УДК 534.1:539.3
doi:10.20998/2413-4295.2016.18.07

ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМАХ ЗІ ЗМІННИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Ю. В. КОСТЕНКО*

Кафедра теорії та систем автоматизованого проектування механізмів і машин, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, УКРАЇНА
**email: kostenko.yuriy@gmail.com*

АНОТАЦІЯ *Викладений новий підхід до урахування впливу змінної маси технологічного вантажу на характер динамічних процесів у віброударній системі. Встановлено, що внаслідок нелінійної жорсткості пружних опор та залежно від їх конструктивного виконання, можливою є реалізація субгармонійних режимів. Сформульовані критерії для відлаштування від резонансу, що може виникнути на кратних (дольних) частотах збудження. Створена удосконалена конструкція корпусу віброударної машини.*
Ключові слова: *динамічні процеси у машинах, міцність машин, віброударна система, вібромашина, змінна маса, прикладна теорія коливань, субгармонійний режим.*

DYNAMIC PROCESSES IN VIBROIMPACT SYSTEMS WITH VARIABLE PARAMETERS

IU. V. KOSTENKO*

Department of theory and computer aided design of mechanisms and machines, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, UKRAINE
**email: kostenko.yuriy@gmail.com*

ABSTRACT *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 purpose of the work is to study the dynamical processes and related effects in vibroimpact systems. To solve the problem was used methods of the oscillation theory, the theory of elasticity, the theory of 3D parametric shell and solid geometry modelling, finite elements method, the acceleration method. The dependences, that describes the mass change character, based on experimental researches and dependence from dissipated energy were proposed. The accuracy and correctness of approach based on energy dependent was shown. The comparison between traditional and proposed approaches was demonstrated and its advantages and disadvantages was shown. 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) frequencies 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*

Вступ

Розвиток науки та техніки призводить до появи нових зразків машин, зокрема вібраційних, яким властива експлуатація у різних умовах та виконання складних технологічних операцій. Характерним для цих машин є постійне перебування під впливом вібрацій та динамічного навантаження. Особливого значення ці чинники набувають для важконавантажених віброударних машин, коли маса корпусу машини є значною величиною (вимірюються у тонах), а змінна маса технологічного вантажу – величиною, сумірною з нею. Таке співвідношення вже не дозволяє використовувати деякі спрощення та потребує більш детального й коректного опису динамічної моделі віброударної системи.

Останнім часом помітним є зростання 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 піщано-глинястої форми, у якій знаходиться відливка. Піщано-глиняна форма є неоднорідною за своєю структурою та складом, і її фізико-механічні властивості залежать від великої низки чинників, тому достатньо складно надати такий опис процесу її руйнування, за допомогою якого можна було б достатньо точно змоделювати зміну маси у часі та її вплив на динамічні процеси. Зміна параметрів нелінійної віброударної системи може призвести до

© Ю. В. КОСТЕНКО, 2016

ISSN 2079-5459 (print)
ISSN 2413-4295 (online)

реалізації у ній різних ефектів, наприклад, субгармонійних режимів різної кратності, зміни частот навантажувальних зусиль, тощо.

Дослідженню віброударних систем приділяли значну увагу багато вчених [1-11]. У цих працях розглядаються різні аспекти дослідження віброударних машин, проте рішення для достатньо повного опису віброударної системи, яке дозволяло б враховувати сукупний вплив низки вагомих факторів (змінні маса, жорсткість, тертя тощо) не наведено. Таким чином, існуючі універсальні методи розрахунку віброударних систем потребують подальшого розвитку, тому виникає доцільність їх удосконалення, зокрема врахування змінної жорсткість пружних опор та часткового руйнування технологічного вантажу.

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, розв'язанню якої і присвячена дана робота.

Мета роботи

Мета роботи полягає у створенні фізико-математичних моделей для опису та врахування впливу змінних параметрів віброударної системи на динамічні процеси у ній, дослідження динаміки важконавантажених віброударних машин та розробці проектних критеріїв для забезпечення їх надійності та міцності.

Викладення основного матеріалу

Розв'язувальна система співвідношень може бути побудована на основі рівнянь Лагранжа 2-го роду та закону Ньютона [12-14]. У загальному вигляді:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}=Q_i,\ i=1,2,...n. \qquad (1)$$

Зовнішні сили:

$$Q_i^{(1)}=-\frac{\partial \Pi^{*}}{\partial q_i}+Q_i^{*}. \qquad (2)$$

Внутрішні сили:

$$Q_s^{(2)}=-\frac{\partial \Pi^{**}(q)}{\partial q_s}+\sum_{k\neq s}Q_{sk}^{**}(q,\dot{q}). \qquad (3)$$

Сили тертя:

$$Q_m^{***}=Q_m^{e}+Q_m^{i}. \qquad (4)$$

Потенційну енергію системи можна записати у вигляді $\Pi=\Pi^{*}+\Pi^{**}$, тоді

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}+\frac{\partial \Pi}{\partial q_i}=Q_i^{*}+Q_i^{**}+Q_i^{***}, \qquad (5)$$

або

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}+\frac{\partial \Pi}{\partial q_i}-Q_i^{S}(q,\dot{q})=Q_i^{\sim}(t),\ i=1,2,...n, \qquad (6)$$

де $Q^S=Q^L+Q^N$,

$Q^{\sim}(t)$ – сума зовнішніх активних сил,

$Q^S(q,\dot{q})$ – сумарна сила внутрішньої та зовнішньої взаємодії.

Для більш наочного подання діючих сил рівняння (6) запишемо у матрично-векторному вигляді

$$\mathbf{M}\cdot\ddot{q}+\mathbf{K}\cdot\dot{q}+\mathbf{C}\cdot q-Q^L(q,\dot{q})-Q^N(q,\dot{q})=Q^{\sim}(t), \qquad (7)$$

де $\mathbf{M}$, $\mathbf{K}$, $\mathbf{C}$ - узагальнені матриці (аналоги матриць мас, демпфування та жорсткості),

$Q^N(q,\dot{q})$ - та частина вектору узагальнених сил, що залежить від q та $\dot{q}$, та має розриви ($Q^S=Q^L+Q^N$) у фазовому просторі змінних q, $\dot{q}$.

