin(\omega t_1/2) = \frac{2(\omega_{02}^2 - \omega_{01}^2)}{\pi} \cdot \sin(\omega t_1/2)$.

Рівняння (13) без урахування правої частини

$$\frac{d^2}{dt^2}x(t) + 2\bar{n} \cdot \frac{d}{dt}x(t) + \left[\bar{\delta} + \nu \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \omega t - \gamma_1\right) \right] \cdot x(t) = 0 \quad (14)$$

або у класичному вигляді Мат'є:

$$\frac{d^2}{d\tau^2}z(\tau) + [a - 2q \cos(2\tau)] \cdot z(\tau) = 0, \quad (15)$$

де $\tau = \omega t$ – безрозмірний час; $a = \frac{4}{\omega^2}(\omega_{01}\omega_{02} - \bar{n}^2)$, $q = \frac{4(\omega_{02}^2 - \omega_{01}^2)}{\pi\omega^2} \sin(\omega t_1/2)$ – коефіцієнти параметричного рівняння, що враховують параметри синтезованої асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики.

Рівняння (15) підлягає безпосередньому аналізу на параметричну стійкість за діаграмою Айнса–Стретта або ж за розв'язками парних і непарних функцій Мат'є, де коефіцієнти рівняння містять отримані параметри синтезу:

$$a = \Lambda \left(\frac{2\Theta}{z} \right)^2 - \left(\frac{2\bar{n}}{\omega} \right)^2; \quad q = \left(\frac{2\Theta}{z} \right)^2 \frac{(\Lambda^2 - 1)}{\pi} \sin \left(\frac{\pi\Lambda}{\Lambda + 1} \right). \quad (16)$$

Реалізовано завдання синтезу пружно-інерційних параметрів тримасових віброударних систем (рис. 8, а), яке спрямоване на вирішення проблеми лінійних тримасових систем (коефіцієнти жорсткості $c_2 \equiv c_3$), що полягає у суттєвому впливі маси m_3 на ефективність функціонування. Тримасові системи з лінійними пружними характеристиками за малої маси m_3 здатні функціонувати лише на двотактному приводі, що спричиняє збільшення габаритів машини. Для можливості роботи тримасових систем за одноктного приводу та реалізації технологічно ефективних машин, поставлено завдання синтезу коефіцієнтів жорсткості c_1 , c_2 і c_3 тримасових віброударних систем. Синтез здійснюється через парціальні частоти коливальних мас m_1 і m_3 , а саме за їхніми резонансними налагодженнями z_1 і z_2 та відношенням n_c коефіцієнтів жорсткості кусково-лінійної асиметричної пружної характеристики, яка реалізується між коливальними масами m_2 і m_3 , що зазнають силового електромагнітного збурення:

$$c_1(z_1) = m_1(\omega/z_1)^2; \quad c_2(z_2) = m_3(\omega/z_2)^2; \quad n_c = c_3(z_2)/c_2(z_2). \quad (17)$$

Визначальна умова під час синтезу базується на оцінці значення зведеної частоти вільних коливань системи Ω_{023} із резонансним налагодженням z :

$$\Omega_{023}(z_1, z_2, n_c) = \omega/z. \quad (18)$$

Зведена частота віброударної системи (рис. 8, б), що визначається набором представлених параметрів c_1 , c_2 , c_3 , розраховується за формулою:

$$\Omega_{023} = \frac{2\omega_{22}\omega_{23}}{\omega_{22} + \omega_{23}},$$

де частоти ω_{22} і ω_{23} системи відповідають напрямкам роботи коефіцієнтів жорсткості, відповідно c_2 і c_3 :

$$\omega_{22} = \sqrt{\frac{A - \sqrt{A^2 - 4B}}{2}}, \quad \omega_{23} = \sqrt{\frac{A^* + \sqrt{A^{*2} - 4B^*}}{2}}, \quad (19)$$

$$\text{де } A = \frac{c_1 + c_2}{m_2} + \frac{c_1}{m_1} + \frac{c_2}{m_3}, \quad B = c_1 c_2 \frac{M}{\Pi}, \quad A^* = \frac{c_1 + c_3}{m_2} + \frac{c_1}{m_1} + \frac{c_3}{m_3}, \quad B^* = c_1 c_3 \frac{M}{\Pi}.$$

Задача синтезу тримасових віброударних систем реалізована за умови забезпечення найвищої ефективності їх функціонування (1): $\zeta_a(z_1, z_2, n_c) \rightarrow \max$.

У результаті динамічного аналізу виявлено, що віброударний режим наявний на коливальних масах, що зазнають силового збурення та між якими реалізовано асиметричну кусково-лінійну пружну характеристику. Тому за робочу масу для віброударної системи доцільно приймати m_2 , а для лінійної – масу m_1 . Встановлено, що зі збільшенням інерційності маси m_3 ефективність синтезованих віброударних систем дещо зростає, на відміну від лінійних (табл. 4), у яких вона спадає.

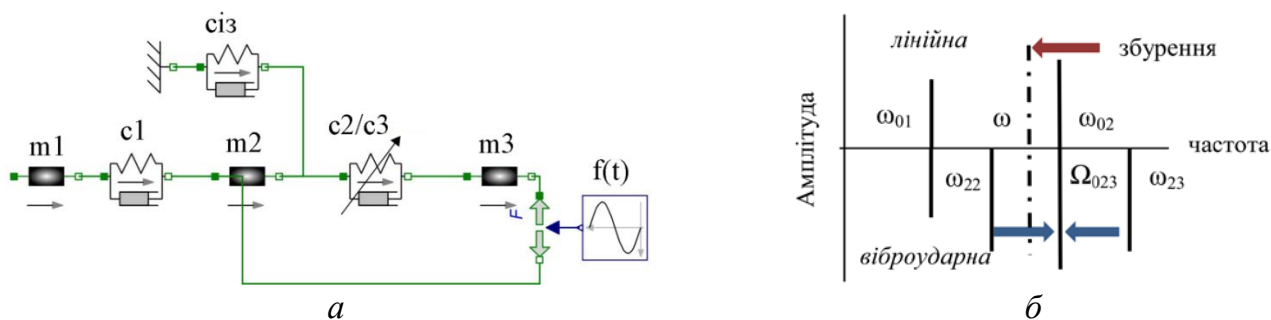


Рисунок 8 – Структурна схема синтезованої віброударної системи (а) і положення частот (б) для лінійної та віброударної системи

Таблиця 4 – Порівняльна характеристика лінійної та віброударної системи

Тип моделі	Парціальні резонансні налагодження		Значення частот вільних коливань, [рад/с]			Γ	Значення мас, [кг]			P , [Вт]	ζ_a , [(м/с ²)/Вт]
	z_1	z_2	ω_{01}	ω_{02}	Ω_{023}		m_1	m_2	m_3		
лінійна	1,81 1,71	1,21 1,01	243,18 303,4	320,41	–	5	83,4	44	5 0,2	41,6 21,85	1,17 2,26
віброударна	1,53 1,57	1,48 1,4	211,34 220,59	–	320,41		44	83,4	10 5	19,6 28,33	2,5 1,73

Здійснено порівняльний аналіз дво- та тримасових віброударних систем, синтезованих за розробленим методом із накладеними обмеженнями:

$$50 \text{ м/с}^2 < a_{p \max} < 60 \text{ м/с}^2; 3 < k_a; 50 \text{ Гц} < \omega_0 / 2\pi < 60 \text{ Гц}. \quad (20)$$

За результатами синтезу встановлено вищу в 1,5 рази ефективність тримасових віброударних систем над двомасовими (табл. 5).

Таблиця 5 – Параметри та результати дослідження віброударних систем

Структура системи		Встановлені параметри		Технологічні параметри			Критерії оцінювання	
		δ_0 , [М]	U_0 , [В]	$a_{p \max}$, [м/с ²]	k_a	Δf , [Гц]	η , [%]	ζ_a , [(м/с ²)/Вт]
двомасова	$z=0,98; \Theta=0,7; \Lambda=5,3$	0,0017	139	51,62	4,48	10	50	0,35
тримасова	$z_1=1,66; z_2=1,37; n_c=34,78$	0,0011	141	53,82	5,86	5,03		0,54

Проведено багатокритеріальний аналіз резонансних систем із встановленим набором показників за імпульсного та двотактного збурень. Встановлено перевагу за показником ефективності функціонування ζ_a більш ніж у 2 рази віброударної системи з коефіцієнтами синтезу пружної характеристики $\Theta=0,75$ і $\Lambda=2$ за імпульсного збурення над існуючими резонансними системами. Використання імпульсного (однотактного) збурення є цілком виправданим із конструктивних міркувань (зменшення габаритів), а використання двотактного приводу для синтезованих віброударних систем практично не надає їм додаткових переваг.

Реалізовані завдання синтезу та аналізу закладено в основу прикладних методів розрахунку резонансних дво- та тримасових віброударних систем із визначеним набором технологічних і динамічних обмежень.

