

**І. Артёмов**  
Інженер

**В. Кліпін**  
Інженер

Головний спеціалізований  
конструкторсько-технологічний  
інститут,  
м. Маріуполь

**Ю. Костенко**  
Інженер

**А. Грабовський**  
Інженер

**М. Ткачук**  
Професор, докт. техн. наук

Національний технічний  
університет «ХПІ»,  
м. Харків

УДК 621.01:534.1

## СИНТЕЗ СТРУКТУРИ ТА ПАРАМЕТРІВ ВІБРОМАШИН ЗА КРИТЕРІЄМ ВІДЛАШТУВАННЯ ВІД РЕЗОНАНСНИХ РЕЖИМІВ

*У статті описані числові дослідження впливу параметрів корпусів віброударних машин на їхні динамічні характеристики. Проаналізовано вплив товщини елементів корпусів та величини приєднаних мас на трансляційні та деформаційні частоти коливань. Запропоновано критерії та обмеження для розв'язання задачі синтезу параметрів цих машин.*

**вібраційна машина, структура, синтез, резонанс**

**Вступ.** У працях [1 – 7] встановлено, що при проектуванні важконавантажених великогабаритних віброударних машин потрібно враховувати не лише спектр трансляційних коливань, але й спектр їхніх деформаційних коливань. Це обумовлено тим, що зі зростанням габаритів машини та збільшенням маси технологічних вантажів нижня межа спектру коливань корпусу як пружного тіла знижується і мігрує до частот збудження. У зв'язку з цим виникає небезпека виникнення резонансних процесів зі збудженням форм коливань, вищих, ніж трансляційні (тобто як жорсткого тіла на пружних опорах). При цьому слід враховувати різноманітність структури, параметрів і умов роботи машин. Це обумовлює актуальність і важливість задачі розроблення підходів, методів і моделей для аналізу впливу цих чинників на спектр і форми коливань корпусів віброударних машин. Крім цього, важливою обставиною є необхідність врахування можливого резонансу на більш високих частотах, оскільки характер силової дії робить можливим ударний резонанс у системі, що розглядається.

**Постановка задачі.** У статті досліджується задача аналізу впливу параметрів і умов роботи віброударних машин на їхні динамічні характеристики на прикладі вибивної машини для вибивання вагонного литва [1 – 7]. Зокрема, ставиться задача розроблення інструменту для числового визначення зміни спектра власних частот коливань корпусу цієї машини при варіюванні параметрів елементів корпусу і величини приєднаних мас. Перший чинник здійснює потенційно сильний вплив на жорсткість конструкції, а другий – на її інерційні властивості. Для розв'язання задач синтезу потрібно формалізувати критерії та обмеження, а також окреслити множину параметрів, у просторі яких планується проводити синтез проєктованих віброударних машин.

**Метод розв'язання.** Задача аналізу впливу різних чинників на ті чи інші властивості складних машинобудівних конструкцій у загальному вигляді є досить громіздкою. Для її розв'язання адаптований метод узагальненого параметричного опису складних механічних систем [8]. З його використанням можна розв'язувати різні задачі

параметричного і структурного аналізу та синтезу. Зокрема, стосовно корпусів віброударних машин окремі задачі розв'язані в працях [1 – 7]. Проте в цих працях проводився аналіз впливу лише окремих узагальнених параметрів на властивості досліджуваних машин. В той же час, на етапі проектування потрібно проводити багатопараметричний аналіз. Відповідно потрібно розробити такий підхід і моделі, які забезпечують варіативність моделі віброударної машини при зміні її параметрів  $p_i \in P$ . Тоді частотне рівняння матиме вигляд

$$\det(C(P) - \omega^2 M(P)) = 0, \quad (1)$$

де  $C, M$  – матриці жорсткості мас, має корені

$$\omega_j = \omega_j(P). \quad (2)$$

Визначення параметричних залежностей (2) для складних конструкцій можна здійснювати лише числовим способом [1 – 7].

Таким чином, потрібно розробити параметричну модель, яка дає змогу за конкретним набором параметрів генерувати геометричну і скінченноелементну модель, інтегровану в CAD/CAE-систему. Після цього проводиться розрахунок власних частот і форм. Варіюючи  $p_i \in P$ , можна отримати залежності (2), тим самим будуючи функцію відгуку в параметричному просторі.

