

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

КОСТЕНКО ЮРІЙ ВІКТОРОВИЧ



УДК 534.1:539.3

**АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ
У ВІБРОУДАРНИХ МАШИНАХ ЗІ ЗМІННИМИ
МАСОВО-ЖОРСТКІСНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ**

Спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2016

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Ткачук Микола Анатолійович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
завідувач кафедри теорії і систем
автоматизованого проектування механізмів і машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Воробйов Юрій Сергійович,
Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків,
завідувач відділу нестационарних механічних процесів

доктор технічних наук, доцент
Нестеренко Микола Петрович,
Полтавський національний технічний університет
ім. Юрія Кондратюка,
декан будівельного факультету

Захист відбудеться « 16 » березня 2016 р. о 16⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

Автореферат розісланий « 10 » лютого 2016 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Сукіасов В.Г.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Поступальний розвиток науки та техніки призводить до появи нових зразків вібраційних машин, які в свою чергу використовуються для виконання все більш складніших технологічних операцій. Характерним для цих машин є, зокрема, постійне перебування під впливом вібрацій та динамічного навантаження. Особливе значення ці чинники набувають для важконавантажених віброударних машин, коли змінна маса технологічного вантажу є величиною сумірною з власною масою машини.

Останнім часом помітним є зростання області застосування віброударних машин у різних галузях, зокрема: металургія, металообробка, сільське господарство, обробка будівельних матеріалів. Як приклад взаємодії з технологічним вантажем змінної маси можна навести віброударні машини, що використовуються у ливарному виробництві. Під час процесу вибивки відбувається часткове руйнування земляної форми, у якій знаходиться відливка. Земляна форма є неоднорідною за своєю структурою та складом, і ці параметри залежать від великої низки чинників, тому достатньо складно надати такий опис процесу її руйнування, який міг би достатньо точно передбачити зміну маси. Зміна такого параметра системи як маса технологічного вантажу чи закон зміни жорсткості пружних опор може призвести до реалізації у системі субгармонійних режимів різної кратності, зміни частот навантажувальних зусиль. Небезпека субгармонійних режимів полягає у тому, що у випадку їхньої реалізації величина сили ударної взаємодії зростає порівняно із звичайними режимами, тому це доцільно враховувати ще на етапі проектування нових та удосконаленні існуючих зразків машин.

Отже, розробка підходів, методів і моделей, які дають змогу отримати адекватну картину динамічної поведінки віброударної системи з урахуванням змінних параметрів, є актуальною науково-практичною задачею, яка визначила напрямок досліджень дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась на кафедрі теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин у НТУ «ХПІ». Дослідження проводилися згідно з планом фундаментальних і прикладних держбюджетних НДР МОН України: «Розробка теоретичних основ комп'ютерних кластерних технологій та унікального програмно-апаратного комплексу для дослідження складних та надскладних механічних систем» (ДР № 0107U006813), а також «Удар» (ДР № 0112U000008Т), «Розробка спеціалізованих програмно-модельних комплексів для комп'ютерного моделювання контактної взаємодії та синтезу складнопрофільних тіл» (ДР № 0113U000420), де здобувач був виконавцем окремих етапів, згідно з господарськими договорами «Розробка математичної, геометричної і скінченно-елементної моделі для дослідження динаміки та напружено-деформованого стану вибивної машини» (ВАТ «ГСКТІ») та «Розробка нелінійних математичних, геометричних та числових моделей динаміки та напружено-деформованого стану елементів вібромашини» (ВАТ «ГСКТІ»), де здобувач був виконавцем окремих етапів, а також договорами про науково-технічне співробітництво з ДП «Завод ім. Малишева», ВАТ «Головний спеціалізований конструкторсько-технологічний інститут» (ВАТ «ГСКТІ», м. Маріуполь).

Мета і задачі дослідження. *Мета дослідження* - розробка методів розрахунку

динаміки віброударних машин за критерієм відлаштування від резонансних режимів, що викликаються внаслідок реалізації субгармонійних коливань у системі «корпус-технологічний вантаж», шляхом визначення залежностей власних частот коливань від конструктивних схем та проектних параметрів. Для досягнення цієї мети в роботі поставлені наступні задачі:

- аналіз існуючих методів розрахунку і проектування віброударних машин, аналітичних, числових та експериментальних методів дослідження динамічних процесів у віброударних системах;

- аналіз впливу зміни параметрів віброударних машин на характеристики вібраційних процесів, а також на зміну спектру навантажень та їх власних частот коливань;

- удосконалення методів досліджень для визначення субгармонійних режимів у віброударних системах;

- формування критеріальних вимог до машин, що проектуються, на основі урахування субгармонійних режимів руху віброударних систем, а також розв'язання прикладних задач та формування рекомендацій для обґрунтування параметрів вібромашини;

- експериментальне дослідження динамічних процесів на прикладі удосконаленої вибивної віброударної машини, а також впровадження результатів дисертаційних досліджень у виробництво.

Об'єкт дослідження - динамічні процеси у віброударних машинах.

Предмет дослідження - методи розрахунку віброударних машин на основі чисельного моделювання динамічних процесів у віброударних системах, визначення небезпечних резонансних субгармонійних режимів та відлаштування від них шляхом визначення залежностей власних частот коливань корпусу машини від проектних параметрів.

Методи дослідження. В основі теоретичних розробок дисертаційної роботи лежать методи теорії коливань, теорії пружності, теорії тривимірного геометричного параметричного твердотілого та поверхневого моделювання, метод скінченних елементів (МСЕ), метод акселерометрії. З використанням методів теорії коливань побудовані математичні моделі динаміки віброударної системи. Методи теорії тривимірного геометричного параметричного твердотілого та поверхневого моделювання і програмний комплекс SolidWorks (ліцензійний сертифікат на використання програмного забезпечення № SEN0213 18/02-2006, серійний номер ліцензії 9710 0044 1189 7468) використані для побудови тривимірних моделей. Методи теорії пружності та метод скінченних елементів (МСЕ), а також програмний комплекс ANSYS (ліцензія отримана у 2010 р.) - для проведення числових досліджень напружено-деформованого стану. Метод акселерометрії використаний для натурального експерименту. Обґрунтованість і достовірність основних висновків та положень дисертації підтверджується збіжністю теоретичних результатів з експериментальними та відомими із літератури.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у розробці методу аналізу динамічних процесів у віброударних системах, установленні можливостей реалізації у них субгармонійних режимів, а також визначенні параметрів віброударних машин

за критерієм відлаштування від резонансних режимів та розв'язанні таких прикладних задач:

- визначення впливу змінної, а не постійної, як у традиційних підходах, маси технологічного вантажу на характер динамічних процесів та сил ударної взаємодії у віброударних машинах при частковому руйнуванні технологічного вантажу на основі моделювання поведінки віброударної системи при гармонійному збудженні;

- урахування впливу прогресуючої (на відміну від лінійної, що зазвичай застосовується) характеристики пружних опор на характер динамічних процесів та розподіл сил ударної взаємодії у віброударних машинах;

- подальший розвиток методів визначення субгармонійних режимів руху віброударної системи шляхом побудови цільової функції, мінімум якої визначає періодичність усталеного коливального процесу;

- визначення рівноударних періодичних та різноударних субгармонійних усталених періодичних режимів руху вібромашини залежно від її параметрів;

- розробка перспективних критеріїв розрахунку параметрів віброударних машин за умовою відлаштування від резонансних режимів, що викликаються не на основній частоті, як у попередніх дослідженнях, а на частоті, кратній частотам субгармонійних режимів руху машини як нелінійної динамічної системи.

Практичне значення одержаних результатів для машинобудування полягає у визначенні динамічних характеристик віброударної системи з урахуванням впливу прогресуючої характеристики пружних опор та змінної маси технологічного вантажу на характер динамічних процесів та опису руху і розподілу сил ударної взаємодії у віброударних машинах. Запропоновано критерії проектування корпусів віброударних машин. Із застосуванням перелічених вище підходів та методів створений програмно-модельний комплекс, що дає змогу досліджувати динамічні характеристики та напружено-деформований стан інерційної вибивної машини з урахуванням впливу змінної маси технологічного вантажу та слугує для визначення періодичних режимів роботи вібромашини.

Результати теоретичних розробок реалізовані у вигляді програмно-модельного комплексу, який упроваджений при проектуванні удосконалених вібромашин, що функціонують у складі технологічних ліній для вибивки крупного вагонного литва у ПАТ «Азовмаш» (м. Маріуполь), а також у процес проектування і виробництва машин подібного класу на ПАТ «Головний спеціалізований конструкторсько-технологічний інститут» (м. Маріуполь), ПрАТ «Електросталь» (м. Маріуполь) та ПАТ «Карлівський машинобудівний завод» (м. Карлівка, Полтавська обл.). Крім того, прикладні результати досліджень використані у дослідницькому та навчальному процесі в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут».

Особистий внесок здобувача. Усі положення дисертації, винесені на захист, розроблені здобувачем самостійно. Проведені наступні дослідження: постановка, обробка й аналіз результатів числових та натурних експериментів для визначення динамічних характеристик та напружено-деформованого стану металоконструкції вибивної машини; розробка нових підходів та математичних моделей для опису динамічних процесів у віброударних системах та напружено-деформованого стану в елементах вібраційних машин; розробка методів, моделей та алгоритмів для аналізу впливу па-

раметрів віброударної системи на характер динамічних процесів; створення спеціалізованого програмно-модельного комплексу для розв'язання прикладних задач моделювання динамічних процесів та напружено-деформованого стану у вібромашинах; розробка рекомендацій з проектування і удосконалення віброударних машин.

