

*М. А. ТКАЧУК, Є. В. ЛУНЬОВ, І. В. АРТЬОМОВ, Л. Є. ЛУНЬОВ, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, А. В. НАБЕКОВ, Р. Г. НЕЧАЄВ, В. Ю. СОЛОВЕЙ, П. М. КАЛІНІН, О. С. ЛЬОЗНИЙ, С. А. МАЛАКЕЙ, В. В. ТРОЦЕНКО*

## МЕТОДИ АНАЛІЗУ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНИХ СИСТЕМАХ ПРИ ІМПУЛЬСНИХ ЗБУДЖЕННЯХ

У роботі розв'язана задача удосконалення методів розрахунку віброударних машин із урахуванням відлаштування від можливих ударних резонансів. Цей критерій для обґрунтування параметрів віброударних машин при їх проєктних дослідженнях раніше не враховувався. Проте зі збільшенням маси технологічного вантажу, підвищенням робочих частот збудження вібрацій, а також зі зростанням габаритних розмірів тонкостінних корпусів вібромашин можливість реалізації ударного резонансу різко зростає. Таким чином, критерій відлаштування від таких резонансних режимів для сучасних важковантажених машин за рахунок обґрунтованого вибору параметрів їхніх корпусів виходить на перший план. Якраз такий новий підхід і був запропонований у роботі для розрахунку віброударних машин та бронемашин. Для аналізу умов настання резонансних режимів при періодичному ударному навантаженні були послідовно розглянуті одномасова, багатомасова та континуальна динамічні системи. Показано, що ударний резонанс за відсутності тертя реалізується за кратності будь-якої власної частоти коливань корпусу машини частоті збудження від приводу. Крім того, для фіксації умов ударного резонансу залучено процедуру чисельного інтегрування системи диференціальних рівнянь руху. Одержані числові результати співпадають із аналітично установленими. На додаток також було визначено, що відлаштування від резонансної частоти уже на  $5 \div 10$  % різко змінює характер усталеного режиму руху вібромашин, причому амплітуди коливань суттєво зменшуються. Отже, для обґрунтування параметрів вібромашин необхідно максимізувати відлаштування спектру власних частот коливань їхніх корпусів як пружно деформованих конструкцій від частот, які кратні частоті приводу. Для реалізації такого алгоритму у роботі запропоновано адаптувати узагальнений параметричний опис. Як варіювані параметри обрані товщини елементів корпусів, їхні перерізи, схеми та кількість підкріплюючих ребер жорсткості тощо. Було встановлено, що варіювання перелічених параметрів здійснює різноманітний вплив на «міграцію» власних частот спектру. При цьому можна вичленити ті параметри, які найбільшою мірою впливають на відлаштування від частот ударного резонансу. На множині цих параметрів якраз і визначається той їх набір, який задовольняє критерію максимального відлаштування від ударного резонансу. Також аналогічні розробки і дослідження виконані для бронекорпусів легкоброньованих машин.

**Ключові слова:** машинознавство, працездатність, віброударна машина, ударний резонанс, відлаштування від резонансу, метод скінченних елементів, корпус, бронемашина

*М.А. ТКАЧУК, Ye. LUNOV, I. ARTOMOV, L. LUNOV, A. GRABOVSKIY, M.M. TKACHUK, A. VASYLIEV, A. NABOKOV, R. NECHAIEV, V. SOLOVEI, P. KALININ, O. LOZNYI, S. MALAKEY, V. TROTSSENKO*

## METHODS OF ANALYSIS OF DYNAMIC PROCESSES IN DISCRETE-CONTINUUM SYSTEMS UNDER PULSE EXCITATIONS

This paper addresses the enhancement of methods for calculating vibration-impact machines, particularly concerning adjustments to prevent potential shock resonances. This design criterion for substantiating the parameters of vibration-impact machines had not been previously considered. However, the likelihood of shock resonance increases significantly with the mass of the process load, operating frequencies of vibration excitation, and overall dimensions of the thin-walled bodies of vibrating machines. Hence, prioritizing the criterion of tuning out resonant modes through the appropriate choice of housing parameters becomes crucial for modern, heavily loaded machines. This novel approach is proposed in this paper for calculating vibration-impact machines and armored vehicles. To analyze the conditions for the onset of resonant modes under periodic shock loading, single-mass, multi-mass, and continuum dynamic systems were sequentially considered. It was shown that, in the absence of friction, shock resonance occurs when any natural frequency of the machine body oscillations matches a multiple of the excitation frequency from the drive. Additionally, numerical integration of the system of differential equations of motion was used to confirm shock resonance conditions. The numerical results were consistent with the analytical ones. It was also determined that tuning away from the resonant frequency by 5% to 10% significantly alters the steady-state mode of the vibration machine, notably reducing oscillation amplitudes. Therefore, to substantiate the parameters of vibrating machines, it is essential to maximize the adjustment of the natural frequency spectrum of their bodies, considered as elastically deformable structures, away from frequencies that are multiples of the drive frequency. To implement this algorithm, we propose adopting a generalized parametric description. Variable parameters include the thickness of housing elements, their cross-sections, reinforcement schemes, and the number of stiffeners. It was found that varying these parameters diversely affects the migration of natural frequencies in the spectrum. Specific parameters with the greatest impact on detuning from shock resonance frequencies were identified. This set of parameters is used to determine the optimal set that satisfies the criterion of maximum detuning from shock resonance. Similar developments and studies have been conducted for the armor hulls of lightly armored vehicles.

**Keywords:** mechanical engineering, operability, vibration-impact machine, shock resonance, adjustment from resonance, finite element method, hull, armored vehicle

**Вступ.** Подальший прогрес у галузі машинобудування обумовлюється рівнем розрахункових методик синтезу елементів проєктованих машин, механізмів, приводів. У першу чергу це відноситься до найбільш навантажених машин, наприклад, важких віброударних, бойових броньованих машин (ББМ), енергогенеруючого обладнання тощо.

Для прикладу, великотонажні віброударні машини знайшли своє широке застосування як технологічні машини у ливарному виробництві (наприклад, машини для вибивання литва), як гірничошахтне устаткування (наприклад, дробарки), у будівництві (наприклад, пристрої для ущільнення сумішей), а також в інших галузях народного

господарства (сільськогосподарські, дорожні машини, устаткування харчової промисловості тощо). Безперечна перевага таких машин (а саме простота конструкції і ефективність виконуваних операцій) супроводжуються високим рівнем діючих сил ударної взаємодії технологічного вантажу з машиною. При цьому, оскільки ці сили безпосередньо впливають на якість виконаної технологічної операції, то і їх частота, і амплітуда визначаються призначенням тієї чи іншої машини. З іншого боку, параметри елементів

© М. А. Ткачук, Є. В. Луньов, І. В. Артьомов, Л. Є. Луньов, А. В. Грабовський, М. М. Ткачук, А. Ю. Васильєв, А. В. Набеков, Р. Г. Нечаєв, В. Ю. Соловей, П. М. Калінін, О. С. Льозний, С. А. Малакей, В. В. Троценко, 2024

проектованих віброударних машин повинні знаходитися у певних співвідношеннях із експлуатаційними режимами. Так, для вибивних зарезонансних машин частоти збудження повинні перевищувати власні частоти коливань корпусу машини, встановленого на опорних пружинах, у 3-4 рази. У той же час власні частоти коливань корпусу вібромашини як конструкції, що пружно деформується, мають бути на 20-25% вище за частоту збуджуючої дії. Таким чином, утворюється досить жорстка система проектних обмежень. Проте додаткова, раніше не вивчена проблема розрахунку цього класу машин полягає у тому, що, окрім звичайного резонансу на частоті збудження, що задається приводом, можливі також резонанси на частотах, кратних збуджуючій. Це зумовлено властивостями зусиль ударної взаємодії, що є періодичними функціями, розкладання яких у ряд Фур'є містить не лише основну, але і вищі гармоніки.