Задача синтезу параметрів проектованої вібромашини за динамічними характеристиками може бути поставлена в різних аспектах. Перший з них – традиційна вимога [9] про зарезонансність робочого режиму (рис. 1):

$$\frac{\omega^*}{\omega_6^T} \geq k_1, \quad (3)$$

де  $k_1 \approx 3,5 \div 4$  – коефіцієнт, що забезпечує стабільність режиму роботи машини у зарезонансній області (за трансляційними частотами);  $\omega^*$  – частота зовнішнього збурення;  $\omega_i^T, i=1, \dots, 6$ , – власні трансляційні форми коливань [10].

Якщо в спектрі власних частот досліджуваних машин значний вплив мають деформаційні частоти  $\omega_j^D$ , то природною вимогою при їх проектуванні є відлаштування від частоти збудження [10]:

$$\frac{\omega_1^D}{\omega^*} \geq k_2, \quad (4)$$

де  $k_2 \approx 1,2 \div 1,5$  – коефіцієнт відлаштування, що забезпечує стійкий передрезонансний режим роботи машини за нижньою деформаційною частотою власних коливань (рис. 2).

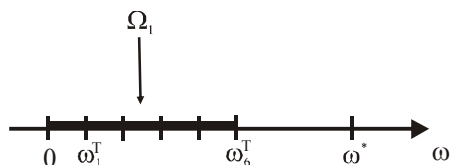


Рис. 1. До обмеження спектра частот за умовою зарезонансного режиму роботи

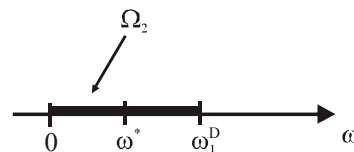


Рис. 2. До обмеження спектра частот за умовою передрезонансного режиму роботи

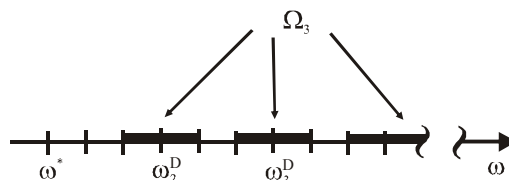


Рис. 3. До обмеження спектра частот за умовами ударного резонансу

Проте відомою є та обставина [11, 12], що ударний резонанс можливий не тільки на основній частоті, але й на кратних частотах. У зв'язку з цим природною вимогою є відлаштування від деякого числа  $N$  верхніх частот спектра власних коливань машини:

$$n_j \mu_j^- \leq \frac{\omega_j^D}{\omega^*} \leq n_j \mu_j^+, \quad (5)$$

де  $\mu_j^- = 0,8 \div 0,85$  – коефіцієнт, що обмежує заборонену область знизу;  $\mu_j^+ = 1,15 \div 1,2$  – аналогічний коефіцієнт для обмеження зверху (рис. 3),  $j = 2, 3, \dots, N$ ,  $n_j$  – цілі числа.

Відповідно, обмеження (3) – (5) визначають області  $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3$  (див. рис. 1 – рис. 3), причому трансляційні частоти  $\omega_1^T, \dots, \omega_6^T$  не повинні виходити за межі  $\Omega_1$ , тобто

$$\omega_i^T \in \Omega_1, i = 1, \dots, 6, \quad (6)$$

а деформаційні частоти не повинні попадати в області  $\Omega_2, \Omega_3$ :

$$\omega_j^D \notin \Omega_2 \cup \Omega_3. \quad (7)$$

Умови (6), (7) є критеріально-обмежувальними. Щоб задовольнити ці критерії та обмеженням, слід варіювати деякими параметрами вібромашини. Набір цих параметрів сильно залежить від специфіки умов її роботи та технологічних обмежень на її виготовлення. Тому розглянемо процес вибору параметрів на конкретному прикладі.

**Опис моделі.** Досліджується модель корпусу віброударної машини, поданої на рис. 4. У цій моделі варіюваними можуть бути товщина листів корпусу, його структура, властивості матеріалу, розподіл матеріалу технологічного вантажу по металоконструкції після часткового його руйнування. Зі всієї різноманітності досліджуваних параметрів на першому етапі виділимо два:

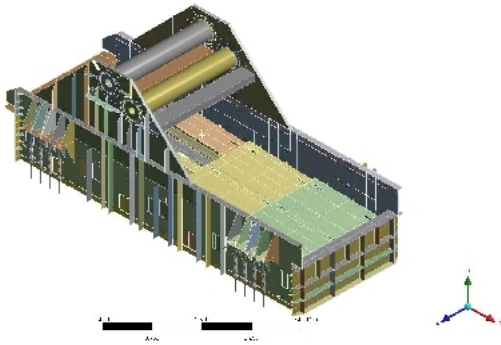


Рис. 4. Геометрична модель корпусу вибивної машини

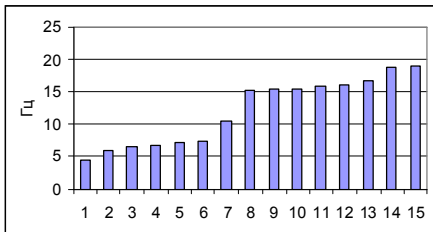


Рис. 5. Спектр коливань при  $p_1 = 0,1; p_2 = 0$

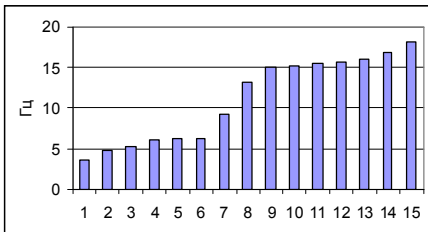


Рис. 6. Спектр коливань при  $p_1 = 0,1; p_2 = 5$

$$p_1 = h / h_0, \tag{8}$$

де  $p_1$  – відносна товщина елементів корпусу,  $h$  – поточна товщина,  $h_0$  – базова (початкова) товщина;

$$p_2 = (\gamma - \gamma_0) / \gamma_0, \tag{9}$$

де  $p_2$  – відносна частина приєднаного матеріалу з густиною  $\gamma$ ;  $\gamma_0$  – густина матеріалу корпусу машини.

Тоді, створивши початкову модель, можна варіювати  $p_1, p_2$ , після розв’язання задачі (1), отримати шукані залежності:

$$\omega_j = \omega_j(p_1, p_2). \tag{10}$$

Одержані поверхні відгуку дають можливість визначити у просторі варійованих параметрів ті області, в яких задовольняються вимоги (6), (7), і, відповідно, керуючись конструктивними, технологічними та економічними мір-

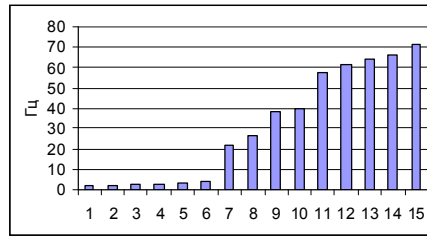


Рис. 7. Спектр коливань при  $p_1 = 5; p_2 = 2,5$

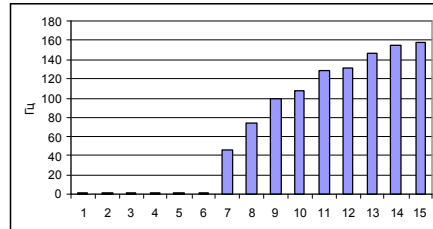


Рис. 8. Спектр коливань при  $p_1 = 10; p_2 = 0$

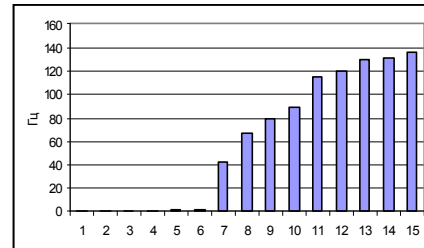


Рис. 9. Спектр коливань при  $p_1 = 10; p_2 = 5$

куваннями, остаточно визначити параметри проектованої машини.

Важливо відзначити, що прийняті в роботі значення коефіцієнтів  $k_1, k_2, \mu^{+-}$  – є наближеними, а їх уточнення – предмет окремих додаткових досліджень.

**Результати розрахунку на прикладі вібраційної машини з дебалансним приводом.** Базова модель ВМ має параметри: маса – 15960 кг, матеріал – сталь 09Г2С, довжина – 5800 мм, ширина – 2000 мм.

Варійовані параметри  $p_1, p_2$  змінюються в межах:

$$p_1 \in [0,1; 10]; p_2 \in [0; 5]. \tag{11}$$

При цьому істотно змінюються спектри їхніх власних коливань (рис. 5 – рис. 9).

На рис. 10 зображені залежності нижньої деформаційної частоти від варійованих параметрів.

**Висновки.** Аналіз отриманих результатів дає підставу для наступних висновків:

1. Розроблені підхід і модель для параметричного аналізу динамічних характеристик вибивної машини і синтезу параметрів машин за цими критеріями.

2. Встановлено, що параметри відносної товщини і величини приєднаних мас здійснюють сильний вплив на спектр власних частот коливань віброударної машини.

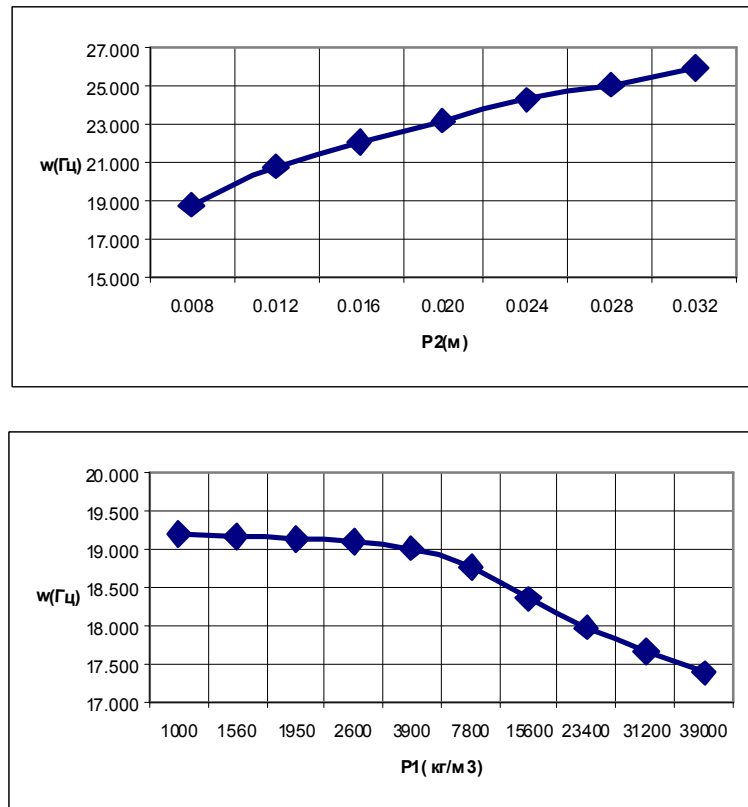


Рис. 10. Залежності  $\omega_1^D(p_1, p_2)$  (нижня деформаційна частота)

3. Отримані залежності частот коливань від варіюваних параметрів дозволяють розв'язувати задачі обґрунтування конструкційних і технологічних параметрів вібраційної вибивної машини.

4. Як показав аналіз форм коливань, при значному стоншуванні стінок деформаційні форми мігрують у нижній діапазон частот, при цьому відповідні власні частоти стають нижчими, ніж власні частоти «трансляцій». У зв'язку з цим представляє інтерес визначення таких параметрів, при яких відбувається вирівнювання власних частот, що відповідають формам трансляційних і деформаційних коливань.

5. Запропоновано розширений, порівняно з традиційними підходами, набір критеріїв-обмежень для синтезу параметрів віброударної машини за динамічними характеристиками. Він, на відміну від відомих, враховує можливість ударного резонансу не лише на основній, нижній, але і на вищих частотах деформаційного спектра проектованої машини.

Таким чином, необхідно реалізовувати запропонований інструмент для параметричного аналізу та синтезу з метою використання в процесі проектування реальних конструкцій вібромашин. Варто звернути увагу також на можливість варіювання структури і маси машини в процесі проектування та при її експлуатації. Крім цього, бажано сформулювати деякий єдиний інтегральний критерій для синтезу параметрів проектованих вібромашин. Означені задачі є предметом подальших досліджень.

## Література

1. Барчан Е. Н. Экспериментальное исследование динамических процессов в вибивной машине с дебалансным приводом / Е. Н. Барчан, Н. А. Ткачук, А. В. Грабовский // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". – Харків : НТУ „ХПІ”, 2007. – № 3. – С. 17-23.
2. Барчан Е. Н. Экспериментальное исследование динамических процессов в оптимизированной вибивной машине / Е. Н. Барчан, В. А. Шкода, В. В. Просняк [та ін.] // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". – Харків : НТУ „ХПІ”. – 2007. – № 23. – С. 26-32.
3. Барчан Є. Моделювання динаміки вибивної машини з дебалансним приводом / Є. Барчан, М. Ткачук, А. Грабовський // 8-й міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. Праці. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2007. – С. 79.
4. Барчан Є. М. Комп'ютерне моделювання динаміки і напружено-деформованого стану просторових конструкцій / Є. М. Барчан, А. В. Грабовський, О. В. Мартиненко [та ін.] // Мат. доповіді на Міжнародній науково-технічній конференції пам'яті академіка В.І. Моссаковського „Актуальні проблеми механіки суцільного середовища і міцності конструкцій”. – Дніпропетровськ: ДНУ. – 2007. – С. 236-238.
5. Грабовський А. В. Методы исследования динамики инерционных вибромашин и определение действующих нагрузок в виброударной системе / А. В. Грабовський //

Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". – Харків: НТУ „ХПІ”, 2009. – № 12. – С. 61-80.

6. *Грабовский А.В.* Методы и алгоритмы верификации сил ударного взаимодействия в виброударных системах / А.В. Грабовский // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков: ХГАЖТ, 2010. – № 3/9(45). – С. 42-46.

7. *Tkachuk N. N.* An approach to identification of impact interaction model for a vibroimpact system / N. N. Tkachuk, A. V. Grabovskiy, N. A. Tkachuk // The Third International Conference Nonlinear Dynamics – 2010. – Харків: ООО «ЭДЕНА». – 2010. – С. 207-212.

8. *Ткачук Н. А.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н. А. Ткачук, Г. Д. Гриценко, А. Д. Чепурной [и др.] // Механика та машинобудування. – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2006. – № 1. – С. 57-79.

9. *Горский А. И.* Расчет машин и механизмов автоматической линии литейного производства. – М.: Машиностроение. – 1978. – 551 с.

10. *Барчан С. М.* Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибивної транспортуючої машини для

формувань ліній крупного литва : авт-р. канд. техн. наук : 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович – Маріуполь. – 2008. – 22 с.

11. *Пановко Я. Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара / Я. Г. Пановко. – 4-е изд., перераб. и доп. – Л.: Политехника. – 1990. – 272 с.

12. *Вибрации в технике: Справочник / Т. 4.* Вибрационные процессы и машины. – М.: Машиностроение, 1981. – 512 с.

Отримана 25.06.10

*І. Артёмов<sup>1</sup>, В. Кліпін<sup>1</sup>, Ю. Костенко<sup>2</sup>, А. Грабовський<sup>2</sup>, М. Ткачук<sup>2</sup>*

**Синтез структури та параметрів вібромашин за критерієм відлаштування від резонансних режимів**

<sup>1</sup>Головний спеціалізований конструкторсько-технологічний інститут, м. Маріуполь

<sup>2</sup>National Technical University «KhPI», Kharkiv

*In the paper numerical researches of vibroshock machines hulls parameters influence on their dynamic characteristics are described. Influence of hulls elements thickness and size of added masses is analyzed on translational and deformation vibrations frequencies. Criteria and limitations are offered for the task solution of these machines parameters synthesis.*

## Інформація

### 8-th EUROPEAN SOLID MECHANICS CONFERENCE

9 July 2012 – 13 July 2012

Graz, Austria

The first European Solid Mechanics Conference (ESMC) was held in Munich in 1991. This very successful conference initiated a tri-annual series with subsequent conferences held in Genova, Stockholm, Metz, Thessaloniki, Budapest and Lisbon. The 8th European Solid Mechanics Conference will take place at the Grazer Congress, under the auspices of EUROMECH, during July 9-13, 2012. The aim of the ESMC is to provide a forum for scientists and engineers to exchange ideas on the current state-of-the-art in the mechanics of solids, on new concepts and ideas and to identify important new directions for research.

We invite you to participate in this conference and to contribute to any topic of your scientific interest. The General (contributed) Sessions for this conference have been organized into seven main areas:

Continuum Mechanics  
Material Mechanics  
Computational Mechanics  
Multifield Problems  
Structural Mechanics  
Experimental Mechanics  
Dynamics

In addition, Mini-Symposia will be organized in a range of specialized topics.

Two joint **EUROMECH-ECCOMAS** mini-symposia on  
“**Science and Technology of Composites Manufacturing Processes**” and  
“**Virtual Testing of Composites**”  
will be organized during the Conference.

**Contact:**

*Prof. G.A. Holzapfel*  
E-mail: [holzapfel@tugraz.at](mailto:holzapfel@tugraz.at)