За відсутності доданку Q^N рух системи може бути лінеарізовано в околиці точки деякої фазової траєкторії, чого не можна зробити за присутності Q^N. 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 подання 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 $f_{sk}(q_s-q_l,\dot{q}_s-\dot{q}_l)$ подаються у вигляді функціонального ряду за координатами $\zeta_{sk}=(q_s-q_l)$, $\dot{\zeta}_{sk}=(\dot{q}_s-\dot{q}_l)$ з варійованими коефіцієнтами

$$f_{sk}(\zeta_{sk},\dot{\zeta}_{sk})=\sum_{p=1}^{n}\alpha_p^{(sk)}\cdot\varphi_p^{(sk)}(\zeta_{sk},\dot{\zeta}_{sk}), \qquad (8)$$

де $\alpha_p^{(sk)}$ - шукані коефіцієнти, $\varphi_p^{(sk)}(\zeta_{sk},\dot{\zeta}_{sk})$ - базисні функції, ідея застосування яких належить А.В. Грабовському [1].

Співвідношення (8) дає можливість визначити, наприклад, за результатам порівняння розрахункових та експериментальних досліджень, такі $\alpha_p^{(sk)}$, які відповідають мінімуму невідповідності реального та розрахункового руху системи $\alpha_p^{(sk)}=\arg\min\left\|q^E-q^N,\dot{q}^E-\dot{q}^N\right\|$, де індекси E и N відповідають зафіксованим експериментально та визначеним за рівняннями руху (1) та (2) розподілам q, $\dot{q}$ у часі.

Використання рівнянь Лагранжу 2-го роду дає змогу розділити вектор узагальнених сил на складові,

що можуть та не можуть бути лінеарізовані. Для опису руху системи зі змінною масою використовуються рівняння на основі закону Ньютона, а схема процесу взаємодії віброударної машини з технологічним вантажем наведена на рис. 1:

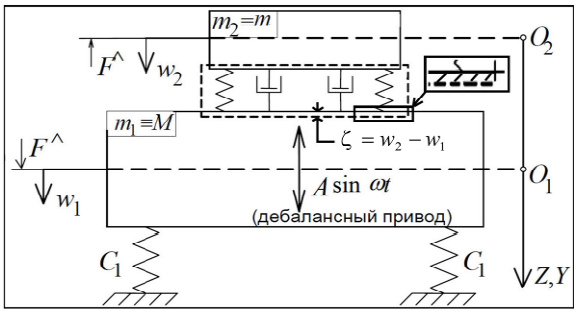

Рис. 1 – Схема процесу взаємодії віброударної машини з технологічним вантажем

$$\begin{cases} -m_1\ddot{w}_1 + m_1 g + F^\wedge(\varsigma,\dot{\varsigma}) - C_1 w_1 - A\sin\omega t = 0, \\ m_2\ddot{w}_2 - m_2 g + F^\wedge(\varsigma,\dot{\varsigma}) = 0. \end{cases} \quad (9)$$

де w_1, w_2 – узагальнені координати 1-го та 2-го тіл;

$F^\wedge(\varsigma,\dot{\varsigma})$ – сила ударної взаємодії, що залежить від зближення та швидкості зближення тіл;

C – жорсткість пружних опор.

Традиційно, характер зміни маси у часі задається штучною залежністю, отриманою експериментально чи виведеною емпірично [2]. Недоліком такого підходу є те, що доволі часто достатньо складно отримати інформацію про якісний та кількісний характер цієї залежності для реальних процесів, але він дозволяє проводити моделювання змінної маси у першому наближенні. У роботі пропонується ввести функцію $m_2 = m_2(t)$, залежну від часу за тим чи іншим законом. 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.

Характер зміни маси у наближенні описується лінійною $m_2(t) = m_2^0(1 - t/\tau) + m_2^k$ або кусково-лінійною функцією:

$$m_2(t) = m_2^0 - \frac{m_2^0 - m_2(t^*)}{t^*} \cdot t, \quad t \le t^*; \quad (10)$$

$$m_2(t) = m_2(t^*) - \frac{m_2(t^*) - m_2^k}{\tau - t^*} \cdot (t - t^*), \quad t \ge t^*, \quad (11)$$

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.

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 (9) з нульовими початковими умовами.

Для визначення залежності сили ударної взаємодії $F(\varsigma,\dot{\varsigma})$ 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 у вигляді ряду (12) [1].

Ілюстрація, наведена на рис. 2, демонструє розподіл сили ударної взаємодії (8) у просторі фазових змінних ς та $\dot{\varsigma}$:

$$F(\varsigma,\dot{\varsigma}) = F(0,0) + \frac{\partial F}{\partial \varsigma}\varsigma + \frac{\partial F}{\partial \dot{\varsigma}}\dot{\varsigma} + \frac{1}{2}\frac{\partial^2 F}{\partial \varsigma^2}\varsigma^2 + \frac{\partial^2 F}{\partial \varsigma \partial \dot{\varsigma}}\varsigma\dot{\varsigma} + \frac{1}{2}\frac{\partial^2 F}{\partial \dot{\varsigma}^2}\dot{\varsigma}^2 + \ldots = \alpha_{00} + \alpha_{10}\varsigma + \alpha_{01}\dot{\varsigma} + \alpha_{20}\varsigma^2 + \ldots, \quad (12)$$

де α - коефіцієнти ряду, що визначаються у ході розрахунково-експериментальних досліджень на відповідних стендах.

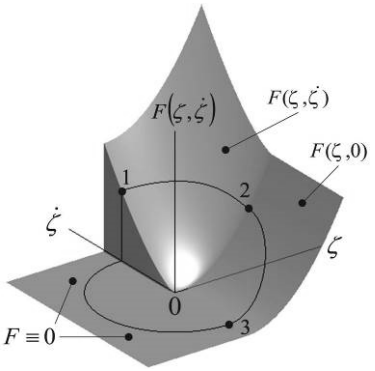

Рис. 2 – Ілюстрація розподілу сили $F(\varsigma,\dot{\varsigma})$

Система диференціальних рівнянь (9) для двомасової віброударної системи з параметрами: $m_1 = 15960$ кг, $m_2 = 5000$ кг, $C = 5280$ кН/м, $H = 127680$ Нс/м, $A = 293$ кН, $\nu = 16$ Гц, розв'язується методом Рунге-Кутти за таких початкових умов: $w_1 = w_2 = 0$, $\dot{w}_1 = \dot{w}_2 = 0$. Результати наведені на рис. 3, 4.

Як видно з результатів, 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 далі проілюстровано на рис. 5, 6. Це зумовлене (у дослідженому випадку) малою швидкістю зміни маси технологічного вантажу протягом одного циклу ударної взаємодії.