У зв'язку з цим для забезпечення працездатності на етапі обґрунтування параметрів досліджуваних машин потрібне вдосконалення методів їх розрахунку для відлаштування, наприклад, від можливих резонансів при ударному вантаженні на частотах, кратних основній частоті збудження (т.з. «ударний резонанс»).

Розрахунок і обґрунтування раціональних параметрів віброударних машин з урахуванням періодичної ударної дії стримується тим, що існуючі методики не враховують можливості виникнення в елементах машини резонансних режимів. У той же час така небезпека для сучасних важконавантажених машин зростає, оскільки режими їх роботи інтенсифікуються, а диктовані обмеження на якість виконання технологічних операцій чи бойового завдання і прагнення понизити масу цих машин призводить до того, що спектр власних частот коливань корпусів за рахунок форм, викликаних пружною деформацією конструкції, поширюється вниз аж до робочих частот їх збудження. При цьому важливо прогнозувати можливі експлуатаційні проблеми і запобігти їм уже на етапі проектування. Проте ані засобів розрахункової ідентифікації режимів так званих «ударних резонансів», ані методів розрахунку параметрів машин, що дає змогу здійснити відлаштування від резонансних режимів роботи і тим самим забезпечити їх працездатність, натепер у достатній мірі не розроблено. При цьому потрібно відмітити, що існуючі методи аналізу подібних динамічних систем при віброударному збудженні традиційно розглядають як об'єкти аналізу дискретні системи, тоді як елементи сучасних новостворюваних машин проявляють себе на нижчих формах коливань як жорсткі тіла (тобто дискретні системи), а на вищих – як континуальні пружно деформівні системи. У зв'язку з цим їх можна умовно назвати дискретно-континуальними системами. У той же час потреба промисловості, Збройних сил, енергетики та інших галузей у таких методах розрахунку існує і зростає. Таким чином, склалося протиріччя між можливостями існуючих методик розрахунку таких машин і вимогами машинобудування. Отже, розв'язання цього

протиріччя, а саме вдосконалення методів розрахунку такого типу машин у частині аналізу динамічних процесів у них і обґрунтування раціональних параметрів з урахуванням запобігання можливості виникнення резонансу при періодичній ударній дії на частотах, кратних збуджувальним, є актуальною задачею машинознавства, галузевого машинобудування, механіки твердого деформівного тіла і динаміки машин.

З іншого боку, бойові броньовані машини, які оснащені бойовими модулями із малокаліберними автоматичними гарматами (МАГ), підлягають під дію реактивних сил віддачі при здійсненні стрільби із власного озброєння. Якщо це стрільба чергою, то силове збурення має вигляд низки імпульсів, кожен із яких має складний розподіл у часі. Це одиничне силове збурення є за природою реактивною силою віддачі при стрільбі із МАГ, яке визначається типом гармати та боеприпаса на основі розв'язання задач внутрішньої балістики. У загальному випадку застосування розкладання у ряд Фур'є такого часового розподілу неефективне, оскільки результуюча апроксимація має штучні нехарактерні сплески.

Те ж можна віднести і до енергогенеруючого обладнання, яке може підлягати силовим збуренням, які стохастично розподілені у часі, а також до багатьох інших машин.

**Мета і завдання досліджень.** Метою роботи є вдосконалення методів розрахунку динамічних процесів у корпусах машин як динамічних пружно деформівних систем шляхом аналізу віброударних процесів і обґрунтування параметрів проектованих машин за критерієм відлаштування від ударних резонансних режимів, а також створення на цій основі працездатних конструкцій машин з високими технічними і тактико-технічними характеристиками.

Для досягнення поставленої мети поставлені і розв'язані наступні завдання на розвиток і узагальнення досліджень [1, 2]:

- провести аналіз існуючих методів розрахунку, конструкцій і умов роботи машин при віброударному збудженні і на цій основі визначити напрями досліджень;

- удосконалити математичну модель аналізу динамічних процесів у корпусах машин при віброударному збудженні як дискретно-континуальних систем і адаптувати параметричний підхід до обґрунтування раціональних параметрів цих машин за критерієм відлаштування від ударних резонансів;

- реалізувати запропоновану математичну модель у вигляді комплексу алгоритмів, комп'ютерних програм і моделей, націлених на розв'язання задач динамічного аналізу і обґрунтування параметрів окремих типів машин;

- здійснити чисельний аналіз динамічних процесів і обґрунтування параметрів на прикладах корпусів віброударної машини для вибивання великого вагонного литва та бронетранспортера за критерієм відлаштування від ударних резонансів;

- здійснити експериментальні дослідження динамічних процесів у віброударній машині,

спроєктованій на основі рекомендацій за результатами досліджень.

**Аналіз існуючих методів розрахунку, конструкцій і умов роботи машин.** У роботі основна увага зосереджена на аналізі методів розрахунку елементів машин при дії віброударного збудження на прикладі віброударних машин та корпусів легкоброньованих бойових машин. Зокрема, проаналізовані конструкції, умови експлуатації та методи розрахунку параметрів вібромашин, що використовуються у різноманітних галузях промисловості (гірничі машини, сільське господарство, переробка продуктів, ливарне виробництво тощо). Відзначено, що серед цих машин особливо важкими умовами експлуатації відзначаються вібраційні вибивні машини для вибивки крупного литва, які входять до складу автоматизованих ліній. Ці машини відрізняються високими частотами вібрацій, значними габаритами та значною масою технологічного вантажу. У зв'язку із цим традиційні методи розрахунку їхніх параметрів виходять за межі свого застосування. Це стосується, зокрема, тієї обставини, що для таких важкоавантажених великогабаритних машин велику роль починають відігравати динамічні процеси, які відбуваються у їхніх корпусах, що пружно деформуються. При цьому, враховуючи зниження власних частот коливань із ростом габаритів конструкцій їхніх корпусів, можливе настання резонансів на частотах власних коливань корпусів цих машин, які кратні збуджуючим частотам (наприклад, від обертання приводних дебалансних валів машин). Це – так звані «ударні» резонанси, що виникають при дії періодичних сил, які містять у своєму складі гармоніки різної кратності.

Крім того, були також проаналізовані методи аналізу динамічних процесів у вібромашинах як нелінійних віброударних системах. Більшість цих методів оперує із віброударною системою як системою зі скінченим числом ступенів вільності, причому для опису руху корпусу машини та технологічного вантажу залучаються моделі абсолютно жорстких тіл. Це не дає змоги враховувати динамічні характеристики, що властиві елементам машин як пружно деформівним конструкціям.

Відповідно, проаналізувавши роботи таких учених як Горський, Пановко, Барчан, Грабовський, Блехман, Гергега, Франчук, Сердюк, Андрєєв, Кириченко, Дружинін, Нісонський, Кузьо [1–19] описані певні моделі, а також можливості сучасних програмних комплексів для аналізу динамічних процесів, напружено-деформованого стану та геометричного моделювання машинобудівних конструкцій, були визначені напрямки досліджень, що полягають у вдосконаленні існуючих методів розрахунку віброударних машин із урахуванням можливих ударних резонансів [4–12].

Окрім того, увагу привертають моделі та методи досліджень динамічних процесів у бронекорпусах при здійсненні стрільби із бойових модулів, оснащених МАГ. Зокрема, у роботах [13–15] відзначено, що бронекорпуси легкоброньованих бойових машин мають достатньо густий спектр коливань. Відповідно, це підвищує можливість виникнення резонансних режимів їх збудження. При

цьому нижчі власні частоти коливань відповідають власним формам коливань бронекорпусів як твердих тіл на пружних опорах (система підресорювання), а вищі – як просторових тонкостінних конструкцій.

Однією із особливостей динамічних процесів у бронекорпусах легкоброньованих машин є те, що у сучасних умовах, із огляду на існуючі тенденції (що підтверджується також умовами бойових дій проти країни-агресора), темп стрільби із МАГ, що установлені на бойових модулях, може змінюватися. Своєю чергою, ця обставина ще додатково ускладнює задачу відлаштування від небажаних режимів навантаження. Також слід зазначити, що і бронекорпуси легкоброньованих машин, як і корпуси віброударних машин, природньо розділяються на дискретну і континуальну частини, а відтак – розділяються спектри власних форм коливань на т. з. «трансляційні» (відповідають коливанню корпусу як твердого тіла на пружних опорах) та «деформаційні» (відповідають пружному деформуванню власне елементів корпусу).

Існуючі методики аналізу [16–19] не дають можливостей для достатньо повних досліджень подібних систем.

Основними проблемами, що стримують аналіз динамічних процесів у корпусах зазначених типів машин, є відсутність зручних та ефективних інструментів варіювання їхньої компоновки, структури і форми. Це заважає розв'язанню як задач аналізу, так і синтезу.

**Математична модель аналізу динамічних процесів у корпусах машин при віброударному збудженні як дискретно-континуальних систем.** Розглянемо задачу вдосконалення методів розрахунку на прикладі важкоавантажених великогабаритних віброударних машин із урахуванням можливості ударного резонансу на частотах, що відповідають деформації конструкції як тіла, що пружно деформується. Розглянуті декілька аспектів цієї проблеми. По-перше, вивчення характеру руху вібромашини як динамічної системи при дії періодичних ударно-імпульсних навантажень. По-друге, це процедура переходу від одномасової до багатомасової системи. І, нарешті, це поширення підходу на дискретно-континуальні системи [1–3, 13–15].

Розглянемо розв'язання першої задачі. Спочатку проведено визначення чутливості корпусу віброударної машини до дії періодичних навантажень із можливістю виникнення ударних резонансів, кратних частоті збуджувальної сили. На рис. 1 наведена амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) початкової конструкції корпусу вибивної машини для вибивання великого вагонного литва, взятої як типова важкоавантажена віброударна машина.

Видно, що аж до частоти 100 Гц рівень діючого напруження порівнянний із напруженням від дії сили на основній частоті (16 Гц). Це свідчить про потенційну небезпеку ударного резонансу. На підтвердження на рис. 2 наведені коефіцієнти Фур'є-розкладання сили ударної взаємодії

$$F_{\text{имп}}(t) = F_0 + \sum_{n=1}^{\infty} F_i^1 \cos(n\omega^*t) + \sum_{n=1}^{\infty} F_i^2 \sin(n\omega^*t), \quad n = 1, 2, \dots, \infty, \quad (1)$$

де  $\omega^* = 2\pi\nu^* = 2\pi/T^*$ , а  $\omega^*, \nu^*, T^*$  – кругова частота збудження ( $\text{с}^{-1}$ ), частота (Гц) і період коливань ( $\text{с}$ ) відповідно).

Таким чином, актуальність аналізу умов виникнення ударного резонансу для такого типу

конструкцій установлена. Із метою формування умов виникнення ударних резонансів розглянемо спочатку систему з одним ступенем вільності (рис. 3, а). Тіло рухається уздовж осі під дією серії ударних імпульсів (рис. 4):

$$m_1\ddot{x} + k_1\dot{x} + c_1x = F_{\text{имп}}(t),$$

або

$$\ddot{x} + 2\eta\dot{x} + \omega^2x = A\varphi(t), \quad A = F_{\text{max}}(t)/m_1. \quad (2)$$

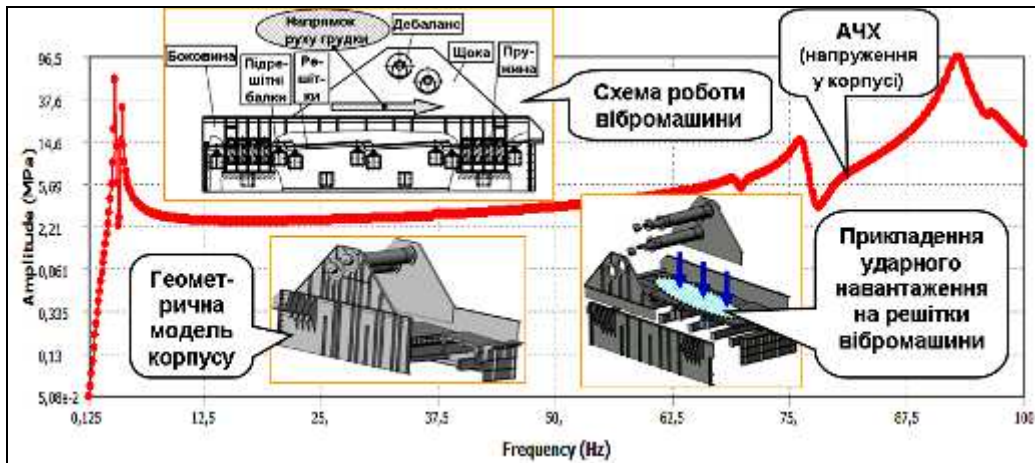


Рисунок 1 – Амплітудно-частотна характеристика для початкового варіанту конструкції вибивної машини: залежність нормальних напружень уздовж подовжньої осі машини  $\sigma_x$  (МПа) в опорі дебалансних валів під одним із валів від частоти збудження (у діапазоні від 0 до 100 Гц) навантаженням 1 МН, прикладеним до полотна вибивних ґраток

Між цими імпульсами тіло здійснює вільний рух. Для визначення усталеного періодичного руху аналітичним способом використовуються умови припасовування [1, 2, 4, 5]

$$\begin{aligned} x_1(\theta+0)^* &= x_1(\theta+T^*-0); \\ \dot{x}_1(\theta+0)^* &= \dot{x}_1(\theta+T^*-0) + S/m, \end{aligned} \quad (3)$$

де  $\theta$  – деякий момент початку чергового періоду

руху ( $\theta = T^* \cdot n, n = 0, 1, 2, \dots$ ); у співвідношеннях (3) ліві частини визначаються на початку періоду (тобто в момент  $\theta+0$ ), а в правій частині – у кінці в момент  $\theta+T^*-0$ . Далі вважається  $\theta = 0$ .

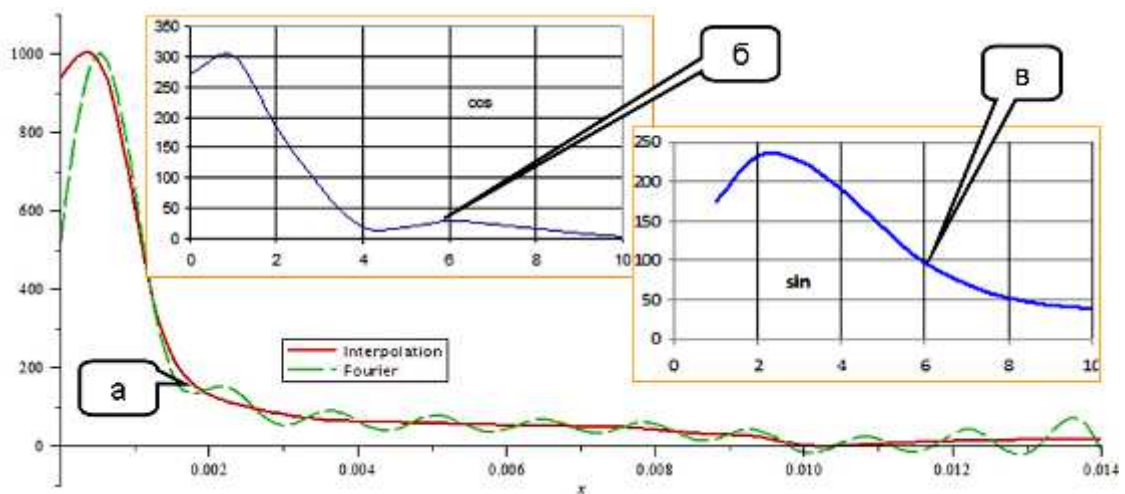


Рисунок 2 – Розподіл сили ударно-імпульсної взаємодії  $F_{\text{имп}}(t)$  (кН) між вибивною машиною і технологічним вантажем на інтервалі ненульового значення (15 мс) та її подання у вигляді частинної суми ряду Фур'є (див. формулу (1)):

а – початковий часовий розподіл сили ударно-імпульсної взаємодії і її наближення у вигляді частинної суми ряду Фур'є на інтервалі 15 мс; б – розподіл коефіцієнтів  $F_i^1$ , кН, (при косинусах) за номерами гармонік  $i$ ; в – розподіл коефіцієнтів  $F_i^2$ , кН, (при синусах) за номерами гармонік

Звідси визначаємо умови резонансу за відсутності тертя, який спостерігається при кратності періоду збудовувальних сил власній частоті системи:

$$\ddot{x} + \omega^2 x = A\varphi(x) \Rightarrow \quad (4)$$

$$x = \alpha_1 \sin \omega t + \alpha_2 \cos \omega t \Rightarrow \quad (5)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} x(\delta^*) = x(T^* - \delta^*) \\ \dot{x}(\delta^*) = \dot{x}(T^* - \delta^*) + S/m. \end{cases} \Rightarrow \quad (6)$$

$$\begin{cases} \alpha_2 = \alpha_1 \sin \omega T^* + \alpha_2 \cos \omega T^*; \\ \alpha_1 = \alpha_1 \cos \omega T^* - \alpha_2 \sin \omega T^* + S/(m \cdot \omega); \end{cases} \Rightarrow \quad (7)$$

$$\Rightarrow \alpha_2 = S/2m\omega \operatorname{ctg} \omega T^*/2; \Rightarrow \alpha_1 = S/2m\omega, \quad (8)$$

$$\operatorname{ctg} \omega T^*/2 \rightarrow \infty \Rightarrow \omega T^*/2 = n\pi, \quad (9)$$

$$\Rightarrow 2\pi/\omega^* \times \omega/2\pi = n \Rightarrow \omega = n\omega^*; T^* = T \cdot n.$$

Таким чином, як впливає з рівнянь (9), у системі реалізується безліч ударних резонансів, починаючи з основного і потім – на режимах різної кратності  $n$  ( $n=2,3,\dots$ ) за власними частотами  $\omega$  відносно збудовувальної періодичної сили  $\omega^*$  (або дольності за періодами відповідно).

Отриманий результат можна розповсюдити на випадок системи з кінцевим числом ступенів вільності

$$M\ddot{X} + CX = Y f_{\text{имп}}(t), \quad (10)$$

де  $X = \{X_1, X_2, \dots, X_N\}^T$ ,  $Y = \{Y_1, Y_2, \dots, Y_N\}^T$  – вектор-стовпці узагальнених координат і навантажень відповідно,

$M, C$  – матриці мас і пружних характеристик,

а функція  $f_{\text{имп}}(t)$  має вигляд, наведений на рис. 3, тільки з одиничною амплітудою.

Як відомо, за допомогою перетворення  $H$  початкову систему (10) можна звести до набору розділених рівнянь відносно власних форм  $Z_i$ :

$$\begin{aligned} H : \{Z = H \cdot X; W = H \cdot Y\} \Rightarrow \\ \ddot{Z}_i + p_i^2 Z_i = W_i f_{\text{имп}}(t), i = 1, \dots, N. \end{aligned} \quad (11)$$

При цьому в силу незалежності цих рівнянь отримуємо набори умов настання резонансу

$$p_i = \omega^* \cdot n; T^* = T_i \cdot n; i = 1, 2, \dots, N, n = 1, 2, 3, \dots \quad (12)$$

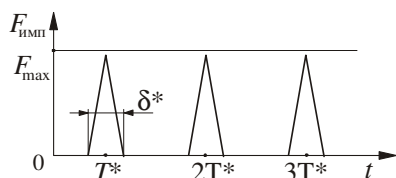


Рисунок 3 – Розподіл періодичної імпульсної сили у часі

Ці резонанси настають при кратності періоду збудовувальної сили періоду будь-якого власного коливання.

Для аналізу динамічних процесів у роботі була застосована також процедура чисельного інтегрування за методом Рунге-Кутти. На першому етапі ця задача була

розглянута на прикладі простих динамічних систем із однією і зі скінченним числом ступенів вільності і підданих дії періодичних імпульсів. Ці системи утворюються із простої одномасової шляхом додавання нових ланок (див. рис. 4).

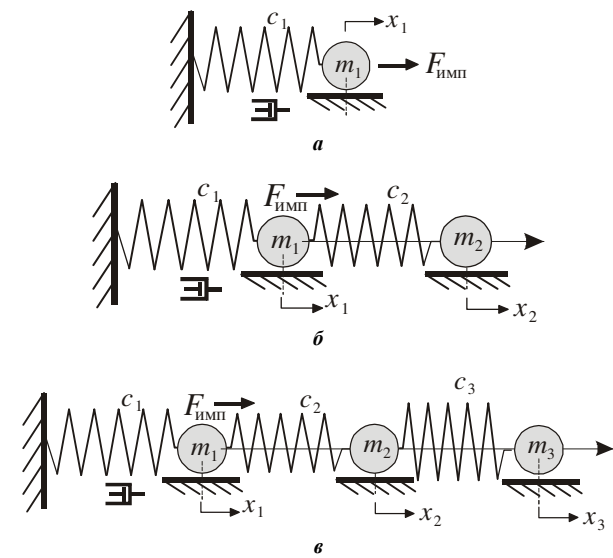


Рисунок 4 – Одно- (а), дво- (б) і тримасові (в) динамічні системи

Позначаючи  $\alpha$  як коефіцієнт, що визначає періодичність дії імпульсу (кратність власних частот частоті збудовувальної сили), отримуємо наступні результати:

- 1) для одномасових систем – при  $\alpha_1 \in \{1,0; 2,0; 5,0\}$  (цілі числа) спостерігається різке зростання амплітуд коливань у досліджуваній системі – ударний резонанс. Цього не спостерігається при дробових  $\alpha$ . Найбільші амплітуди досягаються на основній частоті ( $\alpha_1 = 1,0$ ), далі з дискретним зростанням  $\alpha_1$  вони зменшуються (рис. 5);
- 2) у багатомасових системах характер динамічного процесу – такий же.

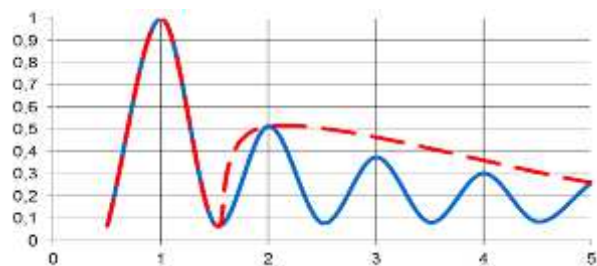


Рисунок 5 – Залежності амплітуд коливань усталених від коефіцієнта повторності імпульсів, віднесених до амплітуди при  $\alpha = 1$

Крім того, досліджені білярезонансні режими. Із результатів чисельного моделювання видно, що відлаштування частоти від резонансної вже на 10% призводить до якісно іншої поведінки системи. При цьому кількісно це виражається у зниженні амплітуди у декілька разів (рис. 6). Таким чином, для відлаштування від резонансу при ударному збудженні досить незначної зміни частоти зовнішнього збурення або власних частот конструкції машини.



Також було досліджено вплив в'язкого тертя. В'язке тертя у віброударній системі є чинником, що стримує зростання амплітуди вимушених коливань. При цьому цей вплив тим сильніше, чим вище коефіцієнт демпфування.

На наступному етапі здійснено поширення і адаптацію математичних моделей для дослідження можливості ударного резонансу із систем із кінцевим числом ступенів вільності на випадок дискретно-континуальних систем, якими, по суті, є корпуси вібромашин на пружних опорах. Дискретна частина системи складається з корпусу, що моделюється як жорстке тіло на пружних опорах, і описується шістьма ступенями вільності. Континуальна частина моделює корпус як пружне тіло, деформація якого описується нескінченним числом ступенів вільності. Із застосуванням

методу скінченних елементів (МСЕ) ця система описується як дискретна, проте з великим числом ступенів вільності. У силу аналогії рівнянь для континуальних систем, отриманих дискретизацією за МСЕ, рівнянням (10), такі ж явища і умови справедливі і для континуальних систем. При цьому можна розділити трансляційні частоти  $\omega^T$  (практично відповідають руху корпусу як жорсткого тіла на пружних опорах) і деформаційні  $\omega^D$  (ім відповідають форми коливань переважно за рахунок пружної деформації тіла корпусу).

Таким чином, здійснений перехід від системи з одним ступенем вільності до системи з їх скінченною кількістю, а потім – до рівнянь МСЕ для континуальної системи, тобто задачу узагальнено та розширено.

Амплітуда коливань, віднесена до амплітуди коливань при  $\alpha = 1$

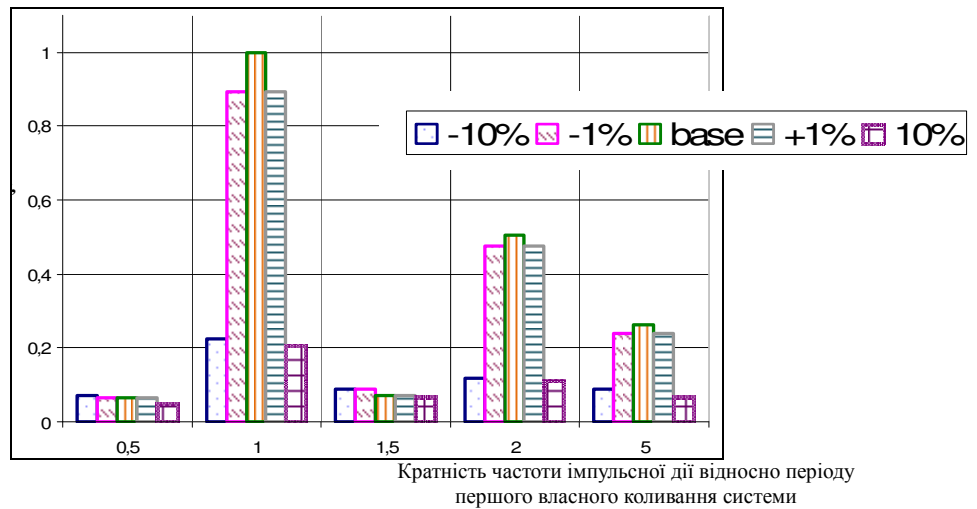


Рисунок 6 – Залежності амплітуд усталених коливань одномасової системи, віднесені до амплітуди при  $\alpha = 1$ , при різних відлаштуваннях від резонансної частоти ( $\pm 1\%$ ,  $\pm 10\%$ )

Спираючись на проілюстровані результати розв'язання задач аналізу, в роботі представлений новий підхід до визначення небезпечних (із точки зору виникнення ударного резонансу) режимів роботи великогабаритних важконавантажених віброударних машин. Окрім традиційних вимог:

$$\omega^*/\omega_0^T \geq k_1, \quad (13)$$

де  $k_1 = 3 \div 4$  – з вимог зарезонансного режиму роботи машини,

$$\omega_1^D/\omega^* \geq k_2, \quad (14)$$

де  $k_1 = 1,2 \div 1,25$  – з вимог відсутності резонансу на основній частоті збудження режиму роботи машини, вимагається задоволення новим:

$$n_j \mu_j^- \leq \omega_j^D/\omega^* \leq n_j \mu_j^+ \quad j = 2, 3, \dots, N. \quad (15)$$

де  $\mu_j^- = 0,85 \div 0,9$ ;  $\mu_j^+ = 1,15 \div 1,2$  – із умови відсутності ударних резонансів.

При цьому трансляційні частоти  $\omega_1^T, \dots, \omega_6^T$  повинні виходити за межі  $\Omega_1$ , а деформаційні частоти не повинні потрапляти в області  $\Omega_2, \Omega_3$ , тобто (рис. 7):

$$\omega_i^T \in \Omega_1, i = 1, \dots, 6, \quad (16)$$

$$\omega_j^D \notin \Omega_2 \cup \Omega_3. \quad (17)$$

Умови (16), (17) є критеріально-обмежувальними. Щоб задовольнити цим критеріям та обмеженням, необхідно варіювати десятками параметрами вібромашини.

Таким чином, математична модель ударного резонансу поширена із дискретних на дискретно-континуальні динамічні системи, що дає можливість врахувати деформаційні форми коливань силових елементів віброударних машин. Це відрізняє цю модель від традиційних математичних моделей для одномасових систем або систем зі скінченним числом ступенів вільності [4–8].

Як завершальний елемент запропонований метод обґрунтування конструктивних рішень і параметрів віброударних машин за критерієм відлаштування від резонансу при дії періодичних ударних імпульсів. Розглянемо основні відмітні особливості поставленого завдання.

1. *Об'єкт* (наприклад, віброударна машина) є дискретно-континуальною системою.

2. *Критеріальні величини*. *Базові інформаційні параметри* – власні деформаційні частоти коливань – визначаються із співвідношень

$$\det(c(p) - \omega^2 M(p)) = 0 \Rightarrow \omega_j^D = \omega_{j+6} \quad j = 1, 2, \dots \quad (18)$$

$$G(p) = G_H = \text{const}; \quad (19)$$

$$I(p) \rightarrow \max. \quad (20)$$

Критерій (20) диктує тенденції перерозподілу варійованих параметрів із принципу мінімуму динамічної навантаженості корпусу вібромашини.

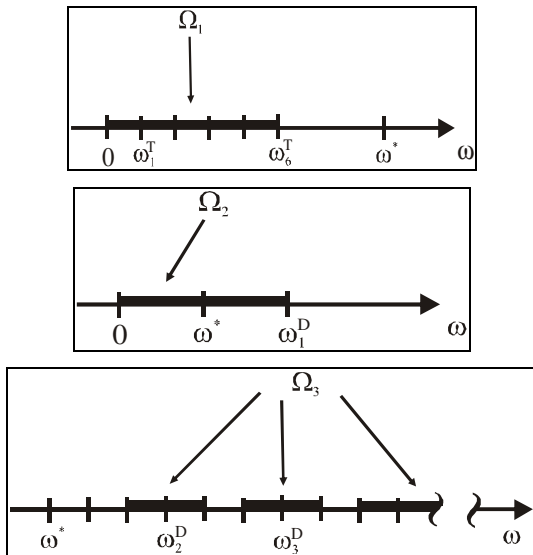


Рисунок 7 – До критеріїв відлаштування від резонансних режимів роботи вібромашини

3. *Простір варійованих параметрів.* На відміну від традиційних підходів, в цій роботі адаптований метод узагальненого параметричного моделювання [13–15], який дає можливість варіювати не лише чисельні параметри, але і конструктивне виконання, структуру, вигляд перерізів елементів корпусу тощо, тобто узагальнені параметри  $p$ .

4. *Алгоритми пошуку раціональних рішень.* Узагальнений параметричний опис дає змогу застосовувати, а також адаптувати для пошуку раціональних рішень традиційні алгоритми, зокрема, наприклад, метод покоординатного спуску, метод випадкового пошуку тощо.

Із множини варійованих параметрів виленовуються ті, що чинять найбільш значний вплив на зміну критеріальної функції. Таким чином, у роботі для

обґрунтування параметрів віброударних машин поставлена нова задача на основі нових критеріїв і обмежень. Це дає змогу перейти до побудови на цій основі параметричних чисельних моделей і програмних засобів, що реалізують створену математичну модель.

Аналогічний підхід – і для бронекорпусів легкоброньованих машин, із тією лише відмінністю, що навантаження визначається не взаємним рухом корпусу і вантажу, а режимом ведення вогню із МАГ.

**Комплекс алгоритмів, комп'ютерних програм і моделей, націлених на розв'язання задач динамічного аналізу і обґрунтування параметрів окремих типів машин.** Для реалізації описаної математичної моделі, був створений та удосконалений спеціалізований програмно-модельний комплекс (СПМК) «Віброудар» [1–3] (рис. 8). Наведена структура СПМК описана у загальному вигляді. При її реалізації у кожному конкретному випадку окремі модулі модифікуються, адаптуючи СПМК до того чи іншого об'єкту. Запропоновані алгоритми створення і варіювання геометричних моделей елементів досліджуваних вібромашин на основі технології узагальненого параметричного опису. Продемонстровані можливості зміни параметричних моделей. Обсяг варійованих параметрів при цьому може поповнюватися залежно від особливостей проекрованої машини. У цьому випадку на додаток до відомої номінальної структури вібромашини були розглянуті варіанти зміни 10-ти різних параметрів.

На тестовому прикладі проведена апробація алгоритмів пошуку максимуму функціонала відлаштування від резонансу при періодичній ударній дії. Пошук раціональних параметрів здійснюється досить швидко, а функціонал якості покращується у декілька разів. Цим самим підтверджується можливість удосконалення параметрів проектованих вібромашин.

Створений і описаний спеціалізований програмно-модельний комплекс є інструментом розрахунків, які покладені в основу рекомендацій із проектування корпусів віброударних, а також іншого типу машин.

Подібний же програмно-модельний комплекс розроблений і для аналізу динамічних процесів у бронекорпусах легкоброньованих машин.

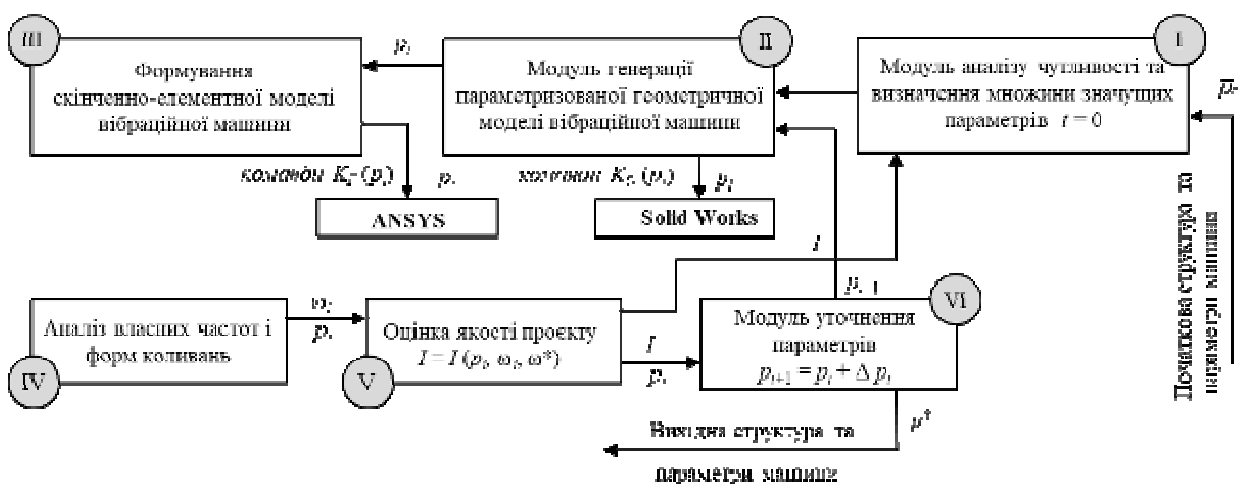
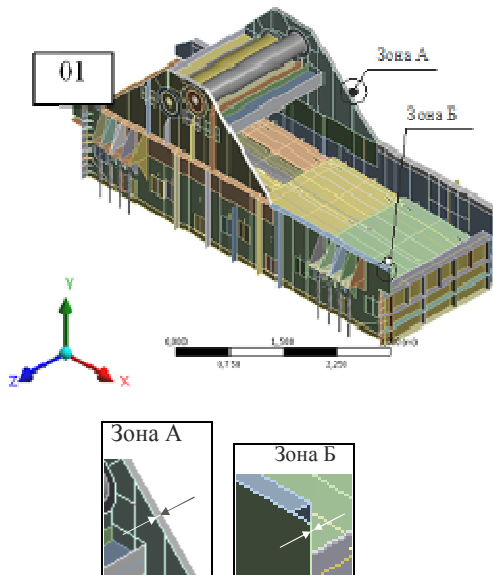


Рисунок 8 – Структура спеціалізованого програмно-модельного комплексу

Чисельний аналіз динамічних процесів і обґрунтування параметрів на прикладах корпусів віброударної машини для вибивання великого вагонного литва та бронетранспортера за критерієм відлаштування від ударних резонансів. У роботі здійснено обґрунтування параметрів вібромашини на прикладі вибивної машини для вибивання великого вагонного литва. Із десяти введених узагальнених параметрів  $p$  визначені 5 ( $p_I - p_V$ ), які показали найбільш суттєвий вплив на динамічні характеристики.



Варіюваний параметр  $p_I$  – товщини усіх панелей, змінювані пропорційні базовому набору величин



Варіюваний параметр  $p_{II}$  – схема розташування ребер підсилення на корпусі вібромашини

Рисунок 9 – Приклади варіюваних параметрів корпусу вібромашини

Як приклад на рис. 9–11 наведені різні варіанти виконання корпусу при зміні параметрів  $p_I$  і  $p_{II}$ , загальна маса конструкції та зміна цієї маси внаслідок варіювання  $p$ , результати розрахунку зміни спектру власних частот при зміні  $p_I$  ( $\Delta^*$  – зміна спектру, тобто варіант функціонала  $I(p)$ ). Тут  $\Delta^* = \sum |v_i(p_k) - v^* \cdot n|$ , де підсумовування по  $n$ ,  $v < 100$  Гц, здійснюється за власними частотами  $v_i$  до 100 Гц і, відповідно, за частотами можливих ударних резонансів  $v^* \cdot n$  від 16 до 96 Гц ( $v^* = 16$  Гц,  $n = 1 \div 6$ ) (рис. 12).

Для визначення навантажувальної здатності та віброміцності був здійснений розрахунок напружено-деформованого стану (НДС) від дії ударного навантаження 1МН. Рівень еквівалентних динамічних напружень за Мізесом досягає 95 МПа,

що на 5% нижче, ніж у початковому варіанті конструкції корпусу.

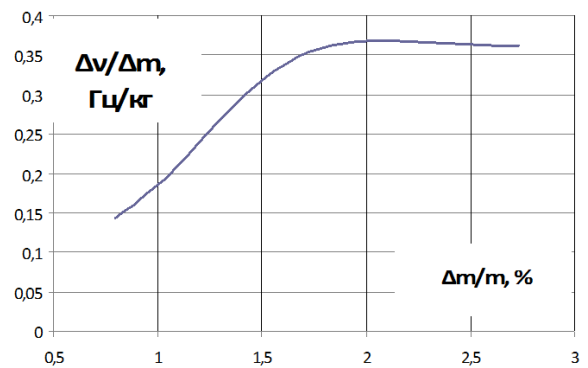


Рисунок 10 – Відносна зміна відлаштування спектру власних частот корпусу вібромашини від резонансів у діапазоні до 100 Гц  $\Delta^*/\Delta m$  від відносної величини зростання маси при різних схемах оребрення

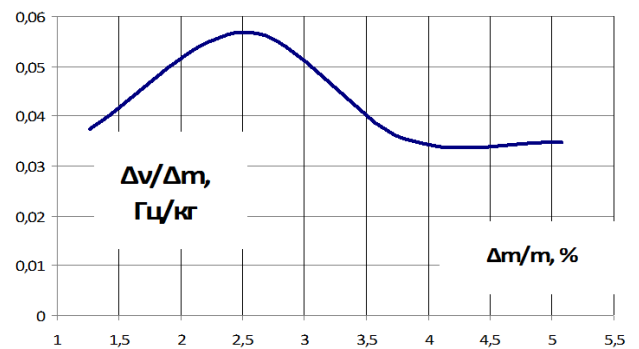


Рисунок 11 – Відносна зміна відлаштування спектру власних частот корпусу вібромашини від резонансів у діапазоні до 100 Гц  $\Delta^*/\Delta m$  від відносної величини зростання маси при різних товщинах щік опор дебалансних валів

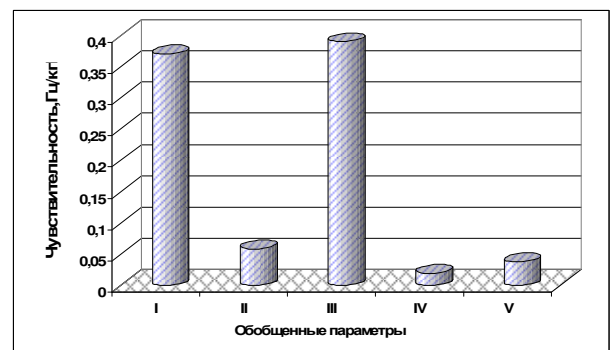


Рисунок 12 – Підсумкова діаграма, що ілюструє ступінь чутливості спектральних властивостей до зміни узагальнених параметрів  $p_I - p_V$

Таким чином, можна відмітити, що у вдосконаленій на основі запропонованої методології віброударній машині:

- 1) забезпечується навантажувальна здатність машини (маса технологічного вантажу 10т) при збереженні віброміцності конструкції;
- 2) амплітуда коливань машини: розмах –  $2,5 \cdot 10^{-3}$  м, прискорення вантажу – близько 10–12 g;
- 3) маса корпусу всього на 10 % перевищує масу



початкового її варіанту, який є непрацездатним. Отже, із застосуванням запропонованого в роботі підходу, моделей і СПМК обґрунтовані раціональні проектні рішення і розроблена технічна документація на вдосконалену машину (рис. 13).

Здійснені подібні дослідження і для аналізу динамічних процесів у бронекорпусі БТР-80 (рис. 14). Вузол підвіски: вертикальна жорсткість 1-го і 4-го

мостів – 500 Н/мм, всі інші 250 Н/мм, демпфування 50 Нс/мм. Корпус – «монотовщинка», тобто товщина усіх його панелей у всіх проєкціях однакова. Це – демонстраційний варіант конструкції. Варіюється товщина  $[4-8] \cdot 10^{-3}$  м. Розраховані власні частоти і форми коливань бронекорпусів (рис. 15, 16, табл. 1-5). Просторово-часові розподіли компонент НДС корпусу при пострілах наведені на рис. 17-25.

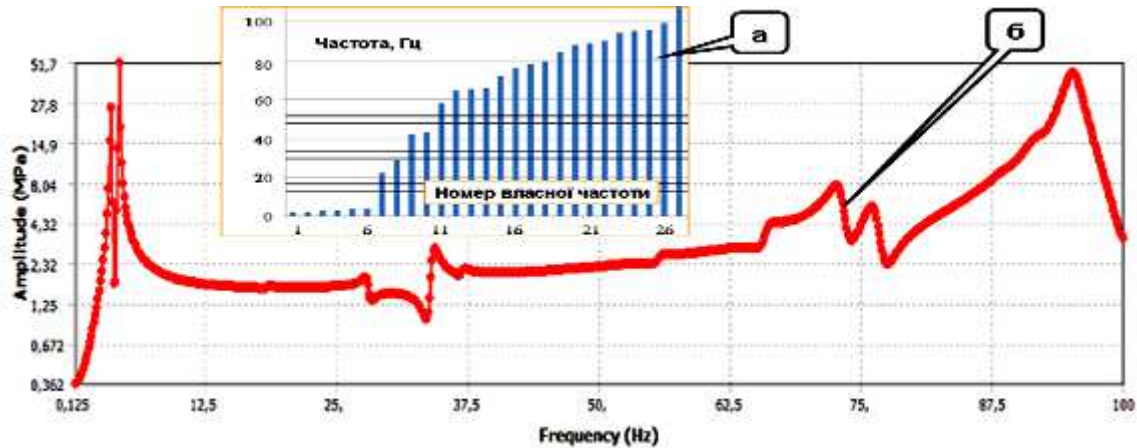


Рисунок 13 – Спектр власних частот коливань корпусу удосконаленої вибвної машини, отриманого з урахуванням рекомендацій за результатами ітераційного уточнення параметрів (а) та його амплітудно-частотна характеристика (б)

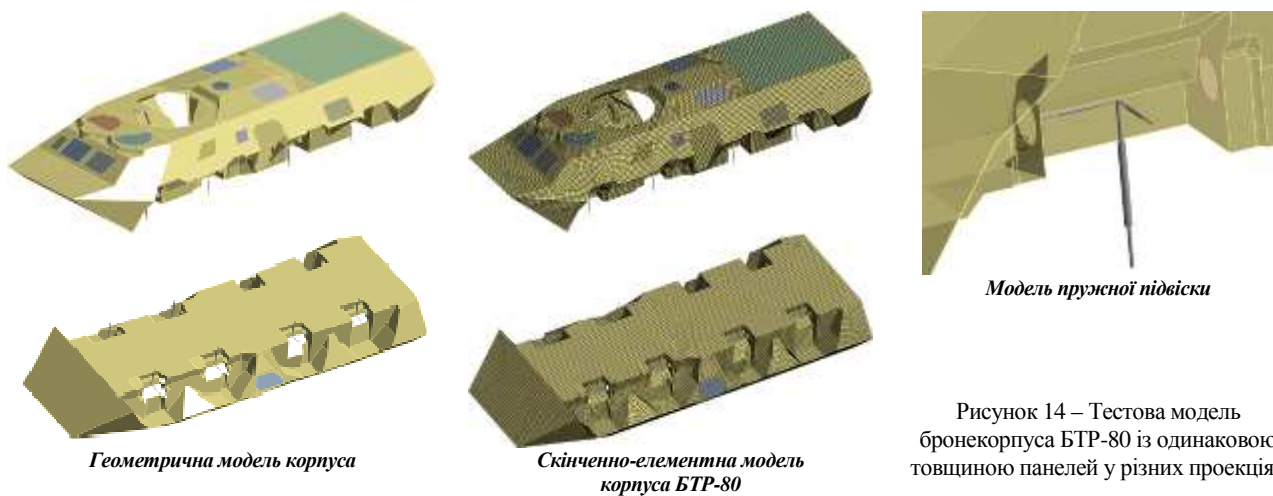


Рисунок 14 – Тестова модель бронекорпуса БТР-80 із однаковою товщиною панелей у різних проєкціях

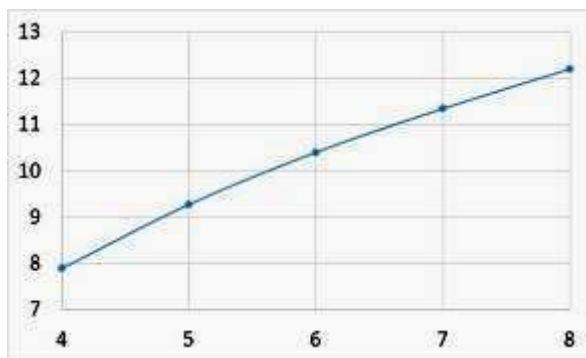


Рисунок 15 – Зміна 7-ї власної частоти від товщини панелей бронекорпусу (Гц, мм)

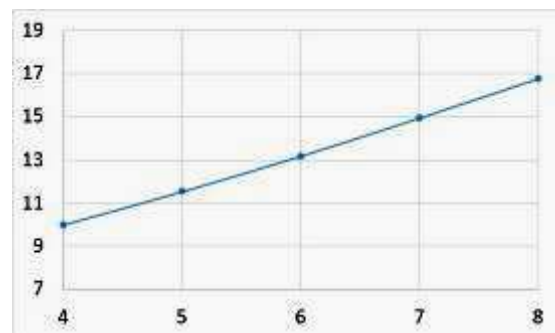