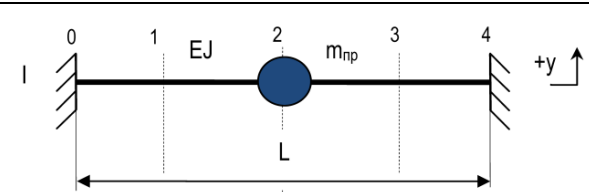
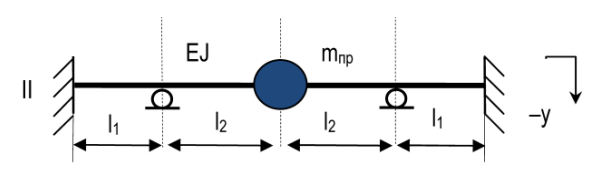
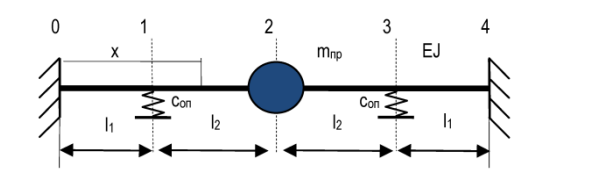
У четвертому розділі дисертаційної роботи запропоновано схему реалізації асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики на базі однієї плоскої пружини з двома симетрично розташованими під пружиною абсолютно жорсткими чи податливими циліндричними опорами. Розроблено методику аналізу напружено-деформованого стану, міцності та довговічності за умовами реалізації віброударного режиму. Обґрунтовано використання частотно-масового показника під час проектування робочих органів вібраційних машин із обмеженнями на частотні характеристики та масу.

Отримано розрахункові формули для визначення частот вільних коливань (табл. 6) та забезпечення заданого відношення коефіцієнтів жорсткості, що використовується під час синтезу:

$$n_c = c_{II} / c_I \equiv \Lambda^2 = \frac{L^3(l_1 + 4l_2)}{32l_2^3(l_1 + l_2)} = \frac{L^2(L - 1,5 \cdot l_1)}{(L - 2 \cdot l_1)^3}. \quad (21)$$

Зміна коефіцієнта жорсткості проміжних опор c_{on} та місць їх розташування l_1 є конструктивним засобом впливу на значення частоти вільних коливань Ω_{0II} та на кінематичні характеристики віброударного режиму під час проведення налагоджувальних операцій.

Таблиця 6 – Частоти вільних коливань під час реалізації віброударної системи

№	Структурна схема	Формула для частоти вільних коливань
I		$\omega_{0I} = \sqrt{\frac{192EJ}{m_{np}L^3}}$
II		$\omega_{0II} = \sqrt{\frac{6 EJ(l_1 + 4l_2)}{m_{np}(l_1 + l_2)l_2^3}}$
III		$\Omega_{0II} = \sqrt{\frac{192 EJ [c_{on} l_1^3 (2L - 3l_1) + 3 EJ \cdot L]}{m_{np} L \left[2c_{on} l_1^3 \left(L^3 - 6L^2 l_1 + 12L l_1^2 - 8l_1^3 \right) + 3 EJ \cdot L^3 \right]}}$

Визначено еквівалентні напруження згину плоскої пружини для параметрів $m_{np} = 20$ кг, $L = 0,5$ м, $EJ = 1283,8$ Нм² та тестового переміщення локальної маси $y_m = 0,24$ мм: для схеми виду I – $\sigma_{екв}^I = 23,2$ МПа, для схеми виду II – $\sigma_{екв}^{II} = 59,5$ МПа. Визначено контактні напруження за абсолютно жорстких металевих пружних стержнів $d = 12$ мм, що становлять $\sigma_{еквIV}^k = 208,77$ МПа.

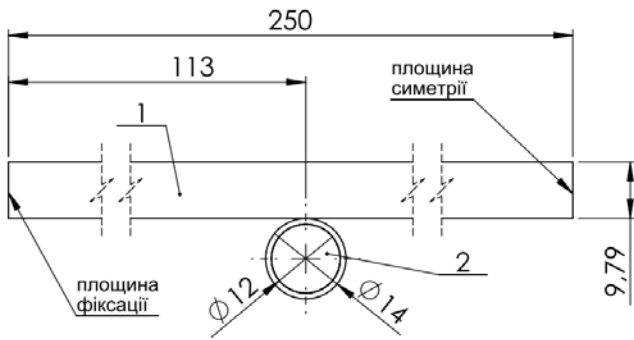


Рисунок 9 – Схема реалізації віброударного режиму: 1 – плоска пружина; 2 – полімерно-металева циліндрична опора

Досліджено вплив використання податливої полімерно-металевої циліндричної опори 2 плоскої пружини 1 (рис. 9) на значення напружень. Виконання опор податливими, зокрема з коефіцієнтом жорсткості $c_{оп}=1,32 \cdot 10^7$ Н/м, зменшило значення: частоти вільних коливань на 17 %, контактних напружень у 5,6 разів, згинальних напружень у 2 рази, (табл. 7).

Розрахунки напружених станів плоскої пружини та частотного аналізу проведено за допомогою модуля Simulation програми SolidWorks. Збіжність результатів отримано в межах 94 %.

Таблиця 7 – Результати розрахунку плоскої пружини

Характеристика	Результат		Збіжність, %
	аналітичний	моделювання	
частота вільних коливань, [Гц]	<u>100*</u>	<u>99,2</u>	<u>99</u>
	–	84,62	–
напруження згину, [МПа]	<u>59,5</u>	<u>56</u>	<u>94</u>
	–	27,4	–
контактна сила, [кН]	<u>1,663</u>	<u>1,7</u>	<u>96</u>
	–	0,295	–
контактні напруження, [МПа]	<u>193,81</u>	<u>195,5</u>	<u>99</u>
	–	35	–

*чисельник для жорстких опор, знаменник – для податливих ($c_{оп}=1,32 \cdot 10^7$ Н/м)

Для динамічного аналізу напружено-деформованого стану плоскої пружини запропоновано рівняння вимушених коливань зведеної до одномасової віброударної системи з урахуванням миттєвої зміни її частотних характеристик:

$$\frac{d^2}{dt^2} y(t) + 2\bar{n} \cdot \frac{d}{dt} y(t) + \begin{cases} \omega_{0I}^2 \cdot y(t), & y(t) \geq 0, \\ \omega_{0II}^2 \cdot y(t), & y(t) < 0 \end{cases} = \bar{f} \cdot \sin(\omega t), \quad (22)$$

де $\bar{n} = 2b / m_{np}$, $\bar{f} = F_0 / m_{np}$.

Отримано за чисельним розв'язком диференціального рівняння (22) характерні миттєві характеристики (рис. 10), прийнявши $F_0 = 600$ Н, $b = 2m_{np}\omega\xi$, $\xi = 0,15$. При цьому встановлено, що напруження згину мають чітко виражений асиметричний характер, а контактні напруження – імпульсний. Отримано характеристики асиметричного знакозмінного від'ємного циклу зміни напружень згину: $\sigma^I_{max} = 51,3$ МПа, $\sigma^{II}_{min} = -74,6$ МПа; коефіцієнт асиметрії циклу $R_\sigma = -1,45$; амплітуда напруження $\sigma_a = 62,94$ МПа; середнє значення $\sigma_c = -11,63$ МПа.

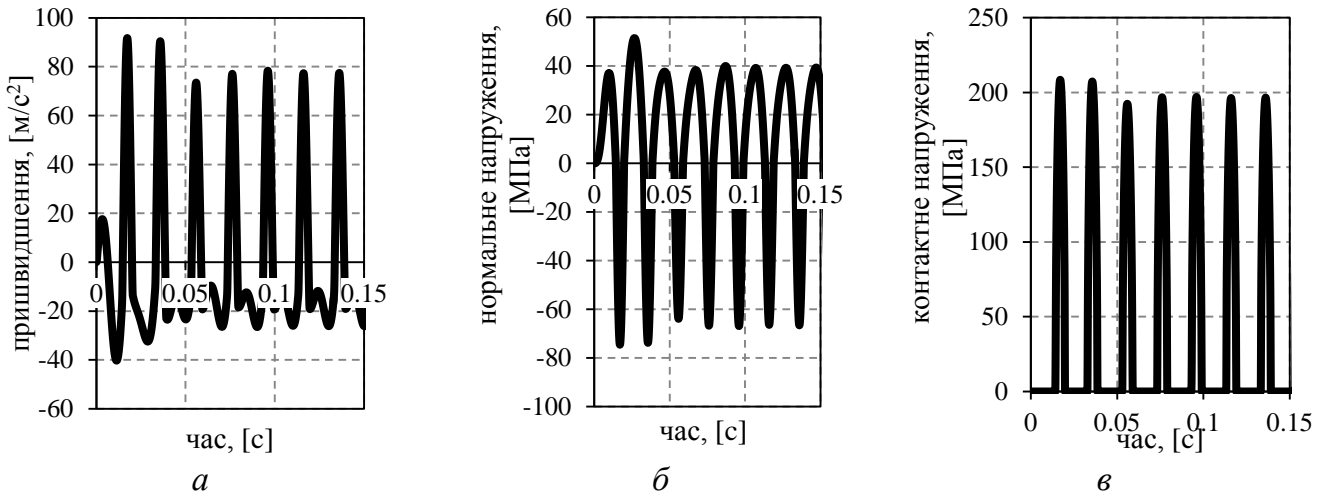


Рисунок 10 – Миттєві характеристики: пришвидшення локальної маси в центральному перерізі (а), нормального напруження згину (б) та контактного напруження (в) плоскої пружини у віброударному режимі

Для забезпечення працездатності та довговічності плоскої пружини у віброударному режимі запропоновано умову:

$$n_{np} = \frac{n_{\sigma} n_c}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_c^2}} \geq [n], \quad (23)$$

де n_{σ} і n_c – коефіцієнти запасу міцності для згинальних і контактних напружень; $[n]$ – допустиме значення коефіцієнта запасу міцності, що вибирається згідно з умовами виготовлення, розрахунку та вимогами до довговічності і надійності.