ISSN 2079-5459 (print)
ISSN 2413-4295 (online)

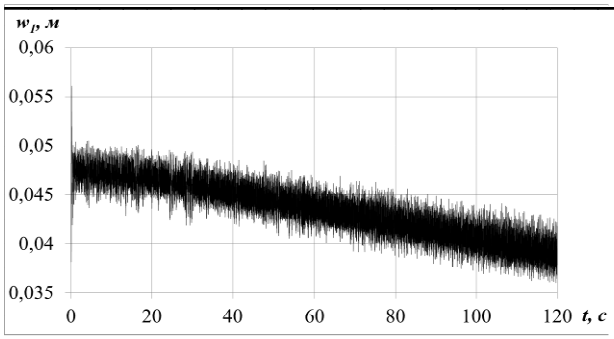

Рис. 3 – Зміна вертикальних переміщень корпусу машини за лінійної залежності $m_2(t)$

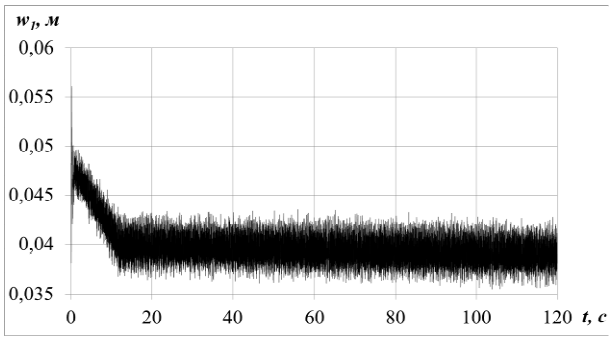

Рис. 4 – Зміна вертикальних переміщень корпусу машини за кусково-лінійної залежності $m_2(t)$

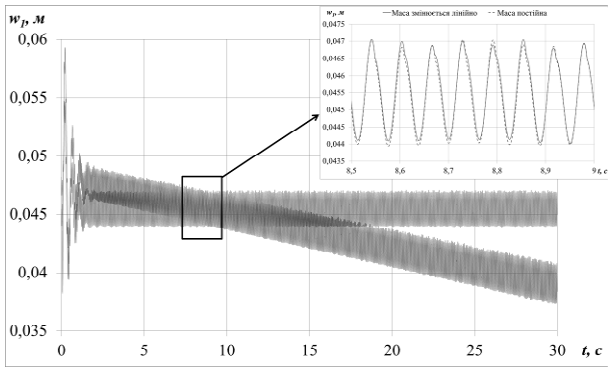

Рис. 5 – Розподіл вертикальних переміщень корпусу віброударної машини при постійній та змінній масах технологічного вантажу

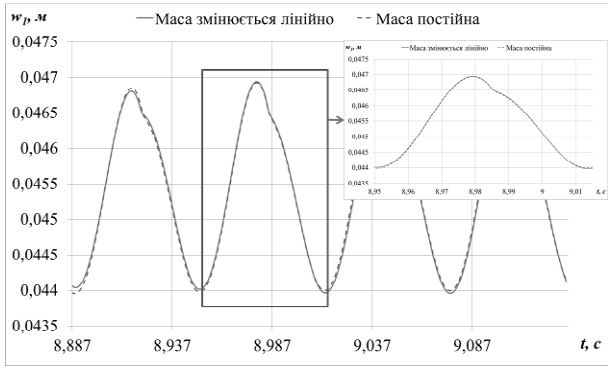

Рис. 6 – Розподіл вертикальних переміщень корпусу віброударної машини при постійній та змінній масах технологічного вантажу

Закон зміни маси не завжди є відомим, а, отже, виникає доцільність у визначенні характеру зміни маси не апріорно, а в ході опису процесу вибивки. Наприклад, у роботі [3] пропонується ефективність вибивки, а саме руйнування піщано-глиняної форми, визначати через питому енергію удару e_0. Величина e_0 вимірюється у одиницях довжини та пропорційна висоті, з якої має впасти форма на основу, що знаходиться у стані спокою, щоб отримати потрібну відносну швидкість. Її значення визначається експериментально і залежить від низки факторів.

У даній роботі пошук величини втраченої маси в ході одного удару пропонується проводити через зв'язок з енергією, що дисипується при ударі [4]. 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:

$$dm/dt = -K_e \cdot N; \quad m(0) = m_0 \tag{13}$$

$$N = \frac{dE(w_1, w_2, \dot{w}_1, \dot{w}_2)}{dt} \tag{14}$$

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 законом ($m(E)$ - зміна маси залежно від дисипованої енергії, $m(t)$ - зміна маси за лінійним законом) (рис. 7, 8).

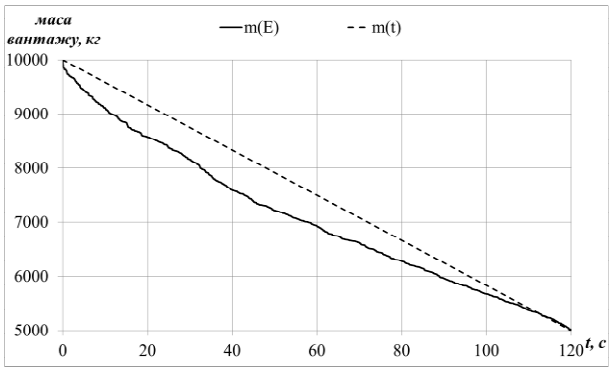

Рис. 7 – Зміна маси на інтервалі в 120с

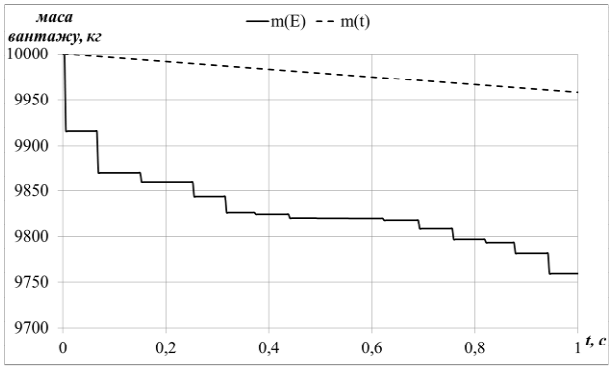

Рис. 8 – Зміна маси на інтервалі в 1с

Загальний характер процесу для обох випадків є

подібним, хоча і спостерігаються незначні відмінності (зокрема, на початку процесу вибивки, що відповідає перехідним процесам).

Одержані результати моделювання динаміки віброударних машин підтверджують, що більш коректним для врахування впливу нестаціонарних 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, пружна характеристика яких може мати нелінійний характер [5, 10-11].