Апробація результатів дисертації. Основні результати і положення роботи доповідалися на: Міжнародній науково-технічній конференції пам'яті академіка В.І. Моссаковського «Актуальні проблеми механіки суцільного середовища та міцності конструкцій» (Дніпропетровськ, 2007 р.); XVI-XXIII Міжнародних науково-технічних конференціях (МНТК) «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2008-2015 рр.); I-й та II-й Всеукраїнській науково-технічній конференції «Перспективи розвитку озброєння та військової техніки у Збройних Силах України» (м. Львів, 2008-2009 рр.); МНТК «Машинобудування та техносфера XXI століття» (м. Севастополь, 2007 р.); МНТК «Проблеми якості та довговічності зубчастих передач, редукторів, їх деталей і вузлів» (м. Севастополь, 2008-2011 рр., 2013 р.; м. Одеса 2014-2015 рр.); 11-му та 12-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові 2011, 2013рр.; The Fourth International Conference «Nonlinear Dynamics – 2013», Sevastopol, 2013; МНТК «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем», м. Севастополь, 2013 р.; XIII та XIV МНТК «Вібрації в техніці та технологіях» (м. Львів, 2014 р., м. Дніпропетровськ, 2015 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації відображено у 24 наукових працях, з них: 13 статей у наукових фахових виданнях України, 2 - у закордонних періодичних фахових виданнях, 9 – у матеріалах конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 193 сторінки; з них 97 рисунків по тексту; 43 рисунки на 11 окремих сторінках; 3 таблиці по тексту; список використаних джерел зі 183 найменувань на 23 сторінках, 4 додатки на 9 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** викладені актуальність теми дисертації, її теоретична і практична цінність, сформульовані мета та основні завдання досліджень.

Перший розділ присвячено аналізу існуючих конструктивних рішень, умов експлуатації та навантажень вібраційних машин. Визначені методи, що застосовуються для проведення аналізу динамічної поведінки віброударних систем. Приділена увага програмним засобам для розрахунків в динаміці машин, зокрема системам комп'ютерної алгебри та системам інженерного аналізу на основі методу скінченних елементів. У дослідження віброударних систем значний вклад внесли такі учені, як К.В. Аврамов, П.М. Аксенов, Ю.М. Андрєєв, В.А. Баженов, Є.М. Барчан, І.І. Блехман, Ю.С. Воробйов, І.І. Герєга, А.І. Горський, О.М. Гузь, В.З. Дятчин, А.П. Зіньковський, Р.М. Козулькевич, В.Д. Кубенко, Е.Е. Лавендал, Є.С. Лапшин, В.О. Ленда, І.В. Матвеєнко, Ю.В. Міхлін, М.П. Нестеренко, В.П. Нісонський, С.В. Ольшанський, Я.Г. Пановко, Д.Ю. Погорелов, К.С. Рагульскіс, Л.І. Сердюк, К.М. Степанов, В.П. Франчук, В.М. Шопа, В.Б. Яковенко, М.П. Ярошевич та ін.

Зроблено висновки, що існуючі універсальні методи розрахунку віброударних систем потребують подальшого розвитку, тому виникає доцільність їх удосконалення, зокрема врахування змінної жорсткості пружних опор та часткового руйнування технологічного вантажу. Намічені основні шляхи для вирішення цього завдання та визначені етапи дисертаційних досліджень.

У **другому розділі** представлені підходи, методи та моделі динамічних процесів у віброударних системах, на основі яких проводяться дослідження у поданій роботі. Наводиться аргументація з приводу їх вибору та вказується на певні недоліки, подолання яких є однією з частин даної роботи. Зокрема, це стосується пошуку періодичних розв'язків, моделювання змінної жорсткості та змінної маси технологічного вантажу, а також відлаштування від кратних (дольних) частот коливань. Розв'язувальна система співвідношень будується на основі рівнянь Лагранжа 2-го роду та закону Ньютона. У загальному вигляді:

$$M(q, \dot{q}) \cdot \ddot{q} + K(q, \dot{q}) \cdot \dot{q} + C(q, \dot{q}) \cdot q + Q^\cup(q, \dot{q}) + Q^\wedge(q, \dot{q}) = \tilde{Q}(t), \quad (1)$$

де M , K , C - узагальнені матриці (аналоги матриць мас, демпфування та жорсткості), $Q^\wedge(q, \dot{q})$ - та частина вектору узагальнених сил, що залежить від q та \dot{q} , та має розриви ($Q^\wedge = Q^\cup + Q^\wedge$) у фазовому просторі змінних q , \dot{q} . За відсутності доданку Q^\wedge рух системи може бути лінеарізовано в околиці точки деякої фазової траєкторії, чого не можна зробити за присутності Q^\wedge . У цьому полягає принципова відмінність характеру цієї компоненти від традиційної. Для віброударних систем природнім джерелом нелінійності є сила ударної взаємодії. Враховуючи цю принципову особливість віброударних систем, доцільно акцентувати увагу на представлення виразів для цих сил у фазовому просторі узагальнених координат та швидкостей q и \dot{q} .

Щоб подолати невідповідність руху віброударної системи за апріорно заданими законами $f_{sk}(q_s - q_l, \dot{q}_s - \dot{q}_l)$ з реальним рухом віброударної системи, що моделюється, розподіли $f_{sk}(q_s - q_l, \dot{q}_s - \dot{q}_l)$ представляються у вигляді функціонального ряду за координатами $\zeta_{sk} = (q_s - q_l)$, $\dot{\zeta}_{sk} = (\dot{q}_s - \dot{q}_l)$ з варійованими коефіцієнтами

$$f_{sk}(\zeta_{sk}, \dot{\zeta}_{sk}) = \sum_{p=1}^n \alpha_p^{(sk)} \cdot \varphi_p^{(sk)}(\zeta_{sk}, \dot{\zeta}_{sk}), \quad (2)$$

де $\alpha_p^{(sk)}$ - шукані коефіцієнти, $\varphi_p^{(sk)}(\zeta_{sk}, \dot{\zeta}_{sk})$ - базисні функції, ідея застосування яких належить А.В. Грабовському.

Співвідношення (2) дає можливість визначити, наприклад, за результатами порівняння розрахункових та експериментальних досліджень, такі $\alpha_p^{(sk)}$, які відповідають мінімуму невідповідності реального та розрахункового руху системи $\alpha_p^{(sk)} = \arg \min \|q^E - q^N, \dot{q}^E - \dot{q}^N\|$, де індекси E и N відповідають зафіксованим експериментально, та визначеним за рівняннями руху (1) та (2) розподілам q , \dot{q} у часі.

Третій розділ присвячений математичному моделюванню динамічних процесів у віброударних машинах та аналізу чисельних результатів.

Для моделювання змінної маси технологічного вантажу пропонується ввести функцію $m_2 = m_2(t)$, залежну від часу за тим чи іншим законом (отриманим експериментально чи виведеним емпірично). З експериментів, проведених на реальних вибивних машинах, відомо, що у ході вибивки технологічний вантаж може втрачати як до 50% маси, так і більше (залежно від виду виробу), що пропонується моделювати зменшенням маси тіла, яка відповідає технологічному вантажу у системі диференціальних рівнянь віброударної системи, вдвічі (на рис. 1 – схема процесу взаємодії віброударної машини з технологічним вантажем).

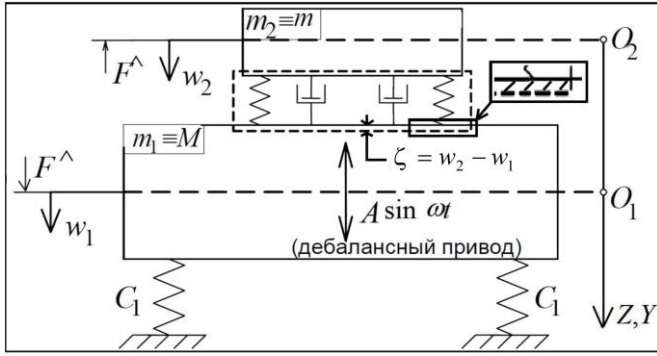


Рисунок 1 – Схема процесу взаємодії віброударної машини з технологічним вантажем

Характер зміни маси у наближенні описується лінійною $m_2(t) = m_2^0(1 - t/\tau) + m_2^k$ або кусково-лінійною $m_2(t) = [m_2^0 - \frac{m_2^0 - m_2(t^*)}{t^*} \cdot t, \quad t \leq t^*; \quad m_2(t^*) - \frac{m_2(t^*) - m_2^k}{\tau - t^*} \cdot (t - t^*), \quad t \geq t^*]$ (де m_2^0 - початкова маса технологічного вантажу, m_2^k - кінцева маса технологічного вантажу, t^* - момент переходу від більш інтенсивного режиму зміни маси до менш інтенсивного, τ - тривалість вибивки, t - поточний момент часу від початку вибивки), функціями. Оскільки швидкість зміни маси та відділення її фрагментів є низькою, а маса вантажу значно перевищує масу решток, що відділяються, то реактивна складова $\dot{m}_2 \dot{w}_2$ також є малою, тому рух системи (рис. 1) описується у вигляді системи рівнянь з нульовими початковими умовами:

$$\begin{cases} -m_1 \ddot{w}_1 + m_1 g + F^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}) - C_1 w_1 - A \sin \omega t = 0, \\ m_2 \ddot{w}_2 - m_2 g + F^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Система диференціальних рівнянь (3) для двомасової віброударної системи з параметрами: $m_1 = 15960 \text{ кг}$, $m_2 = 5000 \text{ кг}$, $C = 5280 \text{ кН/м}$, $H = 127680 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$, $A = 293 \text{ кН}$, $\nu = 16 \text{ Гц}$, розв'язується методом Рунге-Кутти. Зміна вертикальних переміщень корпусу машини за наведеними залежностями представлена на рис. 2 і за характером співпадає з розподілом зміни маси технологічного вантажу у часі.