Для плоскої пружини, виготовленої зі сталі 50 Г, розраховано коефіцієнти запасу за видами напружень $n_{\sigma} = 3,69$ та $n_c = 5,27$. Приведений коефіцієнт запасу міцності $n_{np} = 3,02$ вважатиметься достатнім за середніх вимог, $[n] = 2,1 - 2,8$. Додатково визначено власні частоти згинальних і крутильних коливань плоскої пружини та перевірено їх на неспівпадіння із гармоніками віброударного режиму. За результатами досліджень сформовано методику проектного та перевірного розрахунків плоскої пружини для забезпечення працездатності синтезованих віброударних систем.

Розглянуто доцільність використання частотно-масового показника для вибору оптимальних конструктивних параметрів робочих органів вібраційних технологічних машин (рис. 11) за умови забезпечення 3–4 кратного запасу за значенням першої власної частоти коливань як системи з розподіленими параметрами f_0^* . Розрахунок значення першої частоти коливань f_0^* , що є функцією конструктивних параметрів основних елементів та ребер жорсткості DV_j здійснено за допомогою прикладних програм частотного аналізу на базі МСЕ.

Задача синтезу конструктивних параметрів DV_j під час проектування робочих органів вібраційних технологічних машин має вигляд:

$$m(DV_j) \geq m_{\min}; f_{0\min}^* \leq f_0^*(DV_j) \leq f_{0\max} \quad (24)$$

і доповнюється додатковою умовою для допустимих варіантів конструкції та уточненого вибору конструктивних параметрів:

$$k_{f_0/m}(DV_j) \rightarrow \max. \quad (25)$$

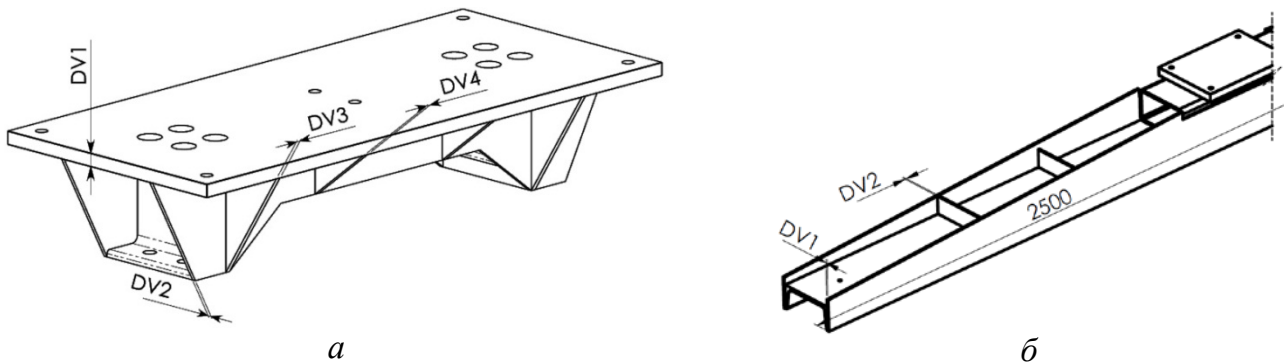


Рисунок 11 – Просторові вигляди конструкцій і змінні конструктивні параметри оптимізації робочих органів стола (а) і конвеєра (б)

Унаслідок розв'язування оптимізаційної задачі (25) для конструкції робочого органу вібраційного стола з частотою коливань 100 Гц із обмеженнями $m_{\min} = 60$ кг та $f_{0\min}^* = 300$ Гц, програмою сформовано 27 наборів параметрів, з них допустимих варіантів конструкцій 7, а оптимальним вибрано варіант 27-го набору параметрів проектування $DV_1 - DV_4$. За частотно-масовим показником (25) оптимальним буде 3-ій набір конструктивних параметрів (табл. 8). Вирішенням оптимізаційної задачі на базі введеного частотно-масового показника отримано конструктивні параметри робочих органів: вібраційного стола $DV_1 = 22$ мм, $DV_2 = 5$ мм, $DV_3 = DV_4 = 6,5$ мм; конвеєра $DV_1 = DV_2 = 4$ мм (рис. 12).

Таблиця 8 – Значення оптимальних параметрів варіантів конструкції робочого органу

№ конфігурації	Основні характеристики		
	m , [кг]	f_0^* , [Гц]	$k_{f_0/m}$, [Гц/кг]
3***	62,3	300,1	4,82
27**	67,2	310,2	4,62

** оптимізовано програмою; *** оптимізовано за частотно-масовим показником



Рисунок 12 – Значення власних частот крутильних (а) і згинальних (б) коливань оптимізованих конструкцій робочих органів

За результатами проведеного аналізу встановлено, що використання частотно-масового показника може бути доцільним під час проектування різних динамічно навантажених рамних, стержневих та інших машинобудівних конструкцій, що розглядаються як дискретно-континуальні системи, з підвищеними вимогами до їхньої жорсткості та мінімізації маси.

У розділі 5 розроблено уніфіковані конструкції вібраційних модулів зі змінними налагодженнями режимів, наведено їхні технічні характеристики, а також результати експериментальних досліджень.

Результати запровадженого синтезу поширено на системи з інерційним приводом, зокрема розроблено методику розрахунку віброударних модулів з інерційним приводом (рис. 13).

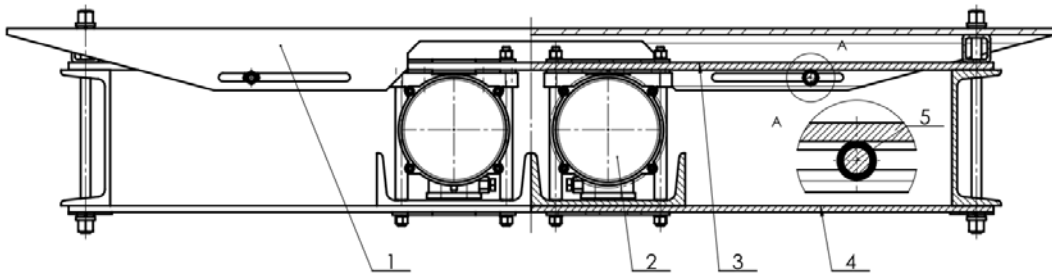


Рисунок 13 – Схема віброударного модуля з інерційними віброзбуджувачами: 1 та 2 – верхня та нижня маса з інерційними віброзбуджувачами; 3 та 4 – верхня (c_3 і c_2) та нижня (c_1) пружини; 5 – прогумована циліндрична опора

Встановлено за результатами синтезу такий набір співвідношень розрахункових значень параметрів:

$$c_1 + c_3 = m_{np} \left(\Theta \frac{\omega}{z} \right)^2; n_c = \frac{c_2}{c_1} = \Lambda^2; \frac{c_3}{c_1} = 0,25; c_1 = 0,75 m_{np} \left(\Theta \frac{\omega}{z} \right)^2. \quad (26)$$

Відношення n_c та коефіцієнт Θ забезпечують відповідні кінематичні параметри та частотні характеристики віброударного режиму. Їх доцільно приймати в межах $\Theta = 0,7 - 1$ і $\Lambda = 2 - 3$ за результатами уточненого динамічного аналізу.

Реалізовано експериментальний зразок (рис. 14) резонансного вібраційного модуля з електромагнітним приводом ($m_1 = 22$ кг; $m_2 = 11$ кг; $L = 0,33$ м; $w = 450$; $S = 2,25 \cdot 10^{-3}$ м²; $r = 20$ Ом; $r^{<+>} = 0,1$ Ом; $r^{<->} = 1,33 \cdot 10^5$ Ом; $\delta_0 = 0,004$ мм; $n = 2$) для дослідження ефективності функціонування традиційних одночастотних (50 Гц і 100 Гц) і віброударних режимів ($\Theta = 1$, $\Lambda = 1,8 - 2,7$), а також синтезованого ($\Theta = 0,8$, $\Lambda = 1,8 - 2,7$) за новим розрахунковим методом.

Отримано експериментальні віброграми пришвидшення робочого органу, здійснено їхній спектральний аналіз та оцінку ефективності роботи (рис. 15, табл. 9).