У цьому випадку у розрахунковій схемі з'являється нова компонента додаткової жорсткості C_{add} (рис. 1). Таким чином, у рівняннях руху (9) 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. 9 представлені переміщення віброударної машини та її фазовий портрет для випадку, коли пружні опори конструктивно виконані у вигляді здвоєних пружин.

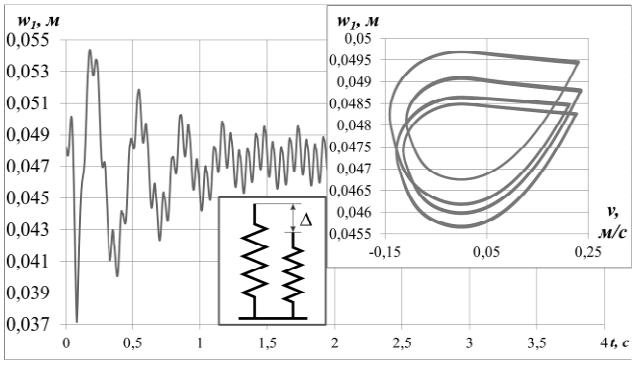

Рис. 9 – Переміщення корпусу віброударної машини та фазовий портрет для випадку, коли пружні опори конструктивно виконані у вигляді здвоєних пружин

Досліджено вплив зміни жорсткості пружин та величини різниці у довжині між основною та додатковою пружинами на характер коливань для випадку здвоєних пружин. Отримані характерні фазові портрети та розподіл зміни узагальненої координати w_1 у часі, що представлені на рис. 10 (вздовж осі x - швидкість, вздовж осі y - переміщення). Встановлено, що в залежності від параметрів реалізовуються різноударні субгармонійні режими кратністю 3 та 4, при цьому зміна довжини додаткової пружини має більш вагомий вплив на зміну кратності режиму коливань, ніж зміна жорсткості.

У віброударних машинах сила ударної взаємодії є домінуючим джерелом навантажень на корпус, а реалізація субгармонійних режимів призводить до її зростання. Розподіл сили ударної взаємодії у часі для субгармонійних режимів наведений на рисунку 11.

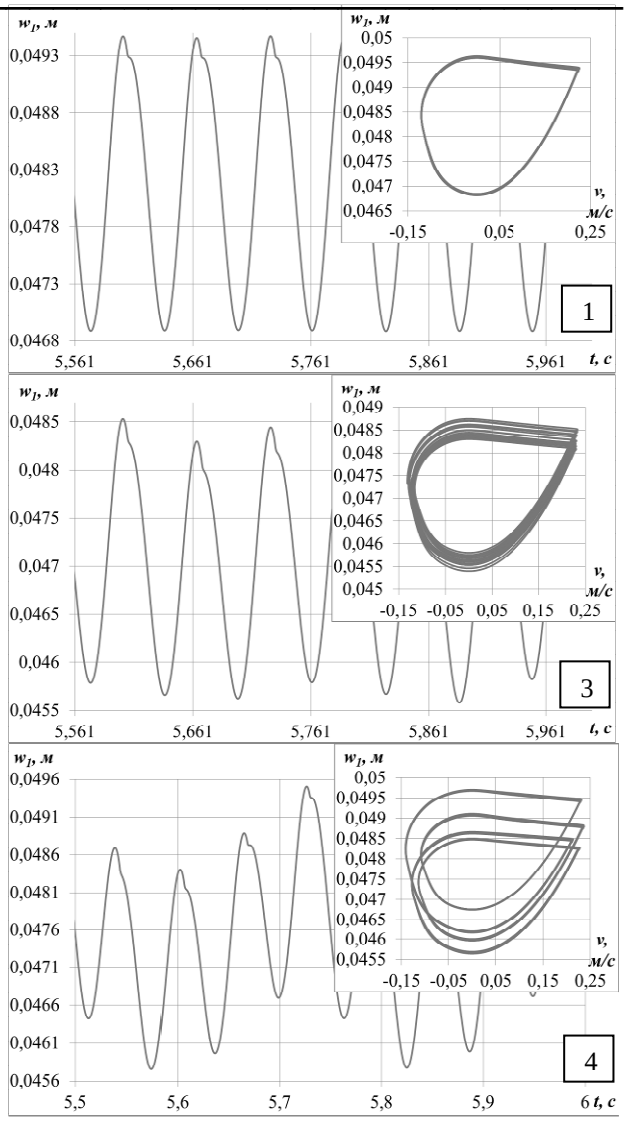

Рис. 10 – Характерні фазові портрети різних режимів кратності (1, 3, 4) та розподіл коливань у часі

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: $\sigma = F^1{}_{\max} / F^1{}_{\max} = 1$, $\sigma = F^3{}_{\max} / F^1{}_{\max} \approx 1.12$, $\sigma = F^4{}_{\max} / F^1{}_{\max} \approx 1.07$.

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

ISSN 2079-5459 (print)
ISSN 2413-4295 (online)

(гармонічного) режиму, представлений на рис. 12. З нього 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).

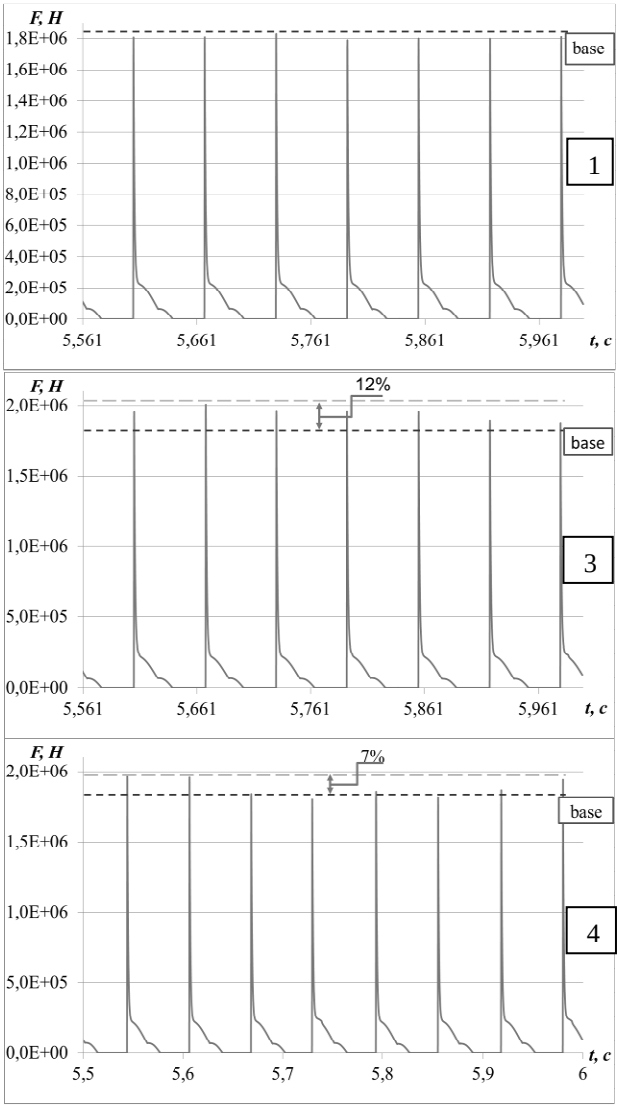

Рис. 11 – Розподіл сили ударної взаємодії у часі для різних режимів кратності (1, 3, 4)