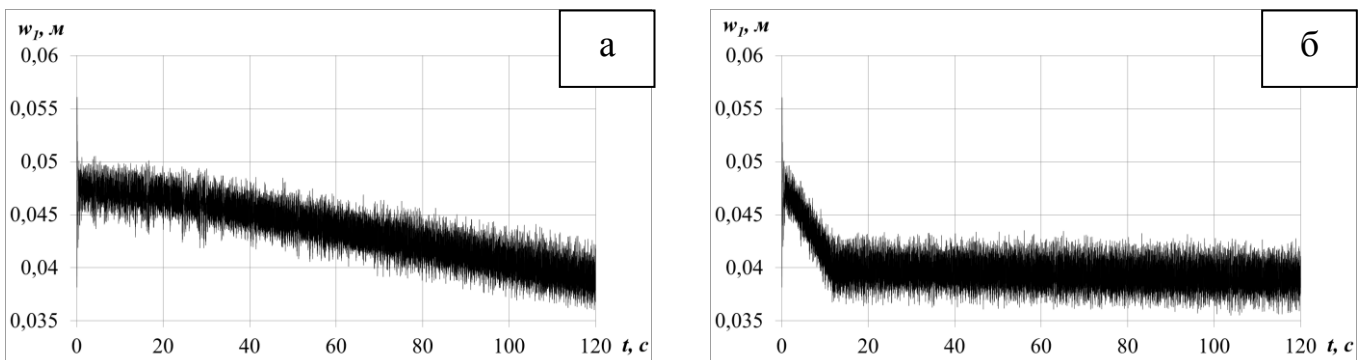


Рисунок 2 – Зміна вертикальних переміщень корпусу машини за лінійною (а) та кусково-лінійною (б) залежністю $m_2(t)$

Для визначення залежності сили ударної взаємодії $F(\zeta, \dot{\zeta})$ від зближення технологічного вантажу та корпусу машини $\zeta = (w_1 - w_2)$, а також швидкості зближення $\dot{\zeta}$, застосована модель, де функція $F(\zeta, \dot{\zeta})$ визначається на етапі зростання місцевої деформації вантажу як

$$F(\zeta, \dot{\zeta}) = F(0,0) + \frac{\partial F}{\partial \zeta} \zeta + \frac{\partial F}{\partial \dot{\zeta}} \dot{\zeta} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 F}{\partial \zeta^2} \zeta^2 + \frac{\partial^2 F}{\partial \zeta \partial \dot{\zeta}} \zeta \dot{\zeta} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 F}{\partial \dot{\zeta}^2} \dot{\zeta}^2 + \dots = \quad (4)$$

$$= \alpha_{00} + \alpha_{10} \zeta + \alpha_{01} \dot{\zeta} + \alpha_{20} \zeta^2 + \dots$$

α - коефіцієнти ряду, що визначаються у ході розрахунково-експериментальних досліджень на відповідних стендах. Ілюстрація, наведена на рис. 3, демонструє розподіл $F(\zeta, \dot{\zeta}) = \alpha_{10} \zeta + \alpha_{01} \dot{\zeta} + \alpha_{11} \zeta \dot{\zeta} + \alpha_{20} \zeta^2$ (4) у просторі фазових змінних ζ та $\dot{\zeta}$.

Відомо, що зміна маси $m_2(t)$ та закон, за яким вона відбувається, впливають на характер динамічних процесів у віброударній системі, але при цьому не призводять до того, що сталий характер коливань сильно збурюється перехідними процесами, що проілюстровано на рис. 4. Це зумовлене (у дослідженому випадку) малою швидкістю зміни маси технологічного вантажу протягом одного циклу ударної взаємодії.

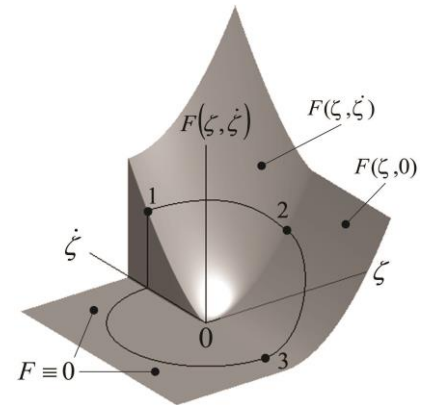


Рисунок 3 – Ілюстрація розподілу сили $F(\zeta, \dot{\zeta})$

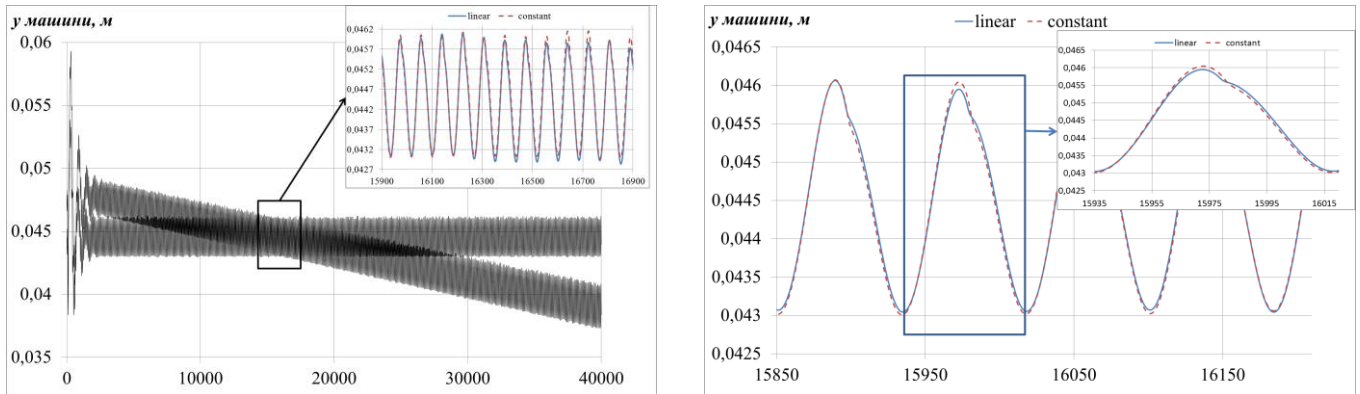


Рисунок 4 – Розподіл вертикальних переміщень корпусу віброударної машини при постійній та змінній масах технологічного вантажу

Закон зміни маси не завжди є відомим, а, отже, виникає доцільність у визначенні характеру зміни маси не апріорно, а в ході опису процесу вибивки. Пошук величини втраченої маси в ході одного удару пропонується проводити через зв'язок з енергією, що дисипується при ударі. Таким чином, характер зміни маси технологічного вантажу визначається безпосередньо у ході процесу вибивки та залежить від його умов. Як модельний закон для зміни маси приймемо залежності $dm/dt = -K_e \cdot N$; $m(0) = m_0$ та $N = dE(w_1, w_2, \dot{w}_1, \dot{w}_2)/dt$, де K_e - це коефіцієнт, що визначається експериментально (інтегрально відображає властивості грудки та умови її виготовлення), N - потужність дисипованої за удар енергії E . Проведене порівняння з попереднім розрахунковим випадком, у якому маса змінюється за лінійним за-

коном ($m(E)$ - зміна маси залежно від дисипованої енергії, $m(t)$ - зміна маси за лінійним законом) (рис. 5, 6). Загальний характер процесу для двох випадків є подібним, хоча і спостерігаються незначні відмінності (зокрема, на початку процесу вибивки, що відповідає перехідним процесам).

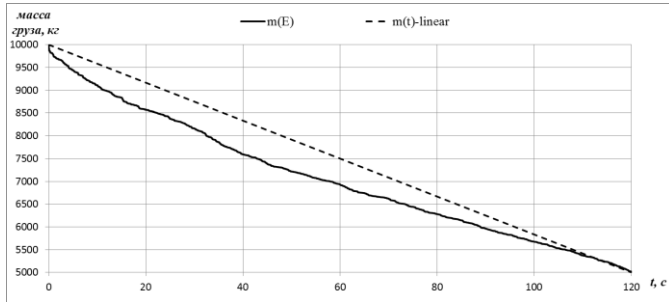


Рисунок 5 – Зміна маси на інтервалі в 120с

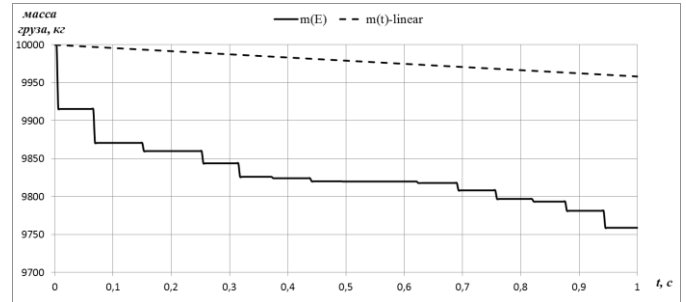


Рисунок 6 – Зміна маси на інтервалі в 1с

Одержані результати моделювання динаміки віброударних машин підтверджують, що більш коректним для врахування впливу нестационарних процесів є опис, що базується на використанні величини енергії дисипації.