Під час порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень встановлено умову рівнозначності резонансних частот та коефіцієнтів режиму роботи розглянутих систем. Основним параметром для порівняння прийнято показник ефективності функціонування ζ_a . Розбіжність результатів дослідження у межах 19 % викликана суттєвим спрощенням моделі електромагнітного приводу в рівнянні (9), що не враховує втрати на струми Фуко та насиченість магнітопроводу.

У результаті експериментального дослідження підтверджено визначальні закономірності підвищення ефективності функціонування синтезованих віброударних систем, зокрема, порівняно із традиційними одночастотними у 2,5 рази, з віброударними – у 2,9 рази.

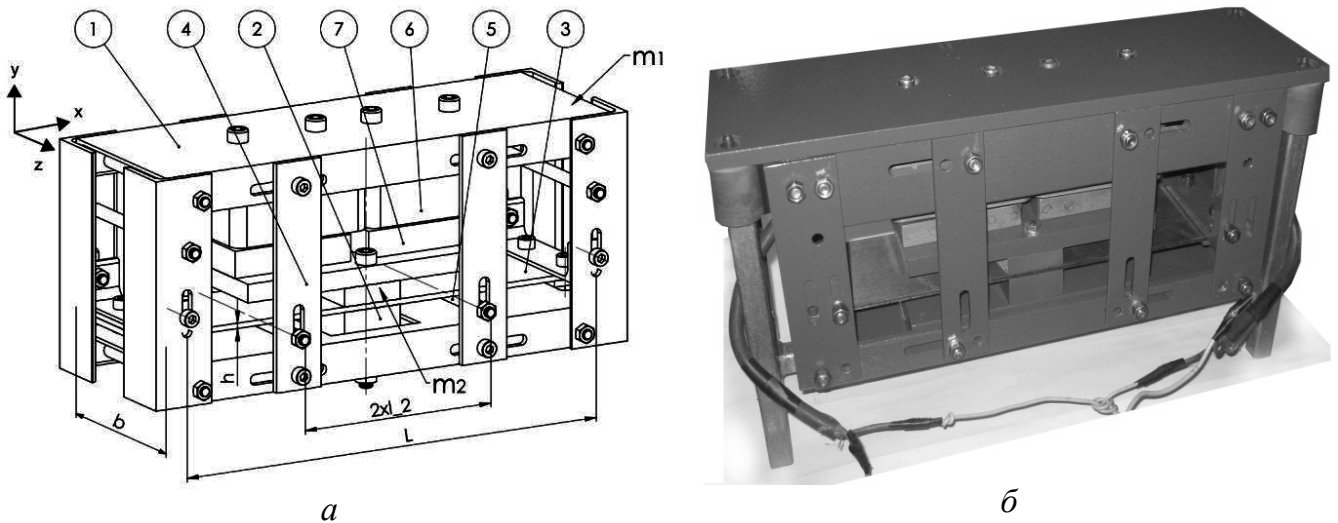


Рисунок 14 – Зовнішній вигляд проектного рішення (а) і дійсного виконання (б) експериментального зразка вібраційного модуля з електромагнітним приводом: 1 та 2 – робоча (m_1) та реактивна (m_2) маси; 3 – плоска пружина; 4 – вертикальні кронштейни; 5 – проміжні циліндричні опори; 6 та 7 – осердя та якорі електромагнітів

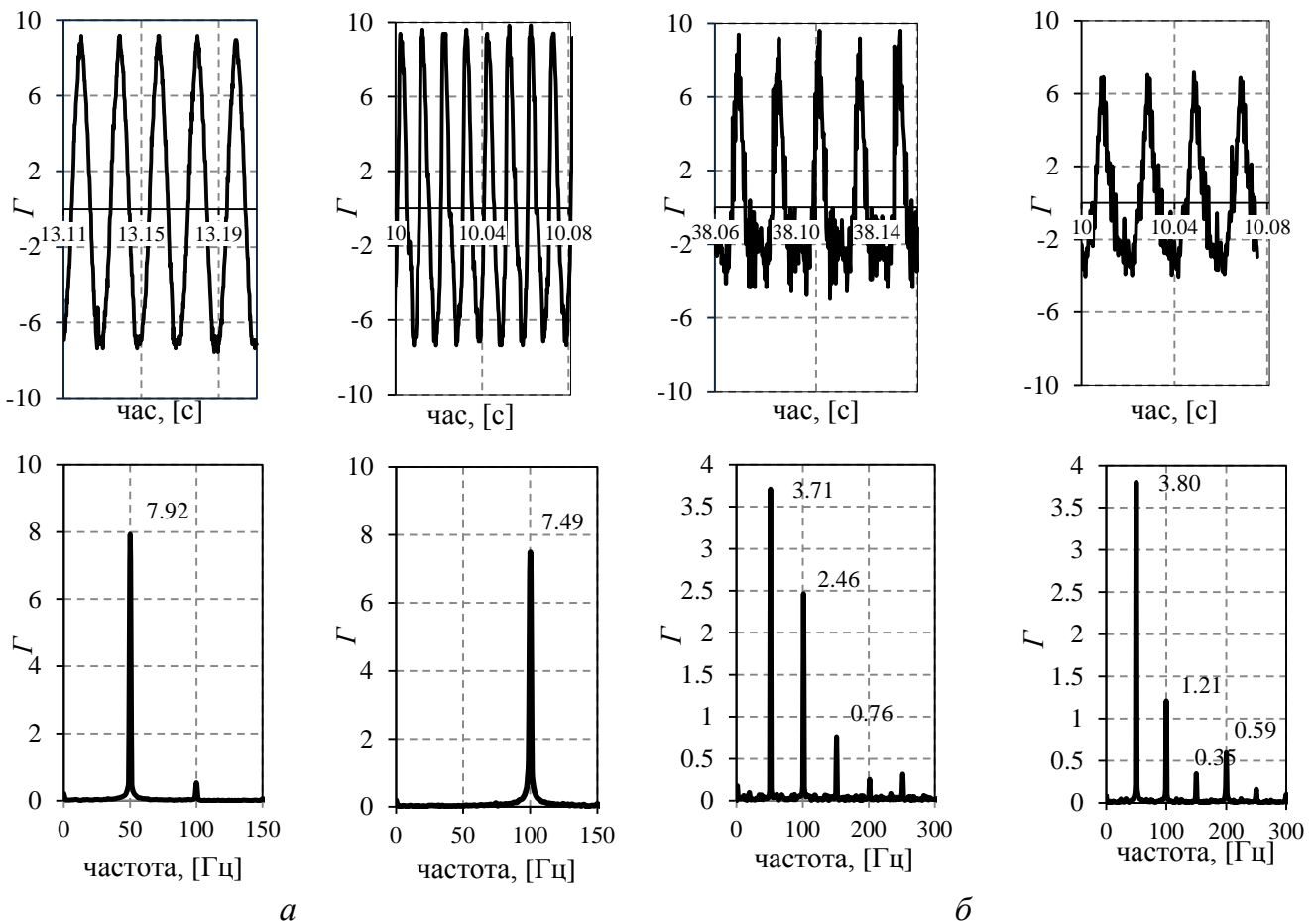


Рисунок 15 – Експериментальні віброграми перевантаження робочої маси та їхній спектральний аналіз для одночастотних (а) і віброударних (б) режимів відповідно

Таблиця 9 – Результати експериментальних досліджень резонансного вібраційного модуля

Тип системи	частота збурення f , [Гц]	резонансна частота f_0 , [Гц]	напруга U_0 , [В]	сила струму I_0 , [А]	параметр режиму Γ	коєф. асиметрії k_a	показник ефективності ζ_a , [(м/с ²)/(В·А)]
одночастотна, $\Theta=\Lambda=1$	50	<u>53,5</u> 53,2	<u>165</u> 150	<u>3,2</u> 2,9	<u>9,2</u> 9,7	<u>1,25</u> 1,1	<u>0,17</u> 0,22
	100*	<u>105,6</u> 105,3	<u>205</u> 160	<u>2,4</u> 3,8	<u>10,7</u> 10,7	<u>1,34</u> 1	<u>0,21</u> 0,17
віброударна класична $\Theta=1$; $\Lambda=2$	50	<u>70,1**</u> 70,2	<u>220</u> 180	<u>3</u> 3,9	<u>10</u> 9,6	<u>3</u> 2,3	<u>0,15</u> 0,13
	100*	<u>144,7**</u> 144,9	<u>250</u> 150	<u>2,8</u> 3,9	<u>3,2</u> 4,2	<u>2</u> 2,5	<u>0,05</u> 0,07
віброударна синтезована $\Theta=0,8$; $\Lambda=2,2$	50	<u>54,9**</u> 55	<u>110</u> 100	<u>1,5</u> 2,1	<u>7,2</u> 7,2	<u>2</u> 2,2	<u>0,43</u> 0,35

* дані для зазору $\delta_0=0,002$ мм; ** розрахункові значення; у знаменнику теоретичні значення