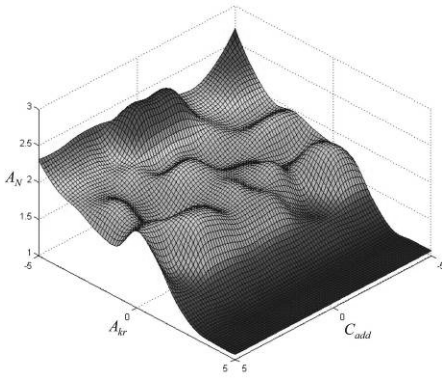

Рис. 12 - Характер зміни амплітуди коливань в залежності від параметрів C_{add} та A_{kr}

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, що прискорюється за рахунок наявності у системі в'язкого тертя, тобто стабілізуючої складової. Зважаючи на наявність субгармонійних режимів та можливість реалізації ударних резонансів вважається доцільним формування додаткових проектних критеріїв для корпусів віброударних машин.

Традиційні критерії передбачають переважно відлаштування спектру власних частот коливань від частоти зовнішнього збудження [6] та у більш рідких випадках – від частот, на яких можлива реалізація ударних резонансів [7, 8].

Пропонуються критерії відлаштування від резонансних режимів, що розроблені на основі оцінки динаміки віброударних машин, зокрема, обмеження за ударним резонансом:

$$\omega_D^{(1)} > \omega^*,\ \omega_D^{(i)} \neq j \cdot \omega^*, \qquad (15)$$

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. 13.

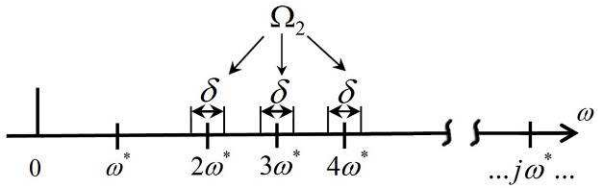

Рис. 13 - Область обмежень за критерієм відлаштування від резонансних режимів

Тут Ω_2 - область, що визначається за умовами ударного резонансу.

Тоді критерій $\omega_D^{(i)} \in \Omega_1,\ \omega_D^{(i)} \notin \Omega_2,\ i = 1,2...$ для конкретної машини приймає вигляд (4) і представлений графічно на рис. 14:

$$\omega_D^{(i)} \neq j \cdot \omega^* / 4,\ i = 1,2.... \qquad (16)$$

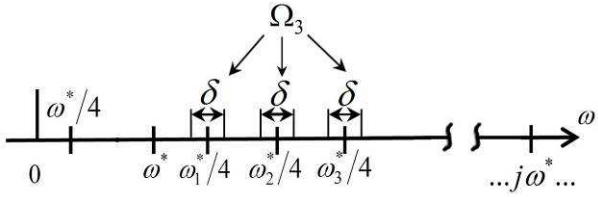

Рис. 14 – Додаткові критерії недопущення ударних резонансів при наявності субгармонійних режимів роботи віброударної машини

Тобто спектр власних частот має не потрапити

в область $\Omega_3 : \omega_D^{(i)} \notin \Omega_3$, 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 метод для пошуку таких значень конструктивних параметрів, які забезпечують відлаштування від кратних (дольних) частот. У ньому вводиться поняття «безпечної» частоти

$$\omega_N^S : j \cdot \omega_N^S = (i \cdot \omega^* + (i+1) \cdot \omega^*)/2, \; j = 1..n. \quad (17)$$

Оскільки відлаштування відбувається здебільшого за низкою частот, то оптимальне поєднання значень параметрів пропонується визначати через мінімум функції, що характеризує наближеність до «безпечної» частоти

$$K = \sum_{i=1}^{n} \left| i \cdot \omega^* - i \cdot \omega_N^S \right|, \; K \to \min. \quad (18)$$

На рис. 15 показаний вигляд функції K (18).

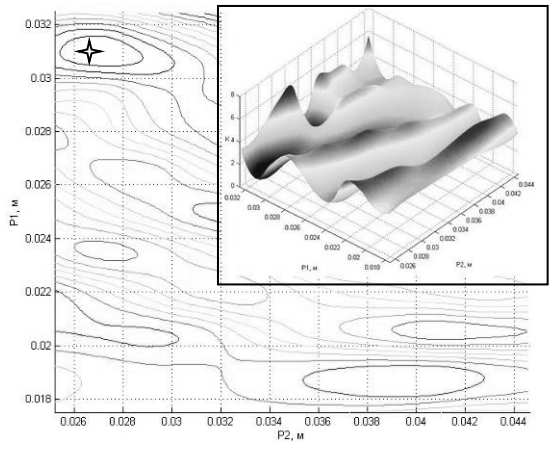

Рис. 15 - Функція K у 1-му наближенні

У ході дослідження оперували конструктивними параметрами з номіналами $P_1 = 0{,}0192$ м (товщина стінки корпусу), $P_2 = 0{,}036$ м (товщина щоки) (рис. 16).

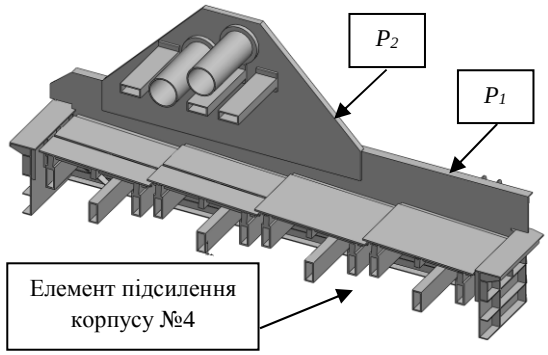

Рис. 16 – Варійовані параметри та елемент підсилення корпусу, у якому виникають найбільші напруження

Пошук мінімуму відбувається за допомогою методу координатного спуску, а функція набуває мінімуму за таких значень параметрів - $P_1 = 0{,}03124$ м та $P_2 = 0{,}027653$ м, тобто вони забезпечують відлаштування корпусу віброударної машини від набору кратних (дольних) частот.