Відомо, що ще одним елементом системи, який може мати значний вплив на динаміку, є жорсткість пружних опор та їх конструктивне виконання, оскільки серед конструктивних рішень існують як одинарні, так і подвійні пружини.

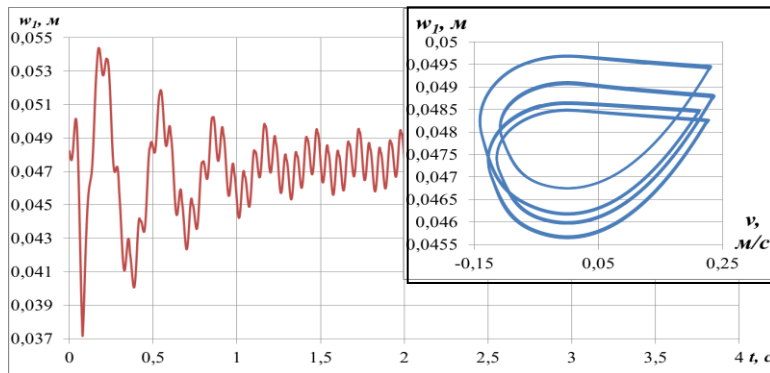


Рисунок 7 - Переміщення віброударної машини та її фазовий портрет для випадку, коли пружні опори конструктивно виконані у вигляді здвоєних пружин

ної машини та її фазовий портрет для випадку, коли пружні опори конструктивно виконані у вигляді здвоєних пружин.

Досліджено вплив зміни жорсткості пружин та величини різниці у довжині на характер коливань для випадку здвоєних пружин. Отримані характерні фазові портрети, що представлені на рис. 8 (вздовж осі x - швидкість, вздовж осі y - переміщення).

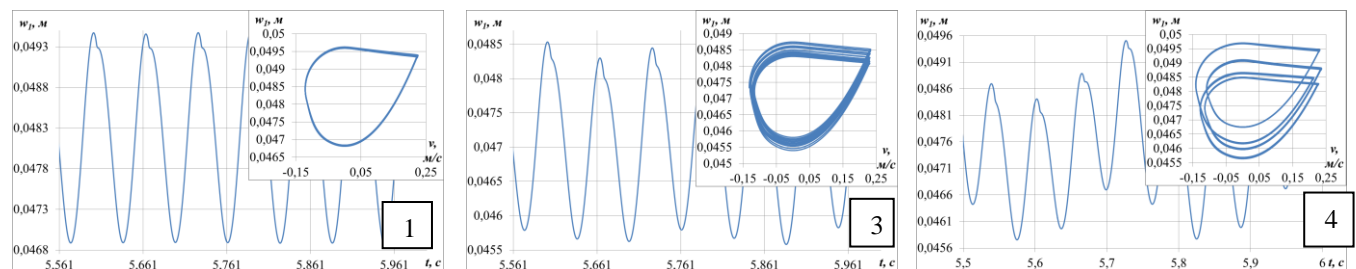


Рисунок 8 – Характерні фазові портрети різних режимів кратності (1, 3, 4) та розподіл коливань у часі

У цьому випадку у розрахунковій схемі з'являється нова компонента додаткової жорсткості C_{add} (рис. 1). Таким чином, у рівняннях руху (3) при $w_1 > A_{kr}$, де $A_{kr} = l_1 - l_2$ (l_1 та l_2 довжини більшої та меншої пружин), присутня додаткова жорсткість пружини. Якщо умова $w_1 > A_{kr}$ не виконується, то $C_{add} = 0$. На рис. 7 представлено переміщення віброудар-

ної машини та її фазовий портрет для випадку, коли пружні опори конструктивно виконані у вигляді здвоєних пружин.

Досліджено вплив зміни жорсткості пружин та величини різниці у довжині на характер коливань для випадку здвоєних пружин. Отримані характерні фазові портрети, що представлені на рис. 8 (вздовж осі x - швидкість, вздовж осі y - переміщення).

Варіювання проводилось у напрямках збільшення та зменшення величин, при цьому максимальне відхилення становило 1/50 від базового значення по п'ять кроків у кожному зі сторін. Встановлено, що можлива реалізація субгармонійних режимів різної кратності, що дає підстави для оцінки нових резонансних режимів.

У віброударних машинах сила ударної взаємодії є домінуючим джерелом навантажень на корпус, а реалізація субгармонійних режимів призводить до її зростання. Для оцінки впливу субгармонійних режимів на силу ударної взаємодії вводиться коефіцієнт нерівномірності $\sigma(\Delta, \Delta C) = F_{\max}(\Delta, \Delta C) / F_{\max}(0, 0)$ (де $\Delta = A_{kr}$, $\Delta C = C_{add}$, $F_{\max}(0, 0)$ - сила ударної взаємодії при гармонійному режимі, $F_{\max}(\Delta, \Delta C)$ - сила ударної взаємодії при субгармонійних режимах різної кратності), що дає уявлення про рівень динамічного навантаження від ударних сил. Він має наступний вигляд у числовому вираженні: $\sigma = F_{\max}^1 / F_{\max}^1 = 1$, $\sigma = F_{\max}^3 / F_{\max}^1 \approx 1.12$, $\sigma = F_{\max}^4 / F_{\max}^1 \approx 1.07$ (див. рис. 8). Таким чином, субгармонійні коливання з режимом кратності 3 є найбільш небезпечними, оскільки у них спостерігається найбільше зростання сили ударної взаємодії відносно гармонійних коливань. Характер зміни амплітуди коливань залежно від параметрів C_{add} та A_{kr} через безрозмірний параметр $A_N = A_c / A_p$, де A_c - найбільша амплітуда коливань при усталеному режимі для кожного з наборів C_{add} та A_{kr} , A_p - амплітуда коливань для періодичного (гармонічного) режиму, представлений на рис. 9, з якого видно, що зміна жорсткості пружних опор C_{add} має менший вплив на характер динамічного процесу порівняно зі зміною зазору A_{kr} (різниця у довжині між пружинами).

Віброударна машина, що розглядається у роботі, характеризується наявністю перехідних та усталених процесів у робочому циклі. Для перехідних режимів властиві значні зміни параметрів системи, наприклад, на початку взаємодії, коли вантаж потрапляє на машину та починається його вибивка. У подальшому перехідний режим переходить в усталений за рахунок наявності у системі в'язкого тертя, тобто стабілізуючої складової.

Усталений режим характеризується періодичністю коливань, тому задача створення підходу, який дозволить визначати періодичні режими руху, є достатньо важливою. Запропоновано фазовий підхід, який базується на переході до умов періодичності у просторі фазових змінних. Для цього введені позначення $Z(t) = \{z_1, z_2, z_3, z_4\}^T$ - набір фазових змінних $w_1, \dot{w}_1, w_2, \dot{w}_2$, та оператор числового інтегрування $L_\tau : Z(t + \tau) = L(Z(t))$. Оператор L_τ здійснює перехід від початкового фазового стану до стану через деякий час τ . Ця процедура здійснюється відповідним методом числового інтегрування. Якщо позначити Z_1 - значення фазових змінних у деякий час θ , то $Z_2 = L_{kT}(Z_1)$, де $T = 2\pi\omega$ - період дії збуджуючої сили; $k = 1, 2, \dots$ - ціле число. Тоді рівняння $Z_2 - Z_1 = 0$ є нелінійними відносно Z_1 , і їх

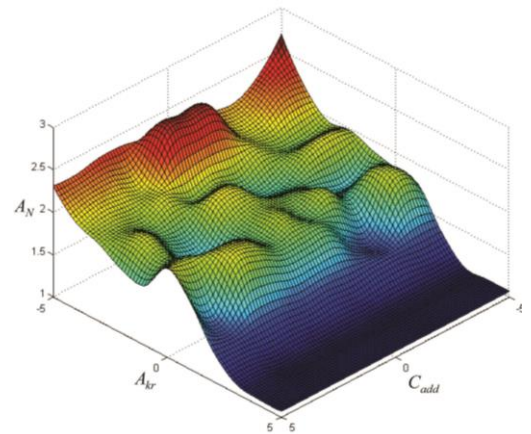


Рисунок 9 - Характер зміни амплітуди коливань в залежності від параметрів C_{add} та A_{kr}

розв'язання при різних k дає можливість визначити різні періодичні режими, у тому числі й субгармонійні при $k > 1$. Пошук набору фазових змінних відбувається на основі системи (3). Фазові змінні $Z(t) = \{z_1, z_2, z_3, z_4\}^T$ варіюються у межах $\Delta_{i \max} = 0.1 A_{i \max}$, де $A_{i \max}$ - максимальна величина змінної в усталеному режимі. Варіюються переміщення та швидкості обох тіл. Діапазон пошуку становить 5 рівних кроків у кожному з напрямків. Базова точка має нульові прирощення $\Delta_1 = 0, \Delta_2 = 0, \Delta_3 = 0, \Delta_4 = 0$. За результатами отримані значення $Z_2 = L_{kT}(Z_1)$, при $k = 1, T = 1/16c$. Відзначено, що за умови $Z_2 - Z_1 \rightarrow 0$, розв'язок буде періодичним в області мінімуму функції I , яка характеризує невідповідність стану системи на початку та у кінці періоду, що розглядається

$$I = (Z_1 - Z_2)^2 / A_{\max}^2. \quad (5)$$

Функція I (5) з різними наборами змінних представлена на рис. 10 (w_1, w_2 - переміщення 1-го та 2-го тіл; \dot{w}_1, \dot{w}_2 - швидкості 1-го та 2-го тіл). Як видно з вигляду функції I (5) з різними параметрами, її характер близький до яру, що можна пояснити тим, що фазові змінні при варіюванні змінюються узгоджено вздовж траєкторії у фазовому просторі, залишаючи при цьому процес таким же періодичним. З наведених результатів видно, що мінімум функції I знаходиться у околиці базової точки ($\Delta_1 = 0, \Delta_2 = 0, \Delta_3 = 0, \Delta_4 = 0$), що відповідає усталеному режиму у реальній системі.