Розроблений резонансний вібраційний модуль апробовано під час наплавлення зносостійких шарів на металеві листи, що забезпечило підвищення: мікротвердості наплавленого металу від 600 до 870 НВ; у 2,3–2,5 рази – абразивну зносостійкість за тертя закріпленим та незакріпленим абразивом; у 1,8 рази – стійкість до циклічного ударного навантаження. Результати досліджень розкривають перспективи впровадження запропонованих систем у відновлювальних технологіях зварювання та наплавлення. Реалізований узагальнений методологічний підхід можна застосовувати для віброударних систем з іншими типами приводів, що застосовуються у традиційних технологіях (ущільнення, поверхневе оброблення, грохочення, дроблення тощо), а також як випробувальні стенди для діагностики.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну проблему в галузі машинознавства – розроблення узагальненого методологічного підходу, що охоплює питання синтезу пружно-інерційних, силових параметрів і частотних характеристик полічастотних вібраційних машин для забезпечення резонансних режимів роботи та підвищення ефективності функціонування. При цьому:

1. Аналіз технологічних і конструктивних особливостей полічастотних вібраційних машин показав, що наявність багатопараметричності у таких системах спричиняє широкі спектри можливих режимів роботи, та, відповідно, породжує проблеми їхнього синтезу, з необхідністю урахування комплексу вимог технологічного, динамічного та експлуатаційного характеру. Встановлено, що для вирішення широкого кола завдань синтезу та розрахунку полічастотних вібраційних машин потрібно врахувати таке:

- забезпечення резонансних режимів роботи узгоджується з можливостями електромагнітного приводу, доцільність використання якого обумовлена наявністю кратних силових гармонік за однотактної схеми живлення та простотою запуску на визначених резонансних частотах;

- існує необхідність розроблення узагальненого методологічного підходу, в основі якого лежить формування цільових показників ефективності функціонування, комплексу технологічних, динамічних і експлуатаційних обмежень;
- використання тримасових систем із лінійними пружними ланками вимагає уточненого розрахунку їхніх пружно-інерційних параметрів, зважаючи на вимогу реалізації двочастотних резонансних систем із визначеним складом гармонік, на значення яких впливають інерційні параметри коливальних мас та умови збурення;
- побудова алгоритмів синтезу та динамічного аналізу на базі нових чисельних методів розрахунку з обґрунтуванням вибору пружно-інерційних і силових параметрів із урахуванням умов роботи приводу є запорукою отримання достовірного результату.

2. Обґрунтовано показники, які покладені в основу синтезу різного класу (одно- та полічастотні) та технологічного призначення резонансних вібраційних машин, що враховують конструктивні (маса, жорсткість), функціональні (ККД, споживана потужність, частоти вільних коливань) та технологічні (пришвидшення, коефіцієнт асиметрії та ширина резонансної зони) чинники. Цільовим показником ефективності функціонування визначено відношення максимуму пришвидшення до споживаної потужності, що дало змогу пристосувати його як до завдання синтезу, так і порівняльного аналізу резонансних вібраційних машин із визначеним комплексом технологічних і динамічних обмежень.

3. Розроблено методи розрахунку двочастотних резонансних машин, що містять:

- аналітичні вирази для розрахунку пружно-інерційних параметрів тримасової системи;
- результати впливу кута зсуву фаз між одно- та двотактною схемами за незалежного їх живлення на низько- та високочастотну гармоніку пришвидшення робочої маси;
- методіку проектного розрахунку конструктивних параметрів парціального модуля для модернізації базових двомасових резонансних систем, аналізу міцності пакету плоских пружин за умовами реалізації двочастотних коливань;
- модернізацію вібраційного стола з частотою коливань 100 Гц (вихідні характеристики: параметр режиму $\Gamma=7,9-3,1$; споживана потужність 2,04 кВт; габаритні розміри 1200x600x200 мм; маса конструкції 346 кг) для реалізації конструкції із двочастотним режимом роботи 50 Гц/100 Гц (кінцеві характеристики: $\Gamma=7,7-5,5$; 4,6 кВт; 1200x600x345 мм; 397 кг) технологічна стійкість якого до зміни маси завантаження підвищена у *1,7 рази*;
- результати впливу маси парціального модуля на кінематично-силові характеристики модернізованого вібраційного стола, зокрема у разі її збільшення у *7,7 разів*: зростає відношення амплітудних значень гармонік пришвидшення робочої маси у *4 рази*, коефіцієнт режиму зменшується в межах 24 %, а споживана потужність зростає усього в межах 1,2 %.

4. Для двомасових віброударних систем розроблено метод розрахунку, що дозволив:

- за рахунок використання двох незалежних коефіцієнтів Θ і Λ , які входять у вирази для власних частот коливань ($\omega_{01} = \Theta\omega/z$ і $\omega_{02} = \Lambda\omega_{01}$) спростити вирішення задач синтезу;
- аналітично встановити та чисельно підтвердити значення коефіцієнтів синтезу $\Theta = 0,75$ і $\Lambda = 2$ для реалізації резонансних віброударних систем із заданим значенням резонансного налагодження z , які забезпечують підвищення ефективності функціонування у *3 рази*, порівняно із класичними віброударними системами ($\Theta = 1$);
- виявити закономірності руху синтезованих віброударних систем з урахуванням відповідних технологічних і динамічних обмежень, зокрема отримані значення коефіцієнтів синтезу для реалізації віброударних систем на основному резонансі ($\Theta = 0,75 - 0,85$; $\Lambda = 2 - 4,5$; $\zeta_a = 0,34 \text{ (м/с}^2\text{) / Вт}$), та для систем із режимом роботи на субгармоніці ($\Theta = 1,25 - 1,55$; $\Lambda = 2 - 3$; $\zeta_a = 0,57 \text{ (м/с}^2\text{) / Вт}$). Причому, перші системи функціонують з акцентом на 50 Гц гармоніку, другі – на 100 Гц гармоніку;
- розробити методику аналізу динамічної стійкості синтезованих віброударних систем за значеннями коефіцієнтів рівняння Матьє, що безпосередньо враховують запроваджені коефіцієнти синтезу Θ і Λ .

5. Для тримасових віброударних систем розроблено метод розрахунку, що дозволив виявити закономірності реалізації віброударного режиму між коливальними масами, які зазнають безпосереднього електромагнітного збурення та між якими реалізовано кусково-лінійну пружну характеристику. Ефективність функціонування синтезованих тримасових систем перевищує синтезовані двомасові у *1,5 рази*.

6. Проведено багатокритеріальний аналіз резонансних систем із встановленим набором показників за імпульсного та гармонійного збурень за технологічним і енергетичним принципом. Підтверджено енергетичні переваги (більш як у *2 рази*) віброударної системи з оптимальною пружною характеристикою ($\Theta = 0,75$; $\Lambda = 2$) за використання імпульсного збурення.

7. Розроблено схему для реалізації асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики на базі однієї плоскої пружини з двома симетрично розташованими під пружиною податливими циліндричними опорами. Розроблено методику розрахунку, що містить аналітичні вирази: для визначення частот вільних коливань, аналізу напружено-деформованого стану та коефіцієнту запасу міцності плоскої пружини за умовами реалізації віброударних режимів. Встановлено, що зменшення значення частоти вільних коливань на *17 %* за рахунок використання комбінованих полімерно-металевих опор дозволило зменшити контактні напруження у *5,6 разів*, згинальні напруження у *2 рази*.

8. Обґрунтовано використання частотно-масового показника при проектуванні, зокрема вибору конструктивних параметрів робочих органів вібраційних технологічних машин за умови забезпечення 3–4 кратного запасу за значенням першої власної частоти коливань та обмеження на масу конструкції.

Використання цього показника є доцільним за багатоваріантних рішень конструкцій, зокрема при уточненні допустимих варіацій конструкції.

9. Розроблено експериментальну установку, на якій реалізовано традиційні одночастотні (50 Гц і 100 Гц) і віброударний режими ($\Theta = 1$; $\Lambda = 1,8 - 2,7$), а також синтезований за новим розрахунковим методом ($\Theta = 0,8$; $\Lambda = 1,8 - 2,7$). Підтверджено, що нова конструкція характеризується підвищеною ефективністю функціонування ($\zeta_a = 0,43 \text{ (м/с}^2\text{) / Вт}$) та переважає одночастотні у 2 рази ($\zeta_a = 0,17 - 0,21 \text{ (м/с}^2\text{) / Вт}$), віброударні класичні у 3 рази ($\zeta_a = 0,15 \text{ (м/с}^2\text{) / Вт}$). Результати дослідження впроваджено для технології наплавлення зносостійких шарів на металеві листи, що підтверджує їхню актуальність в напрямку розвитку нових матеріалів і нанотехнологій.

СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографія:

1. Гурський В. М. Багатокритеріальний аналіз і синтез нелінійних резонансних вібраційних машин : монографія / В. М. Гурський. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2017. – 308 с.

Статті у наукових фахових виданнях України:

2. Гурський В. М. Обґрунтування переваг електромеханічної системи вібраційної синфазної машини з електромагнітним приводом на основі аналізу амплітудно-частотних характеристик / В. М. Гурський, О. С. Ланець, О. В. Гаврильченко, Я. В. Шпак // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні”. – 2008. – № 613. – С. 100–106 (*реалізовано програму побудови амплітудно-частотних характеристик електромеханічної системи*).