Порівняння спектрів власних частот коливань базової та удосконаленої конструкції корпусу віброударної машини наведене на рисунку 17.

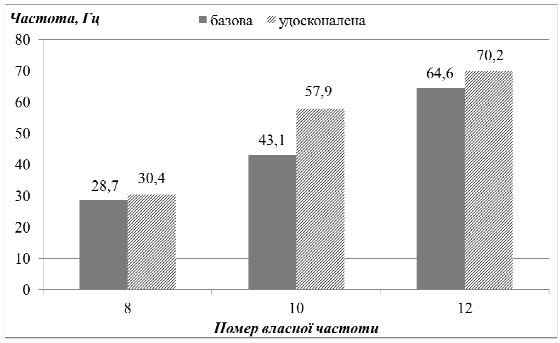

Рис. 17 – Порівняння спектрів власних частот

Зміна конструктивних параметрів та субгармонійні режими призводять до зміни напружено-деформованого стану конструкції, тому її доцільно дослідити і за цим аспектом. Дослідження проводилися за допомогою методу скінченних елементів. Розподіл напружень у корпусі віброударної машини наведений на рис. 18. Найбільші напруження виникають в елементі підсилення корпусу (елемент №4, рис. 16), а їх розподіл наведений на рис. 19.

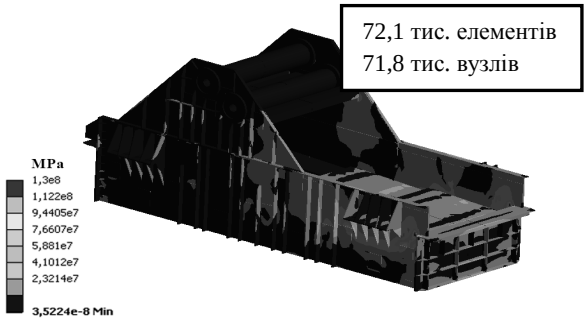

Рис. 18 – Розподіл напружень за Мізесом у корпусі віброударної машини

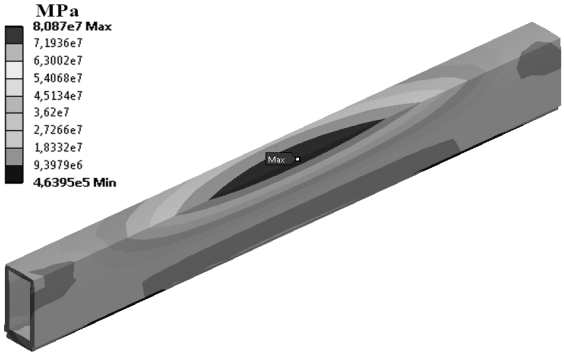

Рис. 19 – Розподіл напружень за Мізесом в елементі підсилення корпусу (елемент №4)

Найбільші напруження виникають у елементах підсилення корпусу («балка №4», рис. 16). Зростання становить близько 5%, при цьому рівень допустимих напружень не перевищується, а локалізація зони

ISSN 2079-5459 (print)
ISSN 2413-4295 (online)

максимальних напружень не змінюється. Порівняльні розподіли напружень за їх зміною у часі представлені на рис. 20.

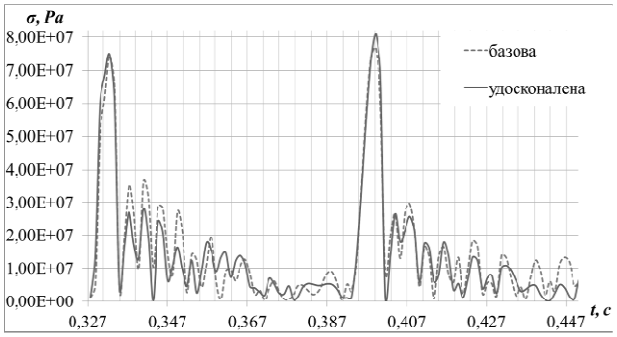

Рис. 20 – Порівняння зміни напружень у часі для базової та удосконаленої конструкцій

Як видно з порівняння, розподіл напружень не зазнав суттєвих змін, а зростання максимальних напружень зумовлено тим, що враховувався ефект від субгармонійних коливань. Таким чином, із урахуванням сформульованих критеріальних обмежень створена удосконалена модель конструкції віброударної машини, що задовольняє умовам відлаштування від резонансних режимів та умовам міцності.

Для оцінки адекватності та точності створених математичних та геометричних тривимірних моделей було проведене порівняння результатів числового експерименту з результатами натурних випробувань. Дослідження проводилось на базі ПрАТ «АзовЕлектроСталь» за допомогою методу акселерометрії. Як інформаційні показники бралися віброприскорення, віброшвидкості та вібропереміщення. Для визначення вібрацій встановлені датчики прискорень акселерометри ADXL150 (схема розташування – на рис. 21), на базі яких виготовлені давачі ПДУ-50.

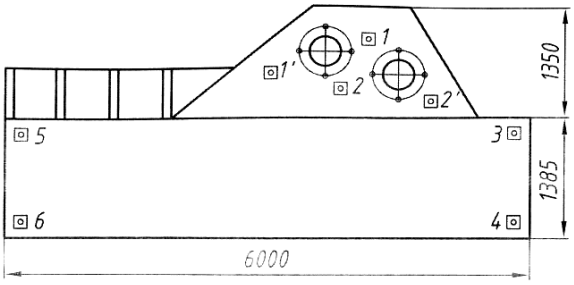

Рис. 21 – Схема розташування датчиків на корпусі вибивної машини

Порівняння результатів натурного та числового експериментів за віброприскореннями наведено на рис. 22.

Похибка для віброприскорень: $a_e \approx 9g$, $a_N \approx 10g$, $\delta_a = \frac{|a_N - a_e|}{|a_N|} \cdot 100\% \approx 10\%$.