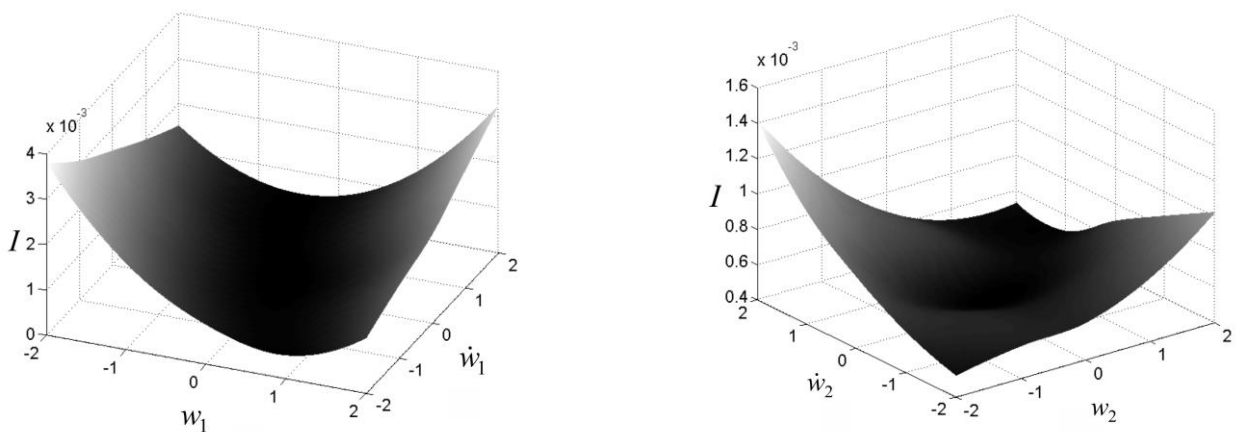


Рисунок 10 - Функція I при варіюванні різних наборів змінних

Чисельне розв'язання задачі для системи (3, 5) продемонструвало швидку збіжність ітераційного процесу до періодичного розв'язку. При цьому даний підхід застосовний і для випадку довготривалого удару, а не тільки короткого, як у традиційних підходах, що є суттєвою його перевагою.

Таким чином, у розділі розв'язані задачі аналізу впливу зміни маси вантажу у ході вибивки та встановлено, що плавна поступова зміна маси не призводить до значних змін у характері динамічного процесу, зокрема у виході з усталеного режиму роботи. З'ясовано, що жорсткість пружних опор та їх виконання у вигляді здвоєних пружин значним чином впливає на коливальні процеси у системі та призводить до

реалізації субгармонійних режимів. Запропоновано фазовий підхід до визначення періодичних усталених рухів у віброударних системах.

Четвертий розділ присвячений побудові узагальнених критеріїв, які покладені у основу проектних розрахунків віброударних машин.

Пропонуються критерії відлаштування від резонансних режимів, що розроблені на основі оцінки динаміки віброударних машин, зокрема, обмеження за ударним резонансом: $\omega_D^{(1)} > \omega^*$, $\omega_D^{(i)} \neq j \cdot \omega^*$, (де $\omega_D^{(i)}$ - «деформаційні» частоти коливань корпусу вібромашини; ω^* - частота збудження; i - номер власної частоти ω_D ; j - коефіцієнт кратності ударного резонансу). У частотній області ці умови графічно представлені на рис. 11, Ω_1 - область, що визначається за умовами звичайного резонансу; Ω_2 - область, що визначається за умовами ударного резонансу. Тоді критерій $\omega_D^{(i)} \in \Omega_1$, $\omega_D^{(i)} \notin \Omega_2$, $i=1,2,\dots$ для конкретної машини приймає вигляд $\omega_D^{(i)} \neq j \cdot \omega^*/k$, $\omega_D^{(i)} \neq j \cdot \omega^*/4$, $i=1,2,\dots$ і представлений графічно на рис. 12.

Тобто спектр власних частот має не потрапити в область Ω_3 :

$\omega_D^{(i)} \notin \Omega_3$, де Ω_3 - об'єднання областей, що представляють собою інтервали, згруповані навколо частот $j \cdot \omega^*/4$, шириною $\pm \delta$. При цьому $\Omega_2 \subset \Omega_3$, тоді $\Omega_4 = \Omega_3 - \Omega_2$.

Для удосконалення конструкції віброударної машини з урахуванням обмежувальних критеріїв розроблений підхід для пошуку таких конструктивних параметрів, які забезпечують відлаштування від кратних (дольних) частот. У ньому вводиться поняття «безпечної» частоти $\omega_N^S: j \cdot \omega_N^S = (i \cdot \omega^* + (i+1) \cdot \omega^*)/2$, $j=1..n$.

На рис. 13, 14 показаний вигляд функції K (6) у першому та другому наближенні. Пошук власних частот відбувався за допомогою МСЕ. Побудована скінченно-елементна модель, що містить 72131 елементів та 71810 вузлів

Оскільки відлаштування відбувається здебільшого за низкою частот, то оптимальне поєднання параметрів пропонується визначати через мінімум функції

$$K = \sum_{i=1}^n |i \cdot \omega^* - i \cdot \omega_N^S|, \quad K \rightarrow \min. \quad (6)$$

Пошук мінімуму відбувається за допомогою методу координатного спуску. При цьому оперували параметрами $P_1=0,0192\text{м}$ (товщина стінки корпусу), $P_2=0,036\text{м}$ (товщина щоки) (рис. 15). Функція набуває мінімуму за таких значень

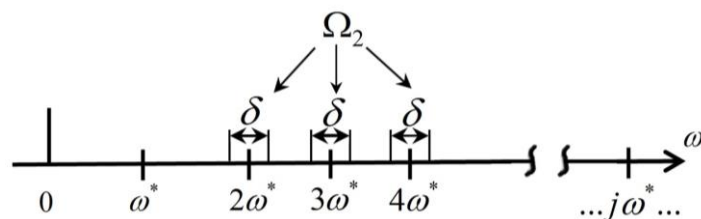


Рисунок 11 - Области обмежень за критерієм відлаштування від резонансних режимів

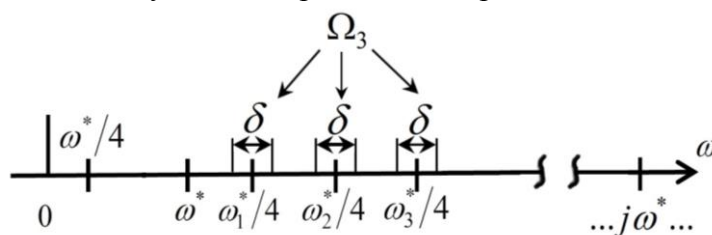


Рисунок 12 – Додаткові критерії недопущення ударних резонансів при наявності субгармонійних режимів роботи віброударної машини

параметрів - $P_1 = 0,03124\text{ м}$ та $P_2 = 0,027653\text{ м}$, тобто вони забезпечують відлаштування від набору кратних (дольних) частот.