3. Гаврильченко О. В. Дослідження динаміки нелінійної електромеханічної коливальної системи вібраційної синфазної машини з електромагнітним приводом / О. В. Гаврильченко, В. М. Гурський, О. С. Ланець, Я. В. Шпак // Вібрації в техніці та технологіях. – 2008. – № 3 (52). – С. 5–10 (*розроблено методу динамічного аналізу нелінійних моделей синфазних машин із використанням методів аналізу новими чисельними методами*).

4. Гурський В. М. Розробка вібраційного живильника-змішувача з електромагнітним приводом / В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2009. – Вип. 43. – С. 7–16 (*проведено проектування конструкції нового пристрою з обґрунтуванням основних конструктивних параметрів*).

5. Гурський В. М. Забезпечення двочастотних резонансних режимів роботи вібраційного стола для ущільнення бетоноsumішей / В. М. Гурський, І. В. Кузьо, О. В. Ланець // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2010. – № 678. – С. 44–50 (*запропоновано конструкцію вібростолу з двочастотним режимом роботи*).

6. Гурський В. М. Синтез власних частот та режимів роботи тримасових вібраційних машин / В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2010. – Вип. 44. – С. 9–16 (*визначено власні частоти в системі із рівними значеннями коефіцієнтів жорсткості*).

7. Гурський В. М. Динаміка резонансного двочастотного вібраційного стола з електромагнітним приводом / В. М. Гурський, О. С. Ланець // Гірничі, будівельні, дорожні

та меліоративні машини. – 2010. – Вип. 76. – С. 49–54 (*розроблено динамічну модель двочастотного вібростола*).

8. Гурський В. М. Оптимізація масово-частотних характеристик робочого органу вібраційного стола / В. М. Гурський, Є. М. Махоркін // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2011. – № 702. – С. 53–59 (*реалізовано задачу оптимізації конструктивних параметрів із урахуванням обмежень на власні частоти коливань*).

9. Гурський В. М. Встановлення раціональних пружних параметрів двочастотних резонансних вібраційних систем / В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2011. – № 701. – С. 15–21 (*розв’язком задачі про забезпечення кратних власних частот коливань отримано розрахункові формули для коефіцієнтів жорсткості*).

10. Кузьо І. В. Реалізація двочастотних коливань вібраційних систем з однотактним електромагнітним приводом / І. В. Кузьо, В. М. Гурський, О. В. Ланець // Теорія і практика будівництва. – 2011. – Вип. 7. – С. 18–21 (*обґрунтовано застосування імпульсного електромагнітного збудження для реалізації двочастотних коливань у тримасових системах*).

11. Гурський В. М. Вплив нелінійності зусилля електромагнітного приводу на динаміку вібраційних машин / В. М. Гурський, О. С. Ланець, Я. В. Шпак, В. І. Лозинський // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 1 (61). – С. 25–31 (*запропоновано методу чисельного аналізу силових і енергетичних характеристик резонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом за їх частотними залежностями*).

12. Гурський В. М. Аналіз електромеханічних характеристик резонансних вібраційних систем / В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – Вип. 45. – С. 192–198 (*здійснено спектральний аналіз часових залежностей основних силових, енергетичних і кінематичних параметрів*).

13. Ланець О. С. Особливості застосування САД/САЕ програм для проектування та аналізу автоматизованого обладнання / О. С. Ланець, В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2012. – № 746. – С. 6–13 (*реалізовано 3D-моделі обладнання та здійснено його оптимізаційний розрахунок*).

14. Гурський В. М. Моделювання пуску вібраційних систем підвищеної ефективності з реактивними електромагнітними приводами / В. М. Гурський, О. С. Ланець, Я. В. Шпак // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Електроенергетичні та електромеханічні системи”. – 2012. – № 736. – С. 30–35 (*реалізовано програму чисельного розрахунку системи нелінійних диференціальних рівнянь засобами Maple*).

15. Гурський В. М. Аналіз енергетичних перетворень у вібраційних системах з електромагнітним приводом / В. М. Гурський, О. С. Ланець // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2012. – Вип. 46. – С. 20–27 (*виконано моделювання енергетичних перетворень в середовищі MathCAD*).

16. Гурський В. М. Розрахунок оптимальних дискретно-континуальних стрижневих систем / В. М. Гурський, Я. В. Шпак, В. І. Лозинський // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2012. – № 729. – С. 43–47 (*запропоновано задачу реалізації дискретно-континуальних стержневих систем на основі задачі оптимізації за масово-частотними характеристиками*).

17. Кузьо І. В. Реалізація нелінійних полічастотних резонансних вібраційних машин з використанням однотактних електромагнітів / І. В. Кузьо, В. М. Гурський, О. С. Ланець // Вібрації в техніці та технологіях. – 2012. – № 1 (65). – С. 10–14 (*запропоновано ідею реалізації нелінійних систем на базі двох циліндричних пружин стиску*).

18. Гурський В. М. Частотно-силовий аналіз пружної стрижневої системи з асиметричною характеристикою / В. М. Гурський, О. С. Ланець // Вібрації в техніці та технологіях. – 2013. – № 2 (70). – С. 10–15 (*виконано розрахунок власних частот коливань та напружено-деформованого стану в аналітичному виді з використанням методу скінченних елементів*).

19. Гурський В. Використання асиметричної кусково-лінійної пружної характеристики в реалізації двочастотних резонансних вібраційних систем / В. Гурський, О. Ланець, Я. Шпак // Машинознавство. – 2013. – № 5–6 (191–192). – С. 26–29 (*встановлено вплив попереднього натягу пружин на амплітудні значення кратних гармонік*).

20. Кузьо І. В. Оптимізаційний синтез полічастотних вібраційних систем з імпульсним електромагнітним приводом / І. В. Кузьо, О. С. Ланець, В. М. Гурський // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2013. – Вип. 47. – С. 3–12 (*запроваджено можливість оптимізації пружних параметрів для реалізації полічастотних систем*).

21. Гурський В. М. Багатокритеріальний аналіз резонансних віброударних систем з імпульсним електромагнітним приводом / В. М. Гурський // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2014. – Вип. 48. – С. 74–86.

22. Гурський В. М. Числовий параметричний синтез міжрезонансної віброударної системи / В. М. Гурський, О. С. Ланець // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2014. – № 788. – С. 13–20 (*запропоновано чисельний алгоритм пошуку коефіцієнтів жорсткості тримасових віброударних систем*).

23. Кузьо І. В. Вибір критеріїв оптимізації та пружно-силових параметрів віброударних резонансних машин / І. В. Кузьо, В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Вібрації в техніці та технологіях. — 2015. — № 3 (79). — С. 28–37 (*запропоновано обмеження для задачі оптимального синтезу*).

24. Гурський В. М. Раціональний синтез двочастотних резонансних вібраційних машин / В. М. Гурський, І. В. Кузьо // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2015. – Вип. 49. – С. 8–17 (*виконано розрахунок коефіцієнтів жорсткості відповідно до задачі про власні частоти коливань*).

25. Гурський В. М. Порівняльний аналіз віброударних резонансних систем дво- та тримасової структури з лінійним тертям / В. М. Гурський // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2016. – Вип. 50. – С. 25–32.

26. Гурський В. М. Оптимізація довгомірних конструкцій за статичною міцністю та частотними характеристиками / В. М. Гурський, І. В. Кузьо, А. І. Медвідь // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2017. – Вип. 51. – С. 33–40 (*виконано оптимізацію геометричних розмірів для тонкостінного профілю*).

Статті у наукових фахових виданнях України, які включені до наукометричних баз даних:

27. Кузьо І. В. Обґрунтування технологічної ефективності двочастотних резонансних вібраційних машин з імпульсним електромагнітним збудженням / І. В. Кузьо, О. С. Ланець, В. М. Гурський // Науковий вісник Національного гірничого університету. – 2013. – № 3. – С. 71–77 (*запропоновано сумою діючих значень кратних гармонік пришвидшень*

обґрунтувати застосування імпульсного електромагнітного збурення для реалізації полічастотних резонансних машин), (Scopus).

28. Gursky V. Strength and durability analysis of a flat spring at vibro-impact loadings / V. Gursky, I. Kuzio // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Vol. 5, № 7 (83). – P. 4–10 (реалізовано методуку оцінки міцності та довговічності плоскої пружини з схемою реалізації віброударних режимів за рахунок двох проміжних циліндричних опор), (Scopus).

29. Гурський В. Порівняльна оцінка ефективності функціонування імпульсних резонансних вібраційних машин / В. Гурський, О. Ланець, Я. Шпак // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2015. – Вип. 85. – С. 51–58 (реалізовано методуку порівняльного аналізу ефективності функціонування віброударних систем за комплексним енергетичним і технологічним показниками), (Index Copernicus, UlrichsWeb, ResearchBible).

30. Гурський В. М. Реалізація суперрезонансних коливань у віброударних машинах з імпульсним приводом / В. М. Гурський, Я. В. Шпак, І. В. Кузьо // Вібрації в техніці і технологіях. – 2016. – № 3 (83). – С. 21–28 (виконано розрахунки та проведено моделювання машини), (Index Copernicus).

31. Гурський В. М. Методика проектного розрахунку віброударних модулів з інерційним приводом / В. М. Гурський, І. В. Кузьо, Я. В. Шпак // Вібрації в техніці та технологіях. – 2017. – № 3 (86). – С. 20–27 (розроблено 3D-моделі віброударних модулів, виконано перевірку міцності несучої траверси), (Index Copernicus).

Публікації у матеріалах міжнародних наукових конференцій:

32. Гурський В. Особливості моделювання електромеханічних коливальних систем вібраційних машин з декількома електромагнітними віброзбуджувачами / В. Гурський, Я. Шпак, Ю. Шоловій. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД, – 2008. – С. 97–99.

33. Гаврильченко О., Гурський В., Шпак Я. Розрахунок строку служби пружних елементів вібраційних машин з електромагнітними віброзбуджувачами / О. Гаврильченко, В. Гурський, Я. Шпак // Дев'ятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові : праці. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД. – 2009. – С. 313–315.

34. Гурський В. Синтез конструктивних параметрів робочого органу височастотного вібраційного стола / В. Гурський, Ю. Шоловій // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій : праці конференції. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2010. – С. 104–105.

35. Гурський В. Розробка двочастотного вібраційного стола для ущільнення будівельних сумішей / Володимир Гурський, Ярослав Шпак // Інженерна механіка та транспорт: Матеріали I Міжнародної конференції молодих вчених ЕМТ-2010. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2010. – С. 15–16.

36. Гурський В. Використання частотно-масового критерію при оптимізації вібраційних систем / Володимир Гурський, Ярослав Шпак, Олексій Ланець // 10-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові : праці. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД. – 2011. – С. 382–384.

37. Гурський В. Моделювання амплітудно-частотних характеристик вібраційних систем з електромагнітним приводом / Володимир Гурський, Олена Ланець // Інженерна механіка та транспорт : Матеріали II Міжнародної конференції молодих вчених ЕМТ-2011. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2011. – С. 26–27.

38. Кузьо І. В. Створення полірезонансних вібраційних машин з імпульсним приводом / І. В. Кузьо, О. С. Ланець, В. М. Гурський // Міжнар. наук.-техн. конф. “Енергоощадні машини та технології” : тези доповідей. – Київ: МП Леся. – 2013. – С. 114–115.

39. Gursky V. Optimal synthesis of the impulsive resonant two-mass vibro-impact systems [Електронний ресурс] / Volodymyr Gursky, Sergiy Murashev, Rostyslav Gogol // Інженерна механіка та транспорт: Матеріали III Міжнародної конференції молодих вчених ЕМТ-2013. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM). – С. 54–55.

40. Гурський В. Оптимальний синтез умов збурення двочастотних резонансних вібраційних машин / В. Гурський, Я. Шпак // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій : тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2014. – С. 77–78.

41. Гурський В. Модернізація одночастотних резонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом / В. Гурський, О. Ланець, Я. Шпак // 12-ий Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові : праці конференції. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД. – 2015. – С. 204.

42. Гурський В. М. Багатокритеріальний аналіз резонансних вібраційних машин / В. М. Гурський, О. С. Ланець // “Вібрації в техніці та технологіях” : тези доп. XIV Міжнародної наук.-техн. конф., 21–25 вересня 2015 р., м. Дніпропетровськ; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Дніпропетровськ : НГУ, 2015. – С. 24–25.

43. Кузьо І. В. Синтез резонансних віброударних машин за технологічними та динамічними обмеженнями / І. В. Кузьо, В. М. Гурський // II Міжнар. наук.-техн. конф. “Енергоощадні машини та технології” : Тези доповідей. – Київ : МП Леся. – 2015. – С. 122.

44. Gursky V. Numerical solution of parametric optimization of the resonant vibro-impact system with technological limitations / Volodymyr Gursky // Mechanical Engineering, Materials Science, Transport: proceedings of the 4th International Academic Conference of Young Scientists, 26–28 November 2015, Lviv, Lviv Polytechnic National University. – pp. 312–313.

45. Гурський В. М. Оптимізація конструктивних параметрів робочого органу вібраційного конвеєра з обмеженням на частотні характеристики / В. М. Гурський, Я. В. Шпак // Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. ІТММ’2017 : тези доповідей Дев’ятої міжнародної науково-практичної конференції (Дніпро, 28 – 30 березня 2017 р.). – С. 13.

46. Гурський В. Аналіз та синтез резонансних віброударних систем з обмеженнями на кінематичні та динамічні параметри // Тринадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові : матеріали симпозіуму. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД. – 2017. – С. 158–160.

47. Гурський В. М. Синтез та експериментальні дослідження резонансних вібраційних систем / В. М. Гурський, І. В. Кузьо : тези доповідей XVI Міжнародної науково-технічної конференції “Вібрації в техніці та технологіях” (Вінниця 26–27 жовтня 2017 р.). – С. 124–126.

48. Гурський В. М. Системний аналіз і синтез резонансних вібраційних систем / В. М. Гурський, І. В. Кузьо // Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. ІТММ’2018 : тези доповідей Десятої міжнародної науково-практичної конференції (Дніпро, 27–29 березня 2018 р.). – С. 14.

Патенти України:

49. Патент на корисну модель 42468 Україна, МПК(2009) G05D 19/00. Мультичастотна система керування однократно електроманітного віброзбудника / О. В. Гаврильченко, І. М. Мельничук, С. А. Таянов, В. М. Гурський, В. С. Шенбор. (Україна). – № у 2009 00132; Заявл. 08.01.2009; Опубл. 10.07.2009, Бюл. № 31. – 6 с. (*виконано аналіз існуючих патентних рішень та вибрано аналог*).

50. Патент на винахід 87946 Україна, МПК(2006) B65G 27/08. Вібраційний живильник-змішувач сипких компонентів з електромагнітним приводом / О. В. Гаврильченко, В. М. Гурський, О. С. Ланець, Я. В. Шпак; заявник і патентовласник Нац. ун-т “Львівська політехніка” – № а 2008 10207; заявл. 08.08.2008; опубл. 25.08.2009, Бюл. № 16. *(запропоновано ідею реалізації пристрою з використанням циліндричних стержнів)*.

51. Патент на корисну модель 57615 Україна, МПК(2011.01) B65G 27/00. Двочастотний резонансний вібраційний стіл / В. М. Гурський, О. В. Гаврильченко, Я. В. Шпак, О. С. Ланець (Україна). – № u 2010 08640; Заявл. 12.07.2010; Опубл. 10.03.2011, Бюл. № 5. – 6 с. *(запропоновано ідею незалежного збурення системи, керованого за напругою та зсувом фаз)*.

52. Патент на корисну модель 75229 Україна, МПК(2012.01) B65G 27/00. Двочастотна резонансна вібраційна система / І. В. Кузьо, В. М. Гурський, О. С. Ланець, Я. В. Шпак (Україна). – № u 2012 05680; Заявл. 10.05.2012; Опубл. 26.11.2012, Бюл. № 22. – 4 с. *(запропоновано конструктивну схему реалізації кусково-лінійної пружної характеристики)*.

53. Пат. на корисну модель 110923 U Україна, МПК B06B 1/14, F16F 13/00. Резонансний вібраційний модуль / В. М. Гурський, І. В. Кузьо, В. М. Боровець (Україна); Нац. ун-т “Львівська політехніка”. – № u 2016 04103; заявл. 14.04.2016; опубл. 25.10.2016, Бюл. № 20. – 5 с. *(розроблено 3D-модель та обґрунтовано конструктивне рішення пристрою)*.

Статті у наукових періодичних виданнях інших держав, які включені до міжнародних наукометричних баз:

54. Gursky V. Modernization of high-frequency vibratory table with an electromagnetic drive: theoretical principle and modeling / V. Gursky, O. Lanets // *Mathematical Models in Engineering*. – 2015. – Vol. 1, No. 2. – P. 34–42 *(реалізовано на розрахунковому рівні та обґрунтовано моделюванням можливість реалізації двочастотних коливань внаслідок модернізації гармонійного резонансного вібростола)*.

55. Gursky V. M. Synthesis of stiffness parameters of vibro-impact resonance machines with technological limitations / V. M. Gursky, I. V. Kuzio // *International Journal of Mechanical Engineering and Automation*. – 2016. – Vol. 3, No. 3. – P. 81–89 *(запроваджено програмну реалізацію оптимізаційного синтезу віброударних резонансних режимів із урахуванням комплексу кінематичних і динамічних обмежень)*.

56. Gursky V. Strength analysis of flat spring of the resonant vibro-impact module / V. Gursky, I. Kuzio // *Mechanics, Materials Sciences & Engineering Journal*. – 2016. – Vol. 5. – P. 34–48 *(виконано перевірку міцності плоскої пружини за умовами реалізації віброударного режиму)*.

Стаття, що додатково відображає результати дослідження:

57. Gursky V. Nonlinear analysis in synthesis of the resonant vibro-impact systems / V. Gursky, I. Kuzio // *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. — 2015. – Vol. 1, No. 2. – P. 1–9. *(реалізовано комплексну методика динамічного аналізу на параметричну стійкість віброударних систем за рівнянням Мать’є), (Index Copernicus)*.

АНОТАЦІЯ

Гурський В. М. Синтез нелінійних полічастотних вібраційних машин з резонансними режимами роботи. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. Національний університет “Львівська політехніка” Міністерства освіти і науки України, Львів, 2018.

У дисертаційній роботі вирішено актуальну науково-прикладну проблему

машинознавства – розроблення узагальненого методологічного підходу, що охоплює питання синтезу пружно-інерційних, силових параметрів і частотних характеристик полічастотних вібраційних систем для забезпечення резонансних режимів роботи та підвищення ефективності їх функціонування. Обґрунтовано використання імпульсного (однотактного) електромагнітного приводу для реалізації двочастотних і віброударних машин визначеної структури та технологічного призначення. Розроблено розрахунковий алгоритм синтезу пружно-силових параметрів вібраційних систем із кусково-лінійними пружними характеристиками. Для спрощення процедури синтезу запроваджено два коефіцієнти, що входять у вирази для власних частот коливань. Реалізовано віброударні системи підвищеної ефективності функціонування, що за показником енергетичної ефективності функціонування переважають класичні гармонійні резонансні системи в 2 рази, віброударні в 3 рази. Запроваджено розрахункові формули для модернізації існуючих гармонійних машин у двочастотні. Розглянуто завдання забезпечення динамічної жорсткості конструкцій робочих органів з їх оптимізацією за частотно-масовим показником. Для реалізації віброударних систем запропоновано та обґрунтовано перевіркою міцності схему з однією плоскою пружиною та двома проміжними полімерно-металевими циліндричними опорами. Визначальні положення щодо підвищення ефективності функціонування на основі розробленої методології синтезу параметрів підтверджено на практиці.

Ключові слова: резонанс, віброудар, електромагнітний привод, полічастотні коливання, синтез, оптимізація, динаміка.

АННОТАЦИЯ

Гурский В. М. Синтез нелинейных поличастотных вибрационных машин с резонансными режимами работы. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение. Национальный университет “Львівська політехніка” Министерства образования и науки Украины, Львов, 2018.

В диссертационной работе решена актуальная научно-прикладная проблема машиноведения – разработка обобщенного методологического подхода, охватывающего вопросы синтеза упруго-инерционных, силовых параметров и частотных характеристик поличастотных вибрационных систем для обеспечения резонансных режимов работы и повышения эффективности их функционирования. Обосновано использование импульсного (однотактного) электромагнитного привода для реализации двухчастотных и виброударных машин определенной структуры и технологического назначения. Разработан расчетный алгоритм оптимизационного синтеза упруго-силовых параметров вибрационных систем с кусочно-линейными упругими характеристиками. Для упрощения процедуры синтеза введены два коэффициента, входящих в выражения для собственных частот колебаний. Реализовано виброударные системы повышенной эффективности функционирования, что по показателю энергетической эффективности функционирования преобладают классические гармоничные резонансные системы в 2 раза, виброударные в 3 раза. Одержаны расчетные формулы для модернизации гармоничных машин в двухчастотные. Рассмотрены задачи обеспечения динамической жесткости конструкций рабочих органов с их оптимизацией по частотно-массовому показателю. Для реализации виброударных систем предложено

и обосновано проверкой прочности схему с одной плоской пружиной и двумя промежуточными полимерно-металлическими цилиндрическими опорами. Определяющее положение по повышению эффективности функционирования на основе разработанной методологии синтеза параметров подтверждено на практике.

Ключевые слова: резонанс, виброудар, электромагнитный привод, поличастотных колебания, синтез, оптимизация, динамика.

ANNOTATION

Gursky V. M. Synthesis of the nonlinear poly-frequency vibratory machines with resonance modes. – On rights of a manuscript.

Dissertation submitted for the degree of Doctor of technical sciences; field of research: 05.02.02 – engineering science. – Lviv Polytechnic National University of Ministry of Education and Science of Ukraine, Lviv, 2018.

The purpose of the presented research consists development of a generalized methodological approach, covering issues of synthesis of elastic-inertial, power parameters and frequency characteristics of multi-frequency vibration systems for providing resonant operating modes and increasing the efficiency of their functioning. The substantiation of the expediency of using the implemented poly-frequency pulsed vibratory systems is made using the comparative analysis according to the established criterions.

The classification of schemes of power supply of electromagnetic vibrators, the scopes of usage and technical characteristics of industrial vibrators are presented in Chapter I. The differential equations of the basic power and energy characteristics of the electromagnetic circuit of vibration exciters are given for different connection diagrams. The features of using the pulsed (single-cycle) power supply schemes in vibratory machines are defined. The structural schemes of the poly-frequency systems (linear two-frequency and nonlinear vibro-impact), as well as the means of implementation of the relevant modes, structural and dynamic features, are considered. The criterions of integrated (technological and power) operational efficiency assessment of a wide class of vibratory systems of technological purpose are defined in order to carry out the further optimization synthesis and comparative dynamic analysis.

Chapter II is devoted to the problems of synthesis of the two-frequency resonant operation modes of the three-mass vibratory machines. In particular, the formulas for determination of the multiple two-frequency resonant mode are defined by calculation of elastic parameters. The problems of synthesis of the two-frequency resonant systems are considered, the assessment of their operation and implementation of the modes with the corresponding harmonic composition of the working mass acceleration are carried out. The problem of synthesis and dynamic analysis of the two-frequency resonant systems is solved by means of modernization of harmonic machines.

The defining approaches for carrying out the dynamic analysis of nonlinear models of the resonant vibratory machines are presented in Chapter III. For this purpose, the corresponding algorithms are developed on the basis of the integral numerical methods of analysis of the systems of nonlinear differential equations of the second order. The problems of determination of the equations of skeletal (constructional) curves of vibro-impact systems based on the asymmetric piecewise linear elastic characteristics in two-mass systems are considered. Chapter III also deals with the combined problems of optimization synthesis and dynamic analysis of vibro-impact resonant systems with electromagnetic drive. The fundamental time and amplitude-frequency dependences of

systems with different types of piecewise-linear elastic characteristics are constructed, the assessment criteria are defined and the multi-criteria analysis of the synthesized systems is carried out. It is necessary to mention that the presented non-linear models have been solved using the numerical methods of “Radau”, “BDF”, “Adams”, “AdamsBDF” (for “nonslack” differential equations and their systems) taking into account the availability of the impulse conditions in electromagnetic and mechanical circuits of the vibro-impact systems. The comparative analysis of the optimal vibro-impact systems obtained as a result of modernization of harmonic machines is carried out. The vibro-impact multi-mode systems operating at the major and at the subharmonic resonance are synthesized. The additional energy and technological advantages of operation of the vibro-impact system, which implements the super-resonance oscillations, are detected. The mathematical formulation of the vibro-impact system by the equations of Hill and Mathieu type is presented. The analysis of dynamic stability of the solution for the major harmonic is carried out using the Mathieu's chart. In addition, the comparative analysis of the obtained solutions is considered by the method of Bubnov-Galerkin taking into account the number of harmonics determined on the basis of the Pearson's convergence criterion. This allows to select the desired number of harmonics, which is taken in the found solutions. The parametric synthesis of the three-mass vibro-impact systems with additional restrictions on the inertness of the reactive mass and with kinematic constraints is carried out. Their advantages over two-mass vibro-impact systems by the energy criterion are defined. In general, a generalization of the resonant systems in terms of the multi-criteria analysis and parametric synthesis is carried out. The corresponding quantitative indexes of the comparative efficiency are obtained.

Chapter IV is formed on the basis of the optimization problems, which deal with the purpose to ensure high dynamic stiffness (stability) and to reduce the weight of structural elements of vibratory machines. For this purpose, the frequency-mass criterion is additionally introduced. It is expedient to use the proposed frequency-mass criterion in order to perform the refined selection of the optimal parameters of complicated engineering structures (working elements of machines, rod systems with discrete and distributed parameters, frames, etc.), which should be previously designed and analyzed using the applied CAE-systems of the corresponding software (SolidWorks, Inventor, Ansys, etc.). The use of a single flat spring for the implementation of asymmetric elastic characteristics with rigid and compliant intermediate supports is substantiated by force and frequency analysis. The strength and durability analysis of the flat spring is carried out taking into account the operation conditions of the rod vibro-impact system.

The applied investigations and developments on the subject of the studied vibratory systems are presented in Chapter V. The 3D-models of vibro-impact systems and two-frequency machines are designed. Their mathematical modeling and evaluation of the operation efficiency are carried out. The results of experimental investigations of the vibro-impact two-mass module with pulsed electromagnetic drive are presented. The basic scientific accomplishments and indexes of operation efficiency of the vibration systems being evaluated are elucidated in generalizations. The features and expediency of use of the energy and technological parameters when performing the comparative analysis of harmonic and vibro-impact machines are defined.

Keywords: resonance, vibro-impact, electromagnetic drive, poly-frequency oscillations, synthesis, optimization, dynamics.