Таким чином, за допомогою експериментальних досліджень підтверджені

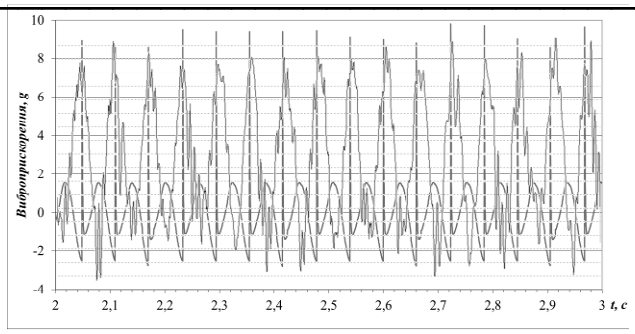

Рис. 22 – Порівняння віброприскорень, отриманих у ході числового розрахунку та натурного експерименту: тривалість одна секунда, місце 2, вісь у (пунктир – числовий розрахунок, суцільна лінія – натурний експеримент)

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 їх зміни оцінюється як задовільний. Також удосконалена віброударна машина продемонструвала в ході експерименту та подальшої експлуатації відповідність основним проектним та експлуатаційним вимогам.

Висновки

Робота присвячена розв'язанню науково-практичної задачі аналізу динамічних процесів у віброударних машинах із урахуванням впливу змінної маси технологічного вантажу та нелінійної жорсткості пружних опор. Із урахуванням отриманих результатів розроблені рекомендації з проектування віброударних машин. Основні наукові та практичні результати виконаної роботи наступні:

1. Запропоновано та апробовано підхід для опису характеру зміни маси технологічного вантажу в залежності від дисипованої енергії. Встановлено, що опис зміни маси технологічного вантажу залежно від значення дисипованої енергії є більш адекватним, хоча й результати здебільшого суттєво не відрізняються від результатів, що отримуються при використанні постульованого заздалегідь закону. Показано, що той характер зміни маси, який властивий досліджуваному 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.

2. Проведені дослідження, які показали, що використання як пружних опор здвоєних пружин може призводити до реалізації субгармонійних режимів, які характеризуються підвищеною силою ударної взаємодії порівняно із гармонійними. Проведені багатоваріантні дослідження, в ході яких установлено, що можна впливати на реалізацію субгармонійних режимів, а також на їх кратність, за допомогою підбору різниці між довжинами пружин (величина зазору до того, як спрацьовує 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 цій віброударній системі сила ударної взаємодії зростає до 12%, що має бути враховано на етапі проектування як вагомий фактор.

3. 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. Отримані значення параметрів, які забезпечують відлаштування корпусу віброударної машини, та побудована модель удосконаленої машини.

4. На базі корпусу удосконаленої машини з рекомендованими параметрами проведене 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 підрешітних 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 натурного 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 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.

В подальшому планується провести дослідження впливу інших чинників на характер поведінки віброударної системи.

Список літератури

1. **Грабовский, А. В.** Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза**:** дис. кандидата техн. наук: 05.02.09 / **Грабовский Андрей Владимирович**. – Харьков. – 2010. – 181 с.
2. **Ольшанский, В. П.** Резонансные колебания осциллятора линейно-переменной массы / **В. П. Ольшанский, С. В. Ольшанский** // *Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут"*. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2013. – № 58 (1031). – С. 157-162.
3. **Горский, А. И.** Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства. – М. Машиностроение. – 1978. – 552 с.
4. **Костенко, Ю. В.** Переменная масса элементов в виброударных системах: модели и численные результаты / **Ю. В. Костенко** // *Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут"*. – Харків: НТУ „ХПІ". – 2015. – №43(1152). – С. 37-41.
5. **Костенко, Ю. В.** Влияние переменной жесткости связей на характер динамических процессов в виброударных системах: модели и численные результаты / **Ю. В. Костенко** // *Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут"*. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2014. – № 7 (1050). – С. 212-216.
6. **Барчан, Є. М.** Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва: Дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / **Барчан Євген Миколайович.** – Маріуполь. – 2008. – 178 с.
7. **Карапейчик, И. Н.** Динамика виброударных машин при импульсном нагружении / **И. Н. Карапейчик, И. В. Артемов, А. В. Грабовский, Н. А. Ткачук** // *Актуальные вопросы современной техники и технологии: Сб. докладов V-й Междунар. научн. конф.* – Липецк: Издательский центр «Гравис». – 2011. – С. 54-66.
8. **Артемов, И. В.** Динамика систем с конечным числом степеней свободы при импульсном нагружении / **И. В. Артемов** // *Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут"*. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2011. – №51. – С. 23-45.
9. **Rong Hai-wu** Subharmonic response of single-degree-of-freedom linear vibroimpact system to narrow-band random excitation / **Rong Hai-wu, Wang Xiang-dong, Luo Qi-zhi, Xu Wei, Fang, Tong** // *Applied mathematics and mechanics-english edition*. – 2011. – Vol. 32, Is. 9. – P. 1159-1168. – doi:10.1007/s10483-011-1489-x.
10. **Bazhenov, V. A.** Modification of the One-Parameter numerical continuation method for analysis of the dynamics of vibroimpact systems / **Bazhenov V.A, Pogorelova O.S., Postnikova T. G.** // Strength of materials. – 2014. – Vol. 46, Is. 6. – P. 801-809. – doi:10.1007/s11223-014-9614-y.
11. **Bazhenov, V. A.** Change of impact kind in vibroimpact system due its parameters changing / **Bazhenov V. A., Pogorelova O. S., Postnikova T. G.** // *2nd International Conference on Structural Nonlinear Dynamics and Diagnosis (CSNDD)* (May 19-21, 2014, Agadir, Morocco). – MATEC Web of Conferences. – 2014. – Vol. 16. – doi:10.1155/2013/485676.
12. **Ritto, T. G.** A new measure of efficiency for model reduction: Application to a vibroimpact system / **T. G. Ritto, F. S. Buezas, Rubens Sampaio** // *Journal of Sound and Vibration.* – 2011. – Vol. 330, Is. 9. – P. 1977-1984. – doi:10.1016/j.jsv.2010.11.004.
13. **Hill, T. L.** Interpreting the forced responses of a two-degree-of-freedom nonlinear oscillator using backbone curves / **T. L. Hill, A. Cammarano, S. A. Neild, D. J. Wagg** // *Journal of Sound and Vibration.* – 2015. – Vol. 349. – P. 276-288. – doi:10.1016/j.jsv.2015.03.030.
14. **Julián M. Londoño** Identification of backbone curves of nonlinear systems from resonance decay responses / **Julián M. Londoño, Simon A. Neild, Jonathan E. Cooper** // *Journal of Sound and Vibration.* – 20215. – Vol. 348. – P. 224-238. – doi:10.1016/j.jsv.2015.03.015.