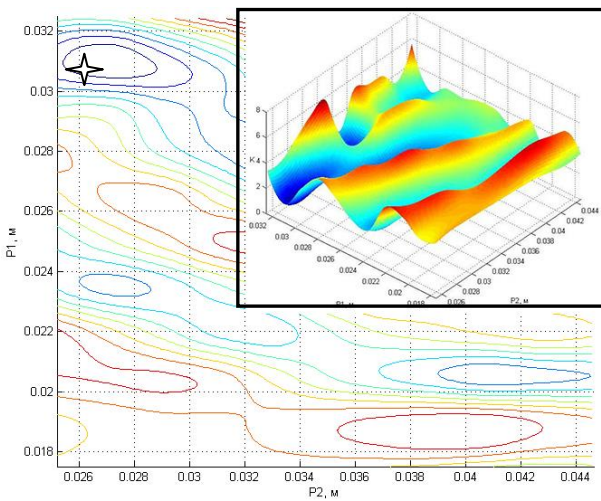


Рисунок 13 - Функція K у 1-му наближенні

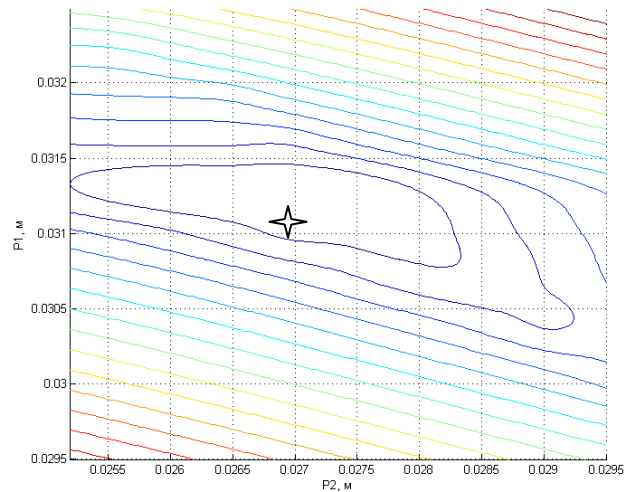


Рисунок 14 - Функція K у 2-му наближенні

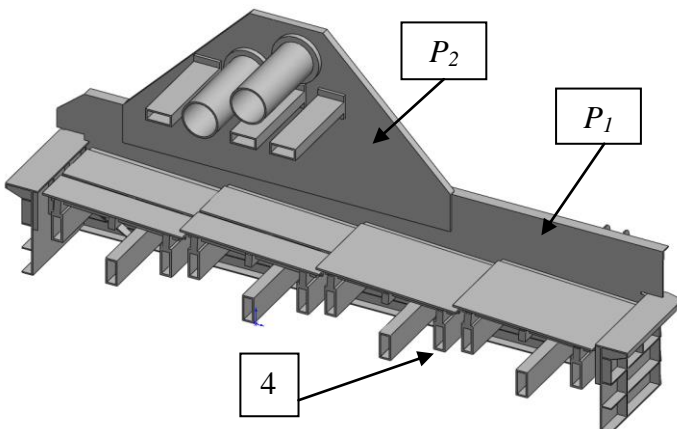


Рисунок 15 – Елемент підсилення корпусу у якому виникають найбільші напруження

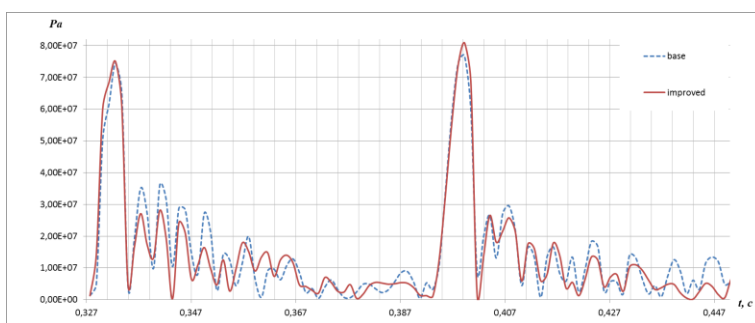


Рисунок 16 - Порівняння зміни напружень у часі для базової та удосконаленої конструкцій (base - базова, improved - удосконалена)

критеріальних обмежень створена досліджена удосконалена модель конструкції віброударної машини, що задовольняє умовам відлаштування від резонансних режимів та умовам міцності.

У п'ятому розділі описано експериментальне дослідження удосконаленої вибивної машини, яке проведене на базі ПрАТ «АзовЕлектроСталь» за допомогою ме-

Оскільки зміна конструктивних параметрів та субгармонійні режими призводять до зміни напружено-деформованого стану у конструкції, то її доцільно дослідити і за цим аспектом. Дослідження проводилися за допомогою методу МСЕ.

Найбільші напруження виникають у елементах підсилення корпусу («балка №4», рис. 15). Зростання становить близько 5%, при цьому рівень допустимих напружень не перевищується, а локалізація зони максимальних напружень не змінюється. Порівняльні розподіли напружень за їх зміною у часі представлені на рис. 16. Розподіл напружень не зазнав суттєвих змін, а зростання максимальних напружень зумовлено тим, що враховувався ефект від субгармонійних коливань. Таким чином, на основі сформульованих

тоду акселерометрії. Як інформаційні показники бралися віброприскорення, віброшвидкості та вібропереміщення. Для визначення вібрацій встановлені датчики прискорень акселерометри ADXL150 (схема розташування на рис. 17), на базі яких виготовлені датчики ПДУ-50. Порівняння результатів натурального та числового експериментів наведено на рис. 18.

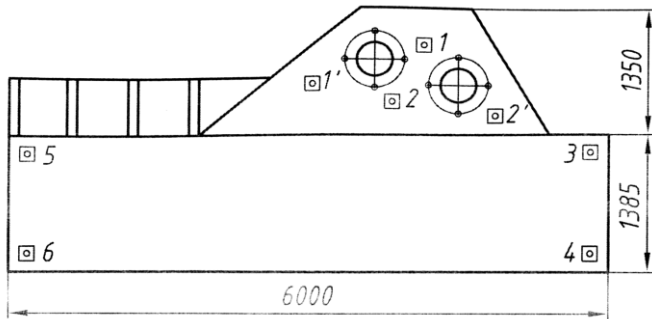


Рисунок 17 – Схема розташування датчиків на корпусі вибивної машини

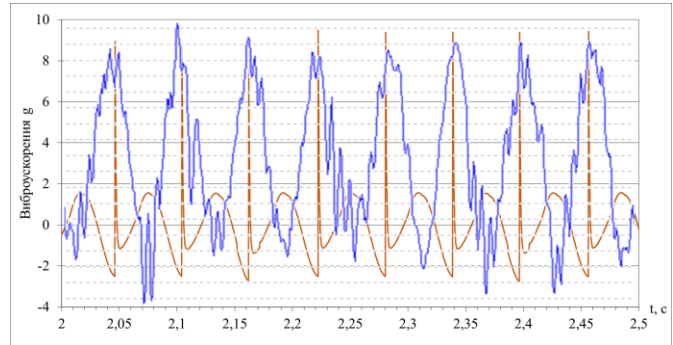


Рисунок 18 – Порівняння осцилограм віброприскорень для натурального (суцільна лінія) та числового (штрихова лінія) експериментів

Таким чином, за допомогою експериментальних досліджень підтвержені результати числових досліджень, що свідчить про адекватність та точність математичних моделей, що використані в роботі. Існуюча похибка становить близько 10%, а її вплив на загальний характер процесів та тенденції оцінюється як задовільний. Також удосконалена віброударна машина продемонструвала в ході експерименту та подальшої експлуатації відповідність основним проектним та експлуатаційним вимогам.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню науково-практичної задачі аналізу динамічних процесів у віброударних машинах з урахуванням впливу змінної маси технологічного вантажу та нелінійно прогресуючої жорсткості пружних опор. З урахуванням отриманих результатів розроблені рекомендації з проектування віброударних машин. Основні наукові та практичні результати виконаної роботи:

1. Як показав аналіз питання стану методів розрахунку віброударних машин, на теперішній час існуючі методи розрахунку здебільшого спрямовані на моделювання усталених динамічних процесів віброударної взаємодії технологічного вантажу постійної маси з корпусом машини, що має пружні опори постійної жорсткості. Але ці величини в більшості випадків є змінними під час виконання технологічної операції. Таким чином, виникає доцільність модифікації відповідних розрахункових фізичних та математичних моделей. Окрім явища звичайного резонансу, також є можливим встановлення ударного резонансу та субгармонійних режимів, аналіз яких потребує додаткових досліджень.

2. Для оцінки впливу зміни маси на характер динамічних процесів запропоновані різні підходи до її опису – постульований заздалегідь (емпіричний) та залежний від кількості дисипованої енергії закон зміни маси технологічного вантажу. Опис зміни маси технологічного вантажу залежно від значення дисипованої енергії є більш адекватним, хоча й результати здебільшого суттєво не відрізняються від результатів,

що отримуємо при використанні постульованого заздалегідь закону. Показано, що той характер зміни маси, який властивий технологічному вантажу (грудка з відливкою крупного вагонного литва) та умови вибивки, зокрема на ділянці технологічної лінії для вибивки вагонного литва, не призводять до збудження відчутних перехідних процесів. Це пояснюється тим, що реактивна складова та маса відокремлюваних фрагментів за один цикл ударного контакту машини є незначними. Для аналізу впливу конструктивного виконання пружних опор, а також їх жорсткості проведені дослідження, які показали, що використання як пружних опор здвоєних пружин може призводити до реалізації субгармонійних режимів, які характеризуються підвищеною силою ударної взаємодії порівняно з гармонійними режимами. Проведені багатоваріантні дослідження, в ході яких встановлено, що можна впливати на реалізацію субгармонійних режимів, а також на їх кратність, за допомогою підбору різниці між довжинами пружин (величина зазору до того, як спрацює друга пружина) та їх жорсткостями. При цьому встановлено, що для машини, яка досліджується, зміна різниці довжин має більш вагомий вплив. За результатами дослідження субгармонійних режимів визначено, що у даній віброударній системі сила ударної взаємодії зростає на 12%, що має бути враховано на етапі проектування як вагомий фактор.

3. Достатньо важливою є задача пошуку періодичних рішень для гармонійних та субгармонійних коливань у віброударній системі, оскільки при проектуванні передбачається, що машина буде працювати у сталому режимі, без тривалих перехідних процесів. Тому характеристики, що закладаються у машину, мають задовольняти умовам роботи, характерним для сталого режиму. Властивості періодичного рішення – основа для прийняття за основу того чи іншого сталого режиму експлуатації для даного типу машин. Запропонований та апробований новий підхід до пошуку періодичних рішень на основі задоволення умові періодичності (рівності фазових змінних на початку та у кінці періоду процесу).

4. Запропоновані підходи і методики використані для аналізу конструкції машини для вибивки литва на предмет її схильності до резонансу, через наближеність власних частот до кратних (дольних) частот зовнішнього збудження. Визначений спектр власних частот коливань та частоти, на яких потенційно можливим є виникнення резонансу. Розроблений та апробований метод для відлаштування шляхом максимізації норми віддаленості від небезпечних частот. Даний метод передбачає зміну спектру власних частот шляхом варіювання конструктивних параметрів, а також подальшу оцінку зміщення спектру власних частот коливань, з метою визначення такого поєднання варійованих параметрів (наприклад, товщин елементів корпусу), яке забезпечує найкраще відлаштування від кратних (дольних) частот за умовою відлаштування від ударного резонансу. В результаті отримані значення параметрів, які забезпечують відлаштування, та побудована модель удосконаленої машини. На базі корпусу удосконаленої машини з рекомендованими параметрами проведено дослідження напружено-деформованого стану корпусу віброударної машини з урахуванням сили ударної взаємодії, що зросла через можливу реалізацію субгармонійних режимів. Числові дослідження продемонстрували незначне зростання напружень у корпусі та підтримувальних балках, однак при цьому вони зберігаються в допустимих межах до 100 МПа. Таким чином, удосконалена конструкція корпусу задовольняє вимогам міцності.

5. Порівняльний аналіз результатів числового та натурального експериментів виявив задовільну збіжність між результатами, що підтверджує точність та адекватність проведених числових досліджень, похибка числового моделювання - близько 10%. Удосконалені машини, параметри яких визначені на основі рекомендацій за результатами дисертаційних досліджень, успішно пройшли дослідну експлуатацію і на теперішній час працюють у складі автоматизованих ліній практично безперервно протягом трьох місяців з наступним оглядом і поточним ремонтом, у той час як машини у попередніх варіантах виконання мали в 2÷3 рази менший міжремонтний термін.

6. Результати дисертації впроваджені в практику наукових досліджень НТУ «ХП» при виконанні бюджетних та господарсько-договірних тем, а також на підприємствах ПАТ «Азовмаш» та ПАТ «Карлівський машинобудівний завод».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Костенко Ю.В. Расчетно-экспериментальное определение сил ударного взаимодействия в виброударных системах / А.В. Грабовский, Н.А. Ткачук, Ю.В. Костенко, Е.А. Суздальцева // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХП". – 2010. - №19. – С. 51-62.

Здобувачем створені скінченно-елементні моделі корпусу віброударної машини, проведено дослідження напружено-деформованого стану корпусу вібромашини.

2. Костенко Ю.В. Анализ динамических характеристик корпусов виброударных машин / И.В. Артемов, Ю.В. Костенко, А.В. Грабовский, Н.А. Ткачук, И.Н. Карапейчик // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХП". – 2010. – №38. – С. 110-115.

Здобувачем побудовані скінченно-елементні моделі віброударної машини, проведено аналіз впливу динамічних характеристик на динаміку віброударної системи.

3. Костенко Ю.В. Ударна взаємодія та динамічні процеси у віброударних машинах з частковим руйнуванням технологічного вантажу: задачі, методи, моделі / А.В. Грабовський, Ю.В. Костенко, І.В. Артьомов // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" – Харків : НТУ "ХП". – 2011. - № 22. – С. 24-39.

Здобувачем проведений аналіз стану питання та встановлено, що на даний час відсутній єдиний підхід до формування математичних моделей, які б адекватно описували процес ударної взаємодії при руйнуванні технологічного вантажу. На основі цього сформульовані завдання досліджень.

4. Костенко Ю.В. Численное моделирование динамических процессов в виброударных системах / Н.А. Ткачук, А.В. Грабовський, Н.Н. Ткачук, Ю.В. Костенко, И.В. Артемов // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХП". – № 42. - 2011. – С.179-187.

Здобувачем розвинутий узагальнений підхід до числового моделювання динамічних процесів у віброударних системах з частковим руйнуванням технологічного вантажу.

5. Костенко Ю.В. Экспериментальное исследование работы усовершенствованной виброударной машины / И.В. Артемов, Е.Н. Барчан, Ю.В.

- Костенко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ". – 2011. - №51. – С. 46-49.
Здобувачем запропонована методика проведення експериментального дослідження та проведена обробка й оцінка результатів.
6. Костенко Ю.В. Численный анализ влияния модели для определения силы ударного взаимодействия на характер динамических процессов в виброударных системах / Ю.В. Костенко, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский, Н.Н. Ткачук // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2012. - №2. – С. 34-48.
Здобувачем проведено дослідження впливу компонент сили ударної взаємодії на характер динамічних процесів у системі та аналіз її структури.
7. Костенко Ю.В. Изменение массы одного из компонентов и его влияние на характер динамических процессов в виброударных системах: модели и численные результаты / Ю.В. Костенко, А.В. Ткачук, А.В. Грабовский, Н.Н. Ткачук // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ". – 2013. - №1. - С. 71-85.
Здобувачем запропонований підхід для опису характеру зміни маси технологічного вантажу з використанням апріорного формулювання характеру зміни маси у часі.
8. Костенко Ю.В. Виброударные системы: определение периодических режимов движения / Ю.В. Костенко, Н.Н. Ткачук, А.В. Грабовский, Н.А. Ткачук // Вісник СевНТУ. – Севастополь: "СевНТУ". - №137/2013. - С.81-85.
Здобувачем запропонований підхід для визначення періодичних режимів руху в істотно нелінійних системах.
9. Костенко Ю.В. Влияние переменной жесткости связей на характер динамических процессов в виброударных системах: модели и численные результаты // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ". – 2014. - № 7 (1050) - С. 212-216.
10. Костенко Ю.В. Линеаризация функции отклика прочностных и динамических характеристик тонкостенных конструкций на изменение толщины / Н.А. Ткачук, А.В. Литвиненко, Ю.В. Костенко, А.Ю. Танченко, А.В. Грабовский // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ". – 2014. - №14 (1057). - С. 138-154.
Здобувачем побудовані скінченно-елементні моделі корпусу віброударної машини, проведений аналіз результатів та побудована лінеаризована функція відгуку.
11. Костенко Ю.В. Влияние переменной массы на характер динамических процессов в виброударных системах: модели и численные результаты // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ "ХПІ". – 2014. - №22 (1065). - С. 96-105.
12. Костенко Ю.В. Резонансы у віброударних машинах: моделі, методи, розрахунки / М.А. Ткачук, Ю.В. Костенко, І.В. Артьомов, А.В. Грабовський // журнал «Вібрації в техніці та технологіях». – 2014. - №2(74). – С.39-51.
Здобувачем запропоновані удосконалені математичні моделі віброударних машин та проведені числові розрахунки.
13. Костенко Ю.В. Переменная масса элементов в виброударных системах: модели и численные результаты // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". – Харків : НТУ „ХПІ”. – 2015. – №43 (1152) - С. 37-41.

14. Костенко Ю.В. Метод прямого конечного возмущения численных моделей при исследовании динамических, жесткостных и прочностных характеристик тонкостенных элементов машиностроительных конструкций / А.Ю. Танченко, А.В. Литвиненко, А.Д. Чепурной, Ю.В. Костенко, Н.А. Ткачук // Вестник БГТУ. – Брянск: БГТУ. - 2014. - № 4(44). – С.114-124.

Здобувачем запропоновані скінченно-елементні моделі та досліджені динамічні, жорсткісні та міцності характеристики корпусу віброударної машини.

15. Kostenko Y.V. Subharmonic modes in vibroimpact system / Y.V. Kostenko, I.V. Artemov, N.N. Tkachuk // Research Journal of International Studies №3(22) 2014 часть 2. – Екатеринбург: ООО «Импекс», 2014. – С. 27-30.

Здобувачем запропонований розвиток підходу для пошуку субгармонійних режимів руху у віброударних системах.

16. Костенко Ю.В. Нові задачі та моделі для дослідження динаміки вібромашин / А.В. Грабовський, Ю.В. Костенко, К.О. Суздальцева // «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я»: тези доп. Міжнар. наук.-практ. конф. 12-14 травня 2010 р.. – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – С. 187.

Здобувачем проведений аналіз динаміки вібромашини.

17. Костенко Ю.В. Новые подходы и модели для исследования динамики вибромашин в составе автоматизированных линий крупногабаритного литья / Е.Н. Барчан, А.В. Грабовский, Ю.В. Костенко, Е.А. Суздальцева // Международная научно-техническая конференция «Университетская наука-2010». Сб. тезисов докладов в 3-х томах. – Мариуполь: ПГТУ, 2010 – Том 1. – С.274-275.

Здобувачем створені геометричні моделі, проведений аналіз та обробка результатів дослідження динаміки вібромашини.

18. Костенко Ю.В. Розрахункове забезпечення ресурсу великогабаритних машинобудівних конструкцій / Ю.Б. Гусев, Ю.В. Костенко, А.Ю. Танченко // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці конференції.– Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2010. – С. 105-106.

Здобувачем проведений аналіз для забезпечення розрахункового ресурсу віброударних машин.

19. Костенко Ю.В. Ідентифікація зусилля контактної взаємодії елементів віброударних машин / Є.М. Барчан, А.В. Грабовський, Ю.В. Костенко // 10-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (МСУІМЛ-10)/ - Львів, 25-27 травня 2011 р. – С. 376-377.

Здобувачем проведені числові дослідження, спрямовані на пошук сили ударної взаємодії.

20. Костенко Ю.В. Виброударные машины: экспериментальные исследования виброускорений / И.В. Артемов, Е.Н. Барчан, Ю.В. Костенко // Актуальные вопросы современной техники и технологии: Сб. докладов V-й Междунар. научн. конф. (Липецк, 29 октября 2011 г.). – Липецк: Издательский центр «Гравис». – 2011. - С. 30–44.

Здобувачем проведена обробка та аналіз результатів експериментальних досліджень.

21. Костенко Ю.В. Численное определение влияния вида силы ударного взаимодействия на характер динамических процессов в виброударных системах / Ю.В. Костенко, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский, Н.Н. Ткачук. // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ-25 [текст]: сб. трудов XXV Междунар.

науч. конф.: (Харьков, 2-4 октября 2012 г.). – Саратов: «Поли-Экс», 2012. – Том 9. – С. 94-98.

Здобувачем проведені числові дослідження впливу виду сили ударної взаємодії, на характер динамічних процесів, побудовані залежності від варійованих параметрів.

22. Костенко Ю.В., Грабовский А.В., Ткачук Н.Н., Артемов И.В. Численное определение периодических решений в виброударных системах / Ю.В. Костенко, А.В. Грабовский, Н.Н. Ткачук, И.В. Артемов // «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я»: тези доп. Міжнар. наук.-практ. конф. 29-31 травня 2013 р. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – С. 209.

Здобувачем запропонований підхід для пошуку періодичних режимів у віброударних системах.

23. Kostenko Yu. Subharmonic modes in vibroimpact systems / Yu. Kostenko, M.M. Tkachuk, A. Grabovsky, M.A. Tkachuk // The Fourth International Conference «Nonlinear Dynamics – 2013»: Тези доповідей (Севастополь, 19-22 червня 2013). – Харків: «Точка», 2013. – С. 83-86.

Здобувачем запропонований підхід для пошуку періодичних режимів різної кратності у віброударних системах.

24. Костенко Ю.В. Формирование дополнительных критериев при проектных расчетах виброударных машин // «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я»: тези доп. Міжнар. наук.-практ. конф. 20-22 травня 2015 р. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – С. 179.

АНОТАЦІЇ

Костенко Ю.В. Аналіз параметрів динамічних процесів у віброударних машинах зі змінними масово-жорсткісними характеристиками. На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2016.

Дисертація присвячена розробці підходів, методів і моделей для дослідження динамічних процесів у віброударних системах з урахуванням змінної у часі маси технологічного вантажу та нелінійної жорсткості пружних опор.

У роботі викладений новий підхід до урахування впливу змінної маси технологічного вантажу на характер динамічних процесів у віброударній системі. Запропоновані залежності, що описують характер зміни маси як на основі експериментальних досліджень, так і залежно від дисипації енергії при ударі. Встановлено, що внаслідок нелінійної жорсткості пружних опор та залежно від їх конструктивного виконання, можливою є реалізація субгармонійних режимів, що призводить до зростання сили ударної взаємодії. Для пошуку періодичних розв'язків був запропонований новий підхід, що базується на відповідності фазових змінних на початку та в кінці періоду процесу. На основі результатів досліджень сформульовані критерії для відлаштування від резонансу, що може виникнути на кратних (дольних) частотах збудження.

З урахування рекомендацій створена удосконалена конструкція корпусу віброударної машини. Проведені дослідження напружено-деформованого стану удосконаленого корпусу вібромашини та встановлено, що він відповідає вимогам міцності.

Проведене порівняння отриманих числових результатів досліджень з експериментальними даними. Підтверджена точність і достовірність проведених числових досліджень.

Ключові слова: динамічні процеси у машинах, міцність машин, віброударна система, вібромашина, змінна маса, прикладна теорія коливальних систем, субгармонійний режим.

Костенко Ю.В. Анализ параметров динамических процессов в виброударных машинах с изменяющимися массово-жесткостными характеристиками. На правах рукописи.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2016.

Диссертация посвящена разработке подходов, методов и моделей для исследования динамических процессов в виброударных системах с учетом изменяемой во времени массы технологического груза и нелинейной жесткости упругих опор.

В данной работе изложен новый подход к учету влияния переменной массы технологического груза на характер динамических процессов в виброударной системе. Разработаны и предложены зависимости, математические модели, которые описывают характер изменения массы технологического груза во времени, как на основе экспериментальных исследований (эмпирический закон), так и в зависимости от количества диссипированной энергии.

Установлено, что вследствие нелинейности жесткости упругих опор и в зависимости от их конструктивного исполнения, становится возможной реализация субгармонических режимов, что приводит к росту силы ударного взаимодействия. Для оценки влияния параметров упругих опор (варианты конструктивного исполнения, жесткость пружин) проведены многовариантные исследования, по результатам которых выделены характерные субгармонические режимы и их характеристики (фазовые портреты, временные распределения). Установлена степень влияния изменения различных параметров упругих опор на характер колебательного процесса в ходе их многовариантного варьирования.

Для поиска периодических решений предложен подход, основанный на соответствии фазовых переменных в начале и в конце периода процесса. На основе результатов исследований сформулированы и обоснованы критерии для отстройки от резонансов, возможных на кратных (дольных) частотах возбуждения.

С учетом предложенных рекомендаций создана усовершенствованная конструкция корпуса виброударной машины. Проведены исследования напряженно-деформированного состояния усовершенствованного корпуса вибромашины. Результаты численных исследований напряженно-деформированного состояния корпуса виброударной машины получены с учетом потенциального роста силы ударного взаимодействия (следствие реализации субгармонического режима). Анализ результатов показал, что хотя они и характеризуются ростом напряжений, но этот рост является незначительным, и максимальные значения не превышают порог в 100 МПа. Таким образом, установлено, что корпус усовершенствованной машины, выполненный с учетом изложенных в данной работе рекомендаций, по результатам численных исследований соответствует требованиям прочности и надежности.

На базе корпуса усовершенствованной вибромашины, функционирующей в составе автоматизированной линии для выбивки крупного вагонного литья, проведен натурный эксперимент с целью подтверждения точности и адекватности полученных ранее результатов численных исследований. Информативные показатели, такие как виброускорения, виброскорости и виброперемещения, снимались с помощью акселерометра. По результатам сравнения результатов натурального и численного экспериментов установлено, что существующая погрешность в результатах составляет порядка 10%, а ее влияние на общий характер и тенденции в исследуемых процессах оценивается как приемлемое и не сказывающееся существенным образом на достоверности и точности результатов.

Ключевые слова: динамические процессы в машинах, прочность машин, виброударная система, вибромашина, переменная масса, прикладная теория колебаний, субгармонический режим.

Kostenko Yu. The analysis of dynamical processes parameters in vibroimpact machines with variable mass and stiffness characteristics. With manuscript rights.

The thesis on competition of a scientific degree of Candidate of technical Science on a specialty 05.02.09 – dynamic and strength of machines. – National Technical University “Kharkiv polytechnical institute”, Kharkiv, 2016.


This thesis is devoted to the development of approaches, methods and models for investigation of dynamic processes in vibroimpact systems with variable mass of the weight and nonlinear rigidness of elastic supports.

In this paper new approach to the accounting of the variable mass influence on the character of dynamical processes in vibroimpact systems was presented. The dependences, that describes the mass change character, based on experimental researches and dependence from dissipated energy were proposed. It was found that the realization of sybharmonical modes became possible because of elastic supports nonlinearity and design features. The realization of subharmonical modes lead to growth of impact interaction force. The approach, based on corresponding values for phase variables at the beginning and the end of period was proposed to periodic solutions search. The criteria for tuning from resonance frequencies that can appear on perturbing force with multiple (partite) frequency were formulated.

The machine body designed with taking to the account previously formulated recommendations was created. The investigation of stress-strain status was performed and found that improved machine body satisfies strength requirements.

The comparison of numerical and experimental data was done. The accuracy and authenticity of numerical investigations was confirmed.

Keywords: dynamic processes in machines, strength of machines, vibroimpact system, vibromachine, variable mass, applied theory of oscillations, subharmonic mode.



Відповідальний за випуск
к.т.н., проф. кафедри теорії і систем автоматизованого
проектування механізмів і машин НТУ “ХПІ”
Зарубіна А.О.

Підписано до друку 11.01.2016р.
Формат 60 x 84 1/16. Папір офсетний.
Друк на різнографі. Умовн. друк. арк. 0,9. Тираж 100 прим. Зам. № 20

Надруковано в друкарні ФО-П Дуюнова Т.В.
63023, м. Харків, вул. Весніна, 12.
Тел. (057) 717-28-80
e-mail: promart_order@ukr.net