

мінімальний знос робочих поверхонь, можливість транспортування і вибивки гарячих виробів, забезпечення механізації і автоматизації трудомістких виробничих процесів.

Проте реалізація вказаних процесів для *крупного* литва пов'язана з необхідністю ретельного вивчення динаміки істотно нелінійної системи вибивних транспортуючих машин (ВТМ), оскільки оптимальні закони руху робочих органів, що забезпечують процес вібраційного переміщення виробів, виявляються як результат взаємодії високого технологічного навантаження і робочого органа. Більш того, на нормальне функціонування машини неминуче впливають супроводжувачі робочий процес пружні коливання вантажонесучих органів. Необхідність забезпечення надійності, довговічності, навантажувальної здатності і якості роботи ВТМ прямо пов'язана з постановкою задач про динаміку і визначення рівнів навантаження елементів робочих органів, а також забезпечення міцності на етапі проектування даних машин [1-5].

Актуальність теми. Процес розробки і вдосконалення ВТМ для великогабаритного литва стримується відсутністю моделей для аналізу динамічних процесів в них з урахуванням специфічних умов їх експлуатації і виникаючих при цьому вимог. Так, при проектуванні автоматизованої формувальної лінії крупного вагонного литва на ВАТ „Азовмаш” (м. Маріуполь) виникла актуальна і важлива задача вибору раціональної структури і параметрів конструкції вибивної транспортуючої машини, що є завершальною ланкою в технологічному процесі виробництва великогабаритних виливок. Конструкція проектованої ВТМ повинна забезпечувати: високу надійність і довговічність роботи, оскільки простій автоматизованої формувальної лінії, в якій ВТМ є незамінною ланкою, приносить значні збитки; ефективну вибивку грудки з виливком, причому інерційно-жорсткісні параметри ВТМ є достатньо стабільними, тоді як властивості формувальної суміші (жорсткість, демпфування, міцність) є змінними; достатню навантажувальну здатність і віброміцність, оскільки маса грудок з виливками, що поступають на вибивні грати, досягає 10т, а частота виникаючих коливань – 16 Гц .

У поєднанні з вимогами мінімальної металоемності і достатньої міцності даний комплекс критеріїв і обмежень приводить до необхідності розв'язання складної задачі оптимального синтезу вибивної машини як динамічної віброударної системи, в т.ч. з урахуванням і управлінням спектром власних коливань конструкції і як жорсткого, і як пружного тіла. В даний час для ВТМ такого типу і в розрізі таких вимог методика розв'язання подібних задач відсутня. У цих умовах ефективним способом розв'язання задачі подібного класу є розрахунково-експериментальний метод (РЕМ). У зв'язку з цим створення і розвиток методів розрахунково-експериментального дослідження динамічної системи вибивної машини для науково обгрунтованого вибору параметрів машини за критеріями довговічності, надійності, навантажувальної здатності, віброміцності, працездатності і мінімальної металоемності є актуальною і важливою науково-практичною задачею оптимального проектування і вдосконалення машин даного класу.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка нових методів розрахунку і синтезу вибивної машини для оснащення автоматизованих ліній

крупного литва на основі розрахунково-експериментального моделювання динамічних процесів, а також створення і вдосконалення на цій основі конструкції ВТМ з високими технічними характеристиками для оснащення лінії крупного вагонного литва з урахуванням власних коливань металоконструкції як пружного деформованого тіла.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні *задачі*:

- розробка теоретичних основ синтезу конструктивних параметрів вибивної машини на основі розрахунково-експериментального моделювання динамічних процесів і реалізація їх у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу (ПМК);
- розрахунково-експериментальне визначення параметрів динамічної моделі вибивної машини;
- числове моделювання динамічних процесів, визначення характеристик і обгрунтування раціональних параметрів вибивної машини у складі автоматизованої лінії крупного вагонного литва;
- експериментальні і виробничі випробування вдосконаленої вибивної машини;
- впровадження результатів досліджень у виробництво.

У статті розглядаються:

1. Метод синтезу вибивної машини як складної динамічної системи з урахуванням пружних коливань металоконструкції на основі узагальненого параметричного опису і розрахунково-експериментальної технології моделювання динамічних процесів.
2. Комплекс параметричних моделей вибивної машини: математична модель динамічних процесів; геометричні моделі; моделі технологічних режимів навантаження; експериментальні моделі; скінченно-елементні моделі (СЕМ).
3. Результати числових і експериментальних досліджень динамічних процесів, визначення значущих чинників і параметричного аналізу машини на основі розробленого програмно-модельного комплексу.
4. Науково обгрунтовані рекомендації по вдосконаленню ВТМ.
5. Конструкція і раціональні параметри ВТМ у складі унікальної автоматизованої лінії крупного вагонного литва у ВАТ „Азовмаш”.

Наведений в статті аналіз конструкції існуючих вибивних машин і методів їх розрахунку дозволяє зробити висновок про складність застосування традиційних і сучасних методів розрахунку динамічних процесів через специфічні умови роботи, вимоги і критерії, яким повинна задовольняти ВТМ для чищення крупного литва у складі автоматизованої формувальної лінії. Забезпечення надійності, високої навантажувальної здатності, віброміцності, мінімальної металоемності є ключовим моментом при проектуванні вибивної машини. Необхідність забезпечення цих вимог, що пред'являються до конструкції ВТМ із заданим ресурсом, прямо пов'язана з постановкою задачі про визначення рівнів навантаженості елементів робочих органів на етапі проектування машин даного класу. У зв'язку з цим виникає актуальна і важлива

науково-практична задача розробки методів моделювання динамічних процесів в досліджуваній віброударній системі, характеристик вибивної машини і обґрунтування її оптимальних параметрів. У роботі намічені шляхи розв'язання цієї задачі та визначені етапи досліджень.

Теоретичні основи синтезу конструктивних параметрів вибивної машини на основі розрахунково-експериментального моделювання динамічних процесів на прикладі ВТМ для очищення крупного вагонного литва. Вибивна транспортуюча машина є замикаючою ланкою складі автоматизованої формувальної лінії і призначена для відділення виливків від формувальної суміші (вага грудки формувальної суміші з виливком в даному випадку 10т) і їх транспортування (рис. 1). Згідно з умовами роботи, вимогами, що пред'являються до ВТМ, у загальному вигляді задача оптимального проектування може бути представлена у вигляді:

$$I(p, h) \rightarrow \min; \quad L(p, u, t) = 0; \quad G(p, h) \geq 0, \quad (1)$$

де I – функціонал якості, який визначає основні вимоги до конструкції ВТМ с заданими параметрами p та характеристиками h ; L – оператор задачі аналізу руху (динаміки) елементів вибивної машини при змінних стану динамічної системи u , заданих параметрах p в будь-який момент часу t ; G – обмеження на параметри p (задаються) та характеристики $h = h(u)$ (обчислюються).

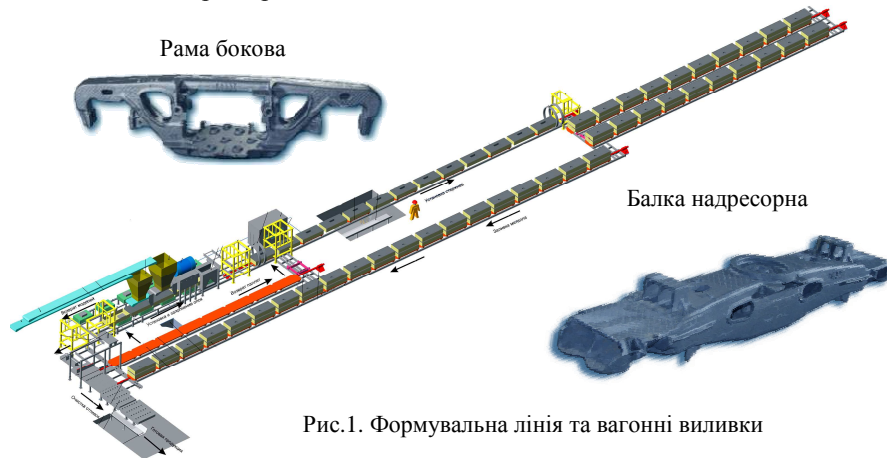


Рис.1. Формувальна лінія та вагонні виливки

У зв'язку з неможливістю розв'язання задачі в повному обсязі існуючими на даний час методами аналізу і синтезу вибивних машин був запропонований новий метод: на рис. 2 показані етапи аналізу процесів і синтезу параметрів динамічної системи вибивної машини. Тут поєднуються етапи створення математичної моделі ВТМ (I, рис. 2), числового моделювання динамічної системи (II), експериментальних досліджень на спеціально створеному стенді (III), верифікації частини параметрів загального параметричного простору (IV), синтезу частини параметрів динамічної системи (V) і створення адекватної числової

моделі, що поєднує параметри, які верифікуються і оптимізуються.

Принциповою новизною і особливостями запропонованого підходу є поєднання всіх моделей, етапів і результатів досліджень з набором зворотних зв'язків, з можливістю вбудовування в процес проектування. Крім того, всі потоки інформації в ході проектування ВТМ за динамічними, міцнісними характеристиками, за критерієм мінімальної металоємності, заданою навантажувальною здатністю, вібростійкості, надійності і довговічності в межах запропонованої технології прозорі, доступні і контрольовані.

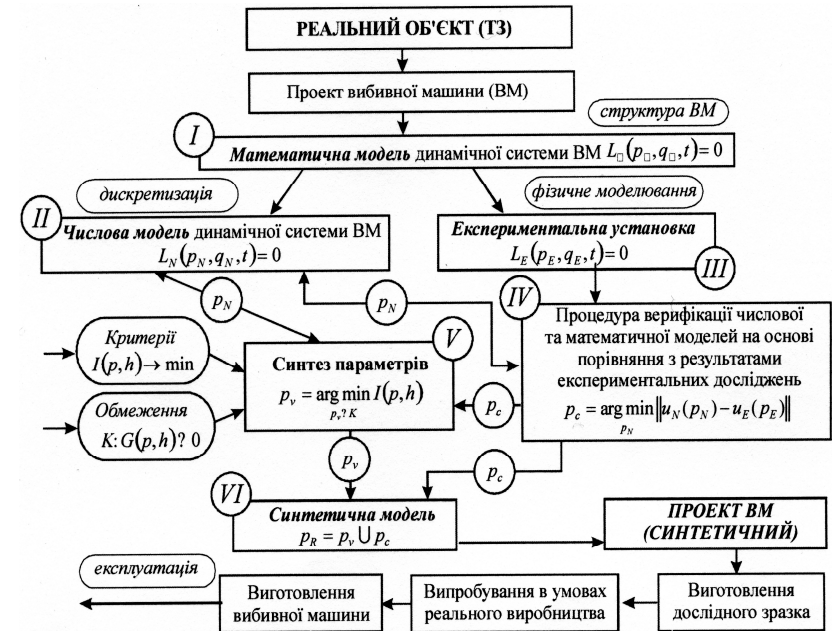


Рис. 2. Етапи розв'язання задач аналізу процесів і синтезу параметрів динамічної системи вибивної машини

Як основні критерії в ході проектування вибивної машини як складної динамічної системи можуть виступати: I_1 – маса машини; I_2 – довговічність; I_3 – напруження в конструкції вибивної машини, а також інші критерії. При цьому можна формувати синтетичні критерії:

$$I = \sum_i \alpha_i I_i, \quad (2)$$

де α_i – вагові коефіцієнти, що задаються.

Обмеженнями при виконанні проектних досліджень ВТМ можуть виступати: обмеження міцності G_1 ; G_2 – обмеження по амплітудах переміщень, швидкостей і прискорень елементів динамічної системи; G_3 – обмеження влас-

них частот коливань вибивної машини як пружної конструкції і т.д.

Числова модель динамічної системи утворюється з використанням традиційної схеми побудови рівнянь Лагранжа 2-го роду, що описується набором узагальнених координат q_k :

$$d(\partial T / \partial \dot{q}_k) / dt - \partial T / \partial q_k = Q_k, k = 1, \dots, N, \quad (3)$$

де T – повна кінетична енергія системи в узагальнених координатах q_k та узагальнених швидкостях \dot{q}_k ; Q_k – k -а узагальнена сила, N – кількість узагальнених координат (число ступенів вільності).

Як функціонал відповідності результатів числових і експериментальних досліджень E можуть бути використані різні норми різниць часових розподілів $u_N(t), u_E(t)$:

$$E(u_N, u_E) = \|u_N - u_E\|. \quad (4)$$

Передбачається, що експериментальні дослідження динамічних процесів для визначення $u_E(t)$ здійснюються за допомогою динамічної тензометрії.

Для числового моделювання динамічних процесів у вибивній машині, тобто для розв'язання системи диференціальних рівнянь (3)

$$M(q, t)\ddot{q} = Q(q, \dot{q}, t), \quad (5)$$

де M – матриця мас системи; q – стовбець узагальнених координат (у даному випадку – 12 ступенів вільності, по 6 – вибивної машини та технологічного вантажу), Q – вектор узагальнених сил, застосовуються різні числові методи, наприклад, Рунге-Кутта. Для мінімізації функціоналів (2), (4) передбачається використовувати різні варіанти методу покоординатного спуску з проекцією на обмеження G :

$$p_{v_i}^{(k+1)} = p_{v_i}^{(k)} - \delta(\partial I / \partial p_{v_i}); \quad p_{c_j}^{(m+1)} = p_{c_j}^{(m)} - \chi(\partial \mathcal{E} / \partial p_{c_j}), \quad (6)$$

де $\delta: \{G(\delta) \geq 0; I(\delta) \rightarrow \min; I(\delta) < I(0)\}$,

$$\chi: \{G(\chi) \geq 0; \mathcal{E}(\chi) \rightarrow \min; \mathcal{E}(\chi) < \mathcal{E}(0)\}$$

параметри, що визначаються умовами спадання I , \mathcal{E} , прискорення швидкості збіжності і виконання обмежень.

Задавшись загальною технологією аналізу і синтезу параметрів динамічної системи ВТМ (див. рис. 2), а також визначивши моделі, методи і алгоритми для числового розв'язання поставленої задачі, можна переходити до програмної реалізації. Пропонується 2 шляхи розв'язання задач аналізу динамічних процесів: створення програмних модулів в середовищі пакету математичних обчислень Maple; моделювання процесу в середовищі САЕ-систем.

Структурна схема для організації процесу досліджень ВТМ (рис. 3) базується на реалізації запропонованої розрахунково-експериментальної технології, при цьому використаний ітераційний процес уточнення параметрів (зворотний

зв'язок IV-III, V-III). Для організації проведення досліджень за запропонованою схемою створений програмно-апаратний комплекс „ПАК-УВЛ” (рис.4). До основних достоїнств запропонованої схеми слід віднести наявність єдиного



Рис.3. Дослідження динаміки та напружено-деформованого стану ВТМ

роботи. Тому можна заключити, що розроблений метод представляє ефективний інструмент розв'язання поставленої задачі із залученням найсучасніших технологій моделювання і програмно-апаратних засобів.

Розрахунково-експериментальне визначення динамічної моделі вибивної машини. Експериментальні дослідження проводилися на дослідно-промисловому зразку працюючої ВТМ при її номінальному експлуатаційному навантаженні (рис. 5). Вимірювання напружень виконувалися на найбільш навантажених вузлах вибивної машини – підгратових



Рис.4. Схема інформаційних потоків в створюваному програмно-апаратному комплексі „ПАК – УВЛ”

номінальному експлуатаційному навантаженні (рис. 5). Вимірювання напружень виконувалися на найбільш навантажених вузлах вибивної машини – підгратових

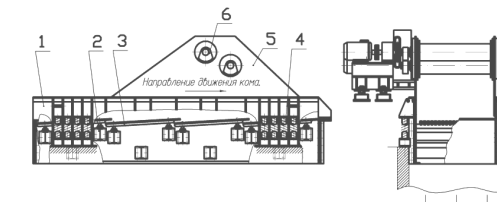


Рис.5. Загальний вигляд дослідно-промислової вибивної машини з дебалансовим приводом:

- 1 – корпус; 2 – підгратові балки;
- 3 – грати колосникові; 4 – амортизатори; 5 – опори дебалансів;
- 6 – дебаланси

балках і стінках дебалансів.

Схема установки тензорезисторів показана на рис. 6. Характер динамічних напружень, отриманих в результаті випробувань, представлений на графіках (рис. 7). Найбільші величини напружень наведені в табл. 1.

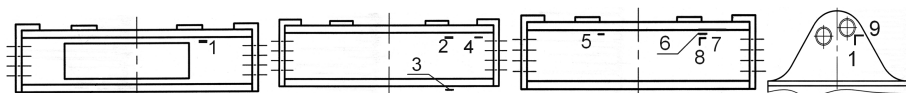


Рис.6. Схема установки тензорезисторів на підгратових балках і стінках дебалансів

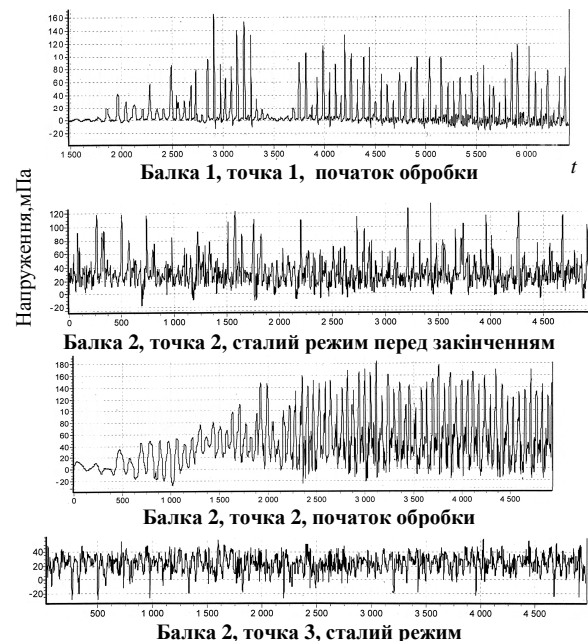


Рис.7. Характер динамічних напружень за результатами випробувань (2000 од. \approx 1 с) МПа

Таблиця 1

Максимальні динамічні напруження в елементах, МПа

Досліджуваній елемент	№ тензорезистора	Напруження
Підгратова балка №1	1	172
Підгратова балка №2	2	157
Підгратова балка №3	5	106
Права стінка дебалансів	10	23,4
Ліва стінка дебалансів	11	15,2

За результатами випробувань можна зробити висновок: металоконструкція підгратових балок та опор дебалансів має недостатню міцність, тому що дійсні напруження в підгратовій балці перевищують межу витривалості, що призвело до появи тріщин по живому металу (рис. 8); недостатня міцність щік (стінок) опор дебалансів; сильні вібрації окремих елементів. Як впливає з аналізу результатів розрахунково-експериментальних досліджень, найбільш значущими чинниками і проблемними елементами конструкції є: динамічне і ударне навантаження від дебалансового приводу і робочого вантажу; втомна міцність підгратових балок і стінок опор валів; конструктивні параметри і виконання стінок опор дебалансів і перетинів підгратових балок.

При числовому дослідженні динамічних

характеристик дослідно-промислового зразка ВТМ виявлена велика ймовірність збігу частот збуджуючих навантажень з частотами власних коливань корпусу (рис. 9). Моделювання динамічного процесу показало збіг з характером динамічних напружень за результатами випробувань (рис. 10), що служить додатковим аргументом на користь точності числового моделювання динаміки (рис. 10, рис.7).

При оцінюванні параметрів ударної дії робочого вантажу і динамічної дії де-

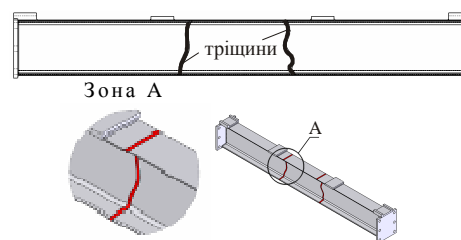


Рис.8. Місця руйнування підгратових балок

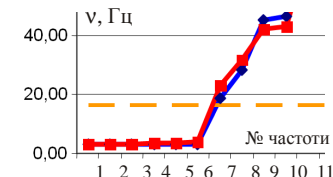


Рис.9. Динамічні характеристики дослідного зразка ВМ (маркери – власні частоти; штрихова лінія – рівень частоти збуджуючого навантаження)

балансового приводу можна відзначити високий ступінь відповідності отриманих числових результатів експериментальним даним (різниця – близько 10%), що дає підстави стверджувати про отримання задовільної розрахунково-експериментальної оцінки: близько 0,5 МН – амплітудне значення зусиль від дебалансових валів; 2,5 МН – від дії технологічного вантажу. Частота збудження від дії дебалансових валів – 16 Гц. З цієї ж частотою діє імпульсне навантаження (тривалість імпульсу – близько 10 мс, рис. 7, рис.10).

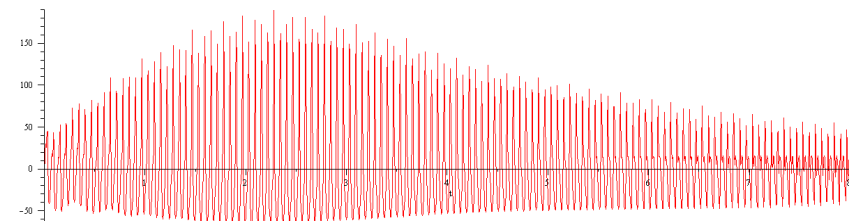


Рис.10. Структура розподілу прискорень по результатам моделювання динамічного процесу в середовищі Maple і в модулі CosmosMotion

За результатами досвіду використання запропонованого методу в умовах дослідження дослідного зразка вибивної машини можна зробити висновки. Метод забезпечує високу ефективність, оперативність, достовірність, точність і низьку вартість досліджень. Результатом застосування методу (або його часткової схеми) можуть бути отримані або узгоджені розподіли шуканих переміщень, прискорень вибивної машини, зусиль навантажень, напружень, або узгоджена розрахункова модель, готова для проведення подальших числових досліджень (в даному випадку отримані і використовуються обидва результати). Визначені на етапі розрахунково-експериментальних досліджень параметри

і значущі чинники є основою при побудові динамічної моделі ВТМ, що забезпечує високу точність і достовірність отримуваних результатів, оскільки при цьому фіксується дія всіх реальних чинників в їх сукупності. Клас конструкцій і явищ, на які може бути поширений запропонований метод досліджень, достатньо широкий, а сам метод достатньо гнучкий і легко модифікується. Таким чином, основним результатом розрахунково-експериментальних досліджень є адекватна і точна числова модель досліджуваної віброударної динамічної системи і проблемні чинники, які стримували розв'язання задачі традиційними методами.

Числове моделювання динамічних процесів і характеристик вибивної машини. Дослідження вибивних машин, що раніше проводилися, мають такий недолік, що не враховують повний спектр власних частот коливань ВТМ. В основному беруться до уваги тільки коливання вибивної машини як абсолютно твердого тіла на пружних опорах. В той же час для машин такої маси і габаритів виникає небезпека попадання частоти збурюючого навантаження в інтервал власних частот. У зв'язку з цим надалі слід розрізняти *трансляційні* форми коливань ВТМ (переважно як жорсткого тіла) і *деформаційні* (в основному за рахунок деформації її корпусу). Власні частоти відповідно позначаються p_T і p_D . Враховуючи, що руху ВТМ як твердого тіла відповідають 6 ступенів вільності, запишемо вимогу до спектру власних частот $\omega = 2\pi\nu$:

$$K_p^T \cdot p_6 \leq \omega \leq p_7 / K_p^D, \quad (7) \quad \text{або} \quad K_p^T \cdot p_T^6 \leq \omega \leq p_D^1 / K_p^D, \quad (8)$$

де K_p^T – коефіцієнт перевищення, $K_p^T = 3 \div 4$; K_p^D – коефіцієнт запасу по нижній власній деформаційній частоті. Коректна постановка вимагає для визначення спектру $p = \{p_T, p_D\}$ розглядати всю систему „металоконструкція – опори ВТМ” у взаємозв'язку методом скінчених елементів. Оскільки в цьому випадку сполучаються система із скінченим числом ступенів вільності і система з нескінченим числом ступенів вільності, то доцільно залучити для визначення власних частот всієї системи метод скінчених елементів (МСЕ). При цьому власні частоти p визначаються з рівняння:

$$(K - M p^2)u = 0, \quad (9)$$

де K , M – матриці жорсткості и мас системи; u – вектор вузлових переміщень.

Розв'язання задачі про власні значення (9) дає спектр власних частот p_s , $S = 1, \dots, N$, де N – кількість ступенів вільності скінченно-елементної моделі системи „металоконструкція ВТМ – опори”, а також множину відповідних форм коливань u_s . Для виділення зі всього спектру p_s трансляційних p_i^T і деформаційних p_i^D частот коливань потрібен аналіз форм коливань. Проте зазвичай нижчі частоти вибивної машини p_1 - p_6 відповідають трансляційним формам коливань, а частоти p_7, p_8, \dots – деформаційним формам. Тоді умову (8) можна переписати у вигляді:

$$K_p^T \cdot p_6 \leq \omega \leq p_7 / K_p^D, \quad (10) \quad \text{або} \quad K_p^T \cdot p_T^6 \leq \omega \leq p_D^1 / K_p^D, \quad (11)$$

Позначаючи через ζ відносну частоту:

$$\zeta_s = p_s / \omega, \quad (12)$$

співвідношення (7) і (8) можна представити у вигляді:

$$K_p^T \cdot \zeta_6 \leq 1 \leq \zeta_7 / K_p^D, \quad (13) \quad K_p^T \cdot \zeta_T^1 \leq 1 \leq \zeta_D^1 / K_p^D, \quad (14)$$

Умови (10), (11), (13), (14) при заданих K_p^T , K_p^D є задачею відстроювання спектру власних частот коливань машини від частоти збурюючого навантаження (рис. 11).

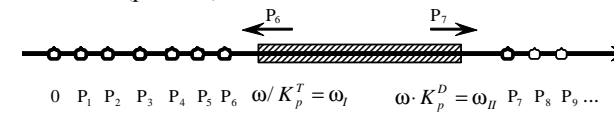


Рис. 11. До задачі відстроювання спектра власних частот ВТМ від частот збурюючої сили

Формально задачу можна поставити у вигляді недопущення частот p_6 , p_7 всередину інтервалу $[\omega_I, \omega_{II}]$ (див. рис. 11) або про видалення частот p_6 , p_7 з даного інтервалу.

Як варійовані чинники для досліджуваної вибивної машини були визначені: P_I – конструктивне виконання опор балансирів; P_{II} – товщина шік балансирів; P_{III} – параметри поперечного перетину підгратових балок ВТМ. Вони і були прийняті як варійовані узагальнені параметри, в просторі яких і проводиться розв'язання задач (10)-(13). Оскільки (окрім товщини стінок) ці параметри важко відобразити в числовому вигляді, то як числовий параметр – „посередник” цих параметрів можна прийняти масу металоконструкції: $m = m(P_I, P_{II}, P_{III})$. В цьому випадку можна отримати зрізи залежностей власних частот коливань від маси для тих чи інших варійованих параметрів P_I , P_{II} і P_{III} . При цьому варіювання цих параметрів проводиться так, щоб залежність $m(P_i)$ носила монотонний характер (будь-то при зміні товщини шік, розмірів перетину або номерів конструктивних рішень опор з розміщенням ребер жорсткості).

Розглянемо спектр власних частот ВТМ при зміні конструктивного виконання (обребріння) опор дебалансів і зміні товщини шік дебалансів. Всього розглянуто 6 варіантів обребріння (рис. 12) та 5 варіантів товщини шік від 10мм до 30мм для №3 обребріння. На рис. 13 наведені графіки залежності частот коливань від маси вибивної машини. На рис. 14 наведені графіки залежності частот коливань від маси ВТМ при зміні товщини шік. Видно, що вибір варіанту оребріння і товщини шік істотно позначається на спектрі власних частот її коливань. Це дозволяє розглядати ці два узагальнені параметри в числі значущих варійованих параметрів, управління якими дає можливість розв'язувати задачу частот-

ного відстроювання, а, отже, і зміни НДС ВТМ.

Розглянемо вплив перетину підгратових балок на спектр власних коливань ВТМ. Для визначення впливу третього узагальненого параметра P_{III} на спектр власних частот коливань вибивної машини були розглянуті 4 варіанти двотаврових перетинів і балки коробчастого перетину (рис. 15). На рис. 16 представлені залежності власних частот від маси ВТМ. При варіюванні поперечних перетинів підгратових балок власна частота p_D^1 слабо змінюється. Отже, цей параметр важливий у випадку, якщо необхідно зміцнити конструкцію ВТМ, неістотно змінюючи її власні частоти. Підсумовуючи проведені дослідження про вплив 3-х узагальнених параметрів на спектри власних частот конструкцій ВТМ, можна зробити висновок, що цілеспрямованою зміною перших двох параметрів можна добитися частотного відстроювання ВТМ від резонансних режимів роботи, а зміною третього можна досягти зміцнення всієї конструкції в цілому і підгратових балок – зокрема. Аналіз представлених результатів дозволяє виділити рекомендований варіант, що відповідає товщині щік $P_{II} = 30$ мм і варіанту обрєбріння $P_{III} = №3$, а також вибору коробчастого перетину підгратової балки.

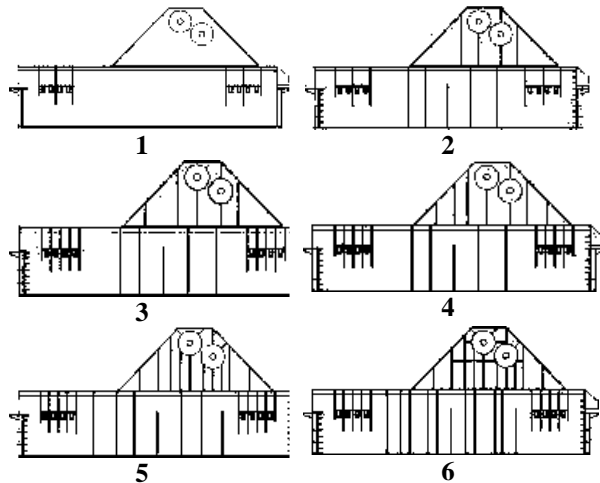
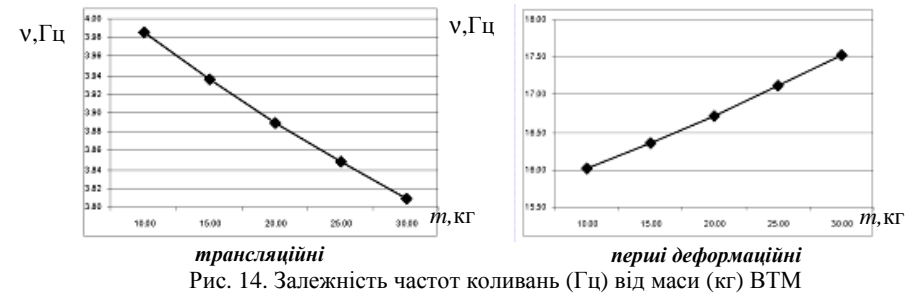


Рис.12. Варіанти обрєбріння вибивної машини

Рис. 13: Two line graphs showing the dependence of natural frequencies on the mass of the VTM. The left graph shows the transmission frequency (Гц) decreasing from approximately 3.98 to 3.76 as mass increases from 12608 to 8914232.33 kg. The right graph shows the first deformation frequency (Гц) increasing from approximately 12.5 to 18.8 as mass increases from 12608 to 8914232.33 kg.

трансляційні

Рис. 13. Залежність частот коливань (Гц) від маси (кг)



трансляційні

Рис. 14. Залежність частот коливань (Гц) від маси (кг) ВТМ

перші деформаційні

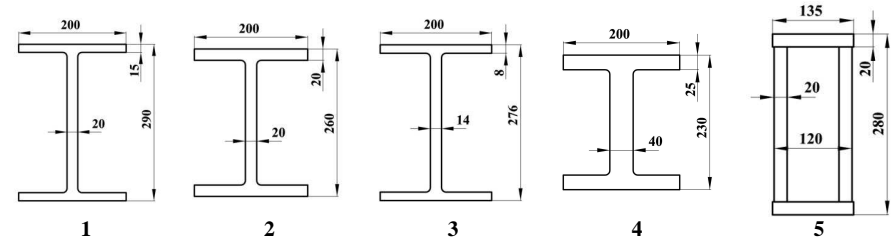
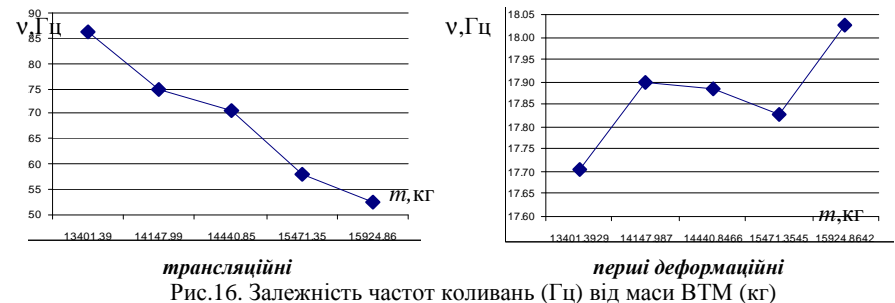


Рис. 15. Варіанти поперечних перетинів балок



трансляційні

Рис.16. Залежність частот коливань (Гц) від маси ВТМ (кг)

перші деформаційні

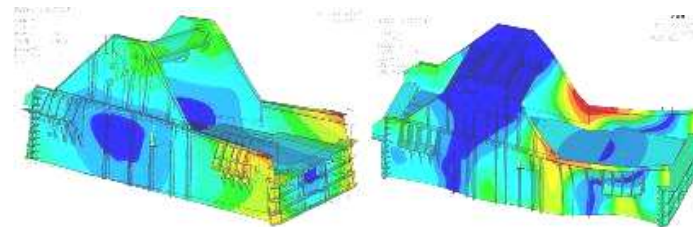


Рис.17. Перша та п'ята форма власних коливань, зумовлені деформацією корпусу вибивних транспортуючих машин

При числовій перевірці рекомендацій по вибору раціональних параметрів ВТМ (досліджено ще 12 варіантів) необхідно відзначити: ідентичність розподілу швидкостей і прискорень ВТМ початкового і кінцевого варіантів; в той же час її міцність стала кращою (рис. 17, 18); при дослідженні власних форм коливань

ВТМ видно, що частоти навантаження знаходяться в інтервалі між максимальними трансляційними і мінімальними деформаційними частотами (рис.18, 19), тобто ВТМ працює в зарезонансному режимі за трансляційними частотами, та у дорезонансному – за деформаційними.

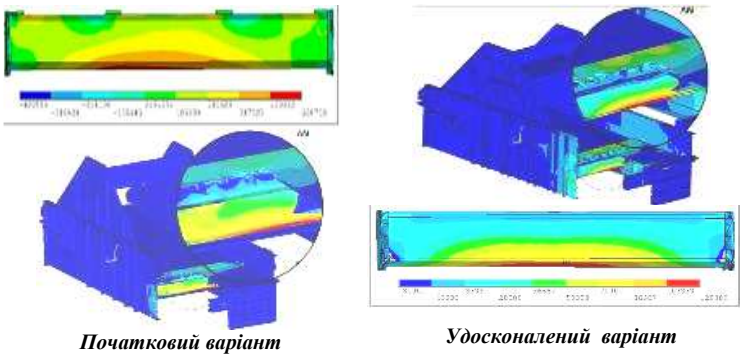


Рис. 18. Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом у корпусі ВТМ та у підгратковій балці

Експериментальне дослідження нової модернізованої вибивної машини, створеної на основі розроблених рекомендацій. Методом електротензометрії виконані дослідження динамічного процесу і напружень у відповідальних елементах конструкції. Виміри динамічних напружень виконувалися на підгратових балках коробчастого перетину і стінках опор дебалансових валів.

Рівень напружень, наведених в табл. 2, свідчить про достатню міцність досліджуваних елементів вдосконаленої конструкції ВТМ. Таким чином, була спроектована працездатна, надійна, з прийнятною металоемністю конструкція ВТМ, що відповідає всім технічним вимогам і впроваджена у діюче виробництво (рис. 20). Технічні дані: вантажопідйомність – 100 кН (10 Тс); розміри робочого полотна: довжина – 5800 мм, ширина – 2000 мм; найбільша продуктивність – 5 ф/ч; максимальна амплітуда коливань полотна: вертикальна – 4,8 мм, горизонтальна – 2,8 мм; максимальна швидкість транспортування – 1,8 м/хв; електродвигун: потужність, кВт/оберти – 44 (2х22)/960 об/хв; габаритні розміри: довжина – 6300 мм, ширина – 4300 мм, висота – 2750 мм; маса

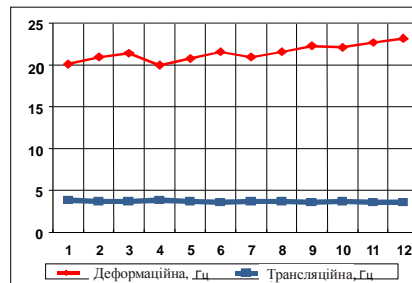


Рис. 19. Спектр власних частот ВТМ для 12-ти наборів параметрів

Таблиця 2

Напруження σ , МПа	Підгратова балка				
	1	4	7	10	12
max розтяг.	48	44	75,5	50	15
max. стиск.	-27	-79	-40	-52	-87



Рис.20. Вибивна машина з раціональними параметрами

– 21060кг.

Аналізуючи результати експлуатації вибивної машини протягом 5-ти років, слід зазначити: правильність вибору конструктивних параметрів окремих вузлів і механізмів; відсутність поломок, виходу з строю базових деталей, що свідчить про достатню розрахункову міцність конструкції; збільшення обсягу виробництва крупного вагонного литва за рахунок

усунення простоїв. Цим підтверджується адекватність розроблених математичних моделей, точність отриманих результатів та достовірність рекомендацій.

Висновки

1. У роботі запропонований новий метод обґрунтування параметрів великотонажних ВТМ для очищення крупних виливків на основі параметричного опису машини як віброударної системи і розрахунково-експериментального моделювання робочого процесу, а також проведено з його застосуванням проектування і вдосконалення ВТМ у складі автоматизованої лінії для виробництва елементів вагонних візків за критеріями навантажувальності здатності, віброміцності, надійності, якості роботи, довговічності і металоемності, що в сукупності є новим розв'язанням актуального і важливого для виробництва і машинознавства науково-технічного завдання.

2. Дістав подальший розвиток метод розрахунку високотонажних вибивних транспортуючих машин, що, на відміну від традиційних, враховує вплив пружно-інерційних характеристик металоконструкції та власних частот коливань машини на робочий процес і на віброміцність машини, а також здійснений процес частотного відстроювання нижньої власної деформаційної частоти від частоти навантаження на 40-50% за рахунок раціонального вибору товщини опор дебалансових валів і посилення бічних стінок машини.

3. Розроблена нова методика досліджень, у якій на основі узагальненого параметричного опису складних механічних систем, методів теорії механізмів і машин і методу скінчених елементів побудований єдиний взаємозв'язаний комплекс математичних, числових і експериментальних моделей, що взаємодоповнюються і взаємоперетинаються, чим досягається наскрізна параметризація всіх етапів досліджень.

4. Відмітною особливістю постановки задачі оптимального синтезу структури і параметрів ВТМ, яка запропонована в роботі, є паралельне розв'язання задач визначення параметрів створюваних динамічних моделей машини, і власне оптимізація структури та параметрів вже на основі моделей, верифікованих на стадії розрахунково-експериментальних досліджень.

5. У статті викладений новий варіант розрахунково-експериментального визначення параметрів динамічних моделей машини, де на першій стадії спеціально виготовляється дослідний зразок машини, який випробовується в реальних

умовах експлуатації, визначаються значущі чинники процесу, проблемні частини конструкції, а створювані їй динамічні моделі використовують отриману інформацію як базу для верифікації параметрів числових моделей, зокрема, законів розподілу і величин діючих навантажень. При цьому забезпечується точність визначення навантажень на рівні 10%.

6. На основі створеного в роботі програмно-модельного комплексу здійснено багатоваріантне моделювання динамічних процесів, дослідження частотних характеристик і напружено-деформованого стану вибивної транспортуючої машини, внаслідок чого розроблені конкретні рекомендації по вдосконаленню конструкції.

7. Шляхом обґрунтованого в роботі раціонального вибору товщини стінок опор приводних валів (збільшення до 30 мм проти 16 мм в первинному варіанті), установкою додаткового обрешітіння бічних стінок вибивної машини і заміною двотаврового поперечного перетину опорних балок на коробчастий профіль (товщиною стінок 20 мм і габаритами 310x135 мм) усунені вібраційні перевантаження всієї машини, ліквідовані причини втомного руйнування опор приводних валів і підгратових балок, а також нормалізовано режим роботи пружинних опор, чим забезпечена необхідна довговічність.

8. Вибивна транспортуюча машина з рекомендованими параметрами забезпечує вимогам умов експлуатації: *навантажувальну здатність* – 100 кН; *надійність і довговічність* (безремонтний постійний цикл роботи – 350 млн. циклів); *якість вибивки виливків* (амплітуда вибивки – на рівні до 5,0 мм, частота – 16 Гц); *помірну металоемність* (маса 21060 кг, забезпечує відношення маси технологічного вантажу до маси ВМ на рівні 0,45, що вписується в рекомендований інтервал 0,3÷0,5); достатню *міцність і довговічність* (максимальні напруження знаходяться на рівні 130 МПа, що на 30% нижче допустимих при багаточисловому навантаженні для сталі 09Г2С, і забезпечують відсутність тріщиноутворення протягом 350 млн. циклів і більше); *стабільність роботи* (характеризується відношенням частоти вибивки до власних трансляційних частот для вдосконаленої машини на рівні 3,9÷4,5, який входить в рекомендований діапазон для вибивних транспортуючих машин – 2,0÷5,0).

9. Вдосконалена на основі проведених досліджень ВТМ пройшла комплекс експериментальних досліджень, в ході яких підтверджені точність та достовірність числового моделювання основних характеристик динамічного процесу, міцнісні і високі функціональні характеристики ВТМ.

Розроблені за результатами досліджень рекомендації дали можливість виготовити і впровадити у виробництво ВТМ, що задовольняє всім вимогам для роботи у складі автоматизованої лінії крупного вагонного литва в ЗАТ „Азов-ЕлектроСталь” та забезпечує надійну і безперебійну експлуатацію всієї лінії.

Запропонований в роботі метод досліджень може бути поширений на широкий клас конструкцій ВТМ для оснащення ліній автоматизованого литва великогабаритних виливків як основа при створенні динамічних моделей, розрахунку їхніх параметрів і оптимізації конструкцій.

При підготовці матеріалів статті числові дослідження виконувалися із

залученням програмного комплексу ANSYS, ліценцію на який НТУ „ХПІ” отримав у 2010 р. за сприяння фірми EMT U (м. Київ).

Список літератури: 1. Барчан Е.Н. Особенности работы вибивного оборудования в составе автоматизированной формовочной линии крупного литья // Вестник НТУ „ХПІ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2005. – №53. – С.19-23. 2. Артемов И.В., Барчан Е.Н., Глинин Г.П., Пеклич М.М., Роменский В.И., Ткачук Н.А. К вопросу об интеграции систем автоматизированного проектирования, технологической подготовки производства и управления предприятием // Вестник НТУ „ХПІ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2005. – № 60. – С.9-29. 3. Барчан Е.Н., Чепурной А.Д., Ткачук Н.А. Розробка конструкції та вдосконалення параметрів решітки вибивальної транспортуючої у складі автоматизованої формувальної лінії крупного вагонного литва // Міжвід. наук.-техн. зб. „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. – Львов. – 2006. – № 40. – С.11-20. 4. Барчан Е.Н., Полищук Т.Р., Грабовский А.В. Расчетно-экспериментальное уточнение параметров численных моделей элементов „выбивная машина – технологическая нагрузка” // Вестник НТУ „ХПІ”. Тем. вып.: „Транспортное машиностроение”. – 2007 – № 33. – С.176-183. 5. Барчан Е.Н., Грабовский А.В. Верификация численных моделей при исследовании вибивной машины с помощью современных САПР// Вестник НТУ „ХПІ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2008. – № 2. – С.8-13.

Поступила в редколлегию 02.02.10

УДК 62-23+519.863

О.В. БОНДАРЕНКО, аспирант каф. ТММиСАПР, **О.В. УСТИНЕНКО**, канд. техн. наук, доцент каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПІ”, м. Харків

ОПТИМИЗАЦИЯ ТРИВАЛЬНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ЗА МАСОГАБАРИТНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ: КРИТЕРИИ ТА ЦЕЛЬОВИ ФУНКЦИИ

Розглянуто завдання оптимізації коробок передач. Приведена постановка завдання і вказані змінні проектування при оптимізації. Записані цільові функції.

The problem of gearbox optimization is considered. Problem performance and variable gearings for optimization are described. The objective functions are written.

Актуальність задачі. Сучасне транспортне машинобудування висуває все більш жорсткі вимоги за масогабаритними характеристиками до приводів машин і, отже, до такого їх елементу, як коробки передач (КП). Тому максимально можливе зниження маси та габаритів останніх є актуальною задачею. Одним з перспективних шляхів в цьому напрямку є рішення задачі оптимізації [1] за критерієм мінімізації маси та (або) габаритів .

Постановка задачі. Найбільше розповсюдження у трансмісіях транспортних засобів (наприклад, автомобілів) отримали КП, виконані за тривальною схемою [2]. Деякі питання щодо задачі оптимізації таких коробок передач, а також багатоступеневих зубчастих приводів загального призначення розглянуті у статтях [3, 4] та книгах [5, 6]. Оптимізація коробок передач може