Bibliography (transliterated)

1. **Grabovskyy, A. V.** Udarnoe vzaimodejstvie i dinamicheskie processy v vibroudarnyh mashinah s chastichnym razrusheniem tehnologicheskogo gruza [Shock interaction and dynamic processes in vibro machines with partial destruction of the load process], dis. kandidata tehn. nauk: 05.02.09, Kharkiv, 2010, 181 p.

ISSN 2079-5459 (print)
ISSN 2413-4295 (online)

2. **Ol'shanskij, V. P., Ol'shanskij, S. V.** Rezonansnye kolebanija oscilljatora linejno-peremennoj massy [Resonant vibration of the oscillator linearly variable mass]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu „Kharkivs'kyy politekhnichnyy instytut" [Bulletin of the National Technical University 'Kharkiv Polytechnic Institute']*, Kharkiv: NTU „KhPI", 2013, **58**(1031), 157-162.
3. **Gorskij, A. I.** Raschet mashin i mehanizmov avtomaticheskih linij litejnogo proizvodstva [Calculating machines and automatic lines of foundry machinery], Moskow, Mashinostroenie, 1978, 552 p.
4. **Kostenko, Iu. V.** Peremennaja massa jelementov v vibroudarnyh sistemah: modeli i chislennye rezul'taty [Variable weight items in the vibro-impact systems: models and numerical results]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu „Kharkivs'kyy politekhnichnyy instytut" [Bulletin of the National Technical University 'Kharkiv Polytechnic Institute']*, Kharkiv: NTU „KhPI", 2015, **43**(1152), 37-41.
5. **Kostenko, Iu. V.** Vlijanie peremennoj zhestkosti svjazej na harakter dinamicheskih processov v vibroudarnyh sistemah: modeli i chislennye rezul'taty [Effect of variable stiffness links on the nature of dynamic processes in vibro-impact systems: models and numerical results], *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu „Kharkivs'kyy politekhnichnyy instytut" [Bulletin of the National Technical University 'Kharkiv Polytechnic Institute']*, Kharkiv: NTU „KhPI", 2014, **7**(1050), 212-216.
6. **Barchan, Ye. M.** Udoskonalennya metodiv rozrakhunku ta konstruktsiyi vybyvnoyi transportuyuchoyi mashyny dlya formuval'nykh liniy krupnoho lytva [Improved methods of calculation and design stamped transporting machines for molding large casting lines]: Dys. kand. tekhn. nauk: 05.02.02, Mariupol', 2008, 178 p.
7. **Karapejchik, I. N., Artemov, I. V., Grabovskij, A. V., Tkachuk, N. A.** Dinamika vibroudarnyh mashin pri impul'snom nagruzhenii [The dynamics of vibro trucks under impact loading]. *Aktual'nye voprosy sovremennoj tehniki i tehnologii: Sb. dokladov V-j Mezhdunar. nauchn. Konf [Actual problems of modern techniques and technology: Coll. Reports V-th Intern. Scien. conf]*. (Lipeck, 29 oktjabrja 2011), Lipeck: Izdatel'skij centr «Gravis», 2011, 54-66.
8. **Artemov, I. V.** Dinamika sistem s konechnym chislom stepenej svobody pri impul'snom nagruzhenii [Dynamics of systems with a finite number of degrees of freedom under impact loading]. *Bulletin of the National Technical University 'Kharkiv Polytechnic Institute'*, Kharkiv: NTU „KhPI", 2011, **51**, 23-45.
9. **Rong Hai-wu, Wang Xiang-dong, Luo Qi-zhi, Xu Wei, Fang, Tong** Subharmonic response of single-degree-of-freedom linear vibroimpact system to narrow-band random excitation. *Applied mathematics and mechanics-english edition*, 2011, 9(32), 1159-1168, doi:10.1007/s10483-011-1489-x.
10. **Bazhenov, V. A., Pogorelova, O. S., Postnikova, T. G.** Modification of the One-Parameter numerical continuation method for analysis of the dynamics of vibroimpact systems. *Strength of materials*, 2014, **6**(46), 801-809, doi:10.1007/s11223-014-9614-y.
11. **Bazhenov, V. A., Pogorelova, O. S., Postnikova, T. G.** Change of impact kind in vibroimpact system due its parameters changing. *2nd International Conference on Structural Nonlinear Dynamics and Diagnosis (CSNDD)* (May 19-21, 2014, Agadir, Morocco), MATEC Web of Conferences 2014, **16**, doi:10.1155/2013/485676.
12. **Ritto, T. G., Buezas, F. S., Rubens Sampaio** A new measure of efficiency for model reduction: Application to a vibroimpact system. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 9(330), 1977-1984, doi:10.1016/j.jsv.2010.11.004.
13. **Hill, T. L., Cammarano, A., Neild, S. A., Wagg, D. J.** Interpreting the forced responses of a two-degree-of-freedom nonlinear oscillator using backbone curves. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, **349**, 276-288, doi:10.1016/j.jsv.2015.03.030.
14. **Julián M. Londoño, Simon A. Neild, Jonathan E. Cooper** Identification of backbone curves of nonlinear systems from resonance decay responses. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, **348**, 224-238, doi:10.1016/j.jsv.2015.03.015.

Відомості про авторів (About the Authors)

Костенко Юрій Вікторович *– молодший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин» м. Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: kostenko.yuriy@gmail.com.*

Kostenko Iurii Viktorovych *– junior researcher, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: kostenko.yuriy@gmail.com.*

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Костенко, Ю. В. Динамічні процеси у віброударних системах зі змінними параметрами / **Ю. В. Костенко** // *Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – № 18 (1190). – С. 45-54. – doi:10.20998/2413-4295.2016.18.07.

Please cite this article as:

Kostenko, Iu. Dynamic processes in vibroimpact systems with variable parameters. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies*. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016, **18** (1190), 45-54, doi:10.20998/2413-4295.2016.18.07.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Костенко, Ю. В. Динамические процессы в виброударных системах с изменяющимися парамтерами / **Ю. В. Костенко** // *Вестник НТУ «ХПИ», Серия: Новые решения в современных технологиях*. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2016. – № 18 (1190). – С. 45-54. – doi:10.20998/2413-4295.2016.18.07.

АННОТАЦИЯ *Изложен новый подход к учету влияния переменной массы технологического груза на характер динамических процессов в виброударной системе. Установлено, что по причине нелинейной жесткости упругих опор и зависимо от их конструктивного исполнения, возможна реализация субгармонических режимов. Сформулированы критерии для отстройки от резонанса, который может возникнуть на кратных (дольных) частотах возбуждения. Создана усовершенствованная конструкция корпуса виброударной машины.*

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

Надійшла (received) 19.05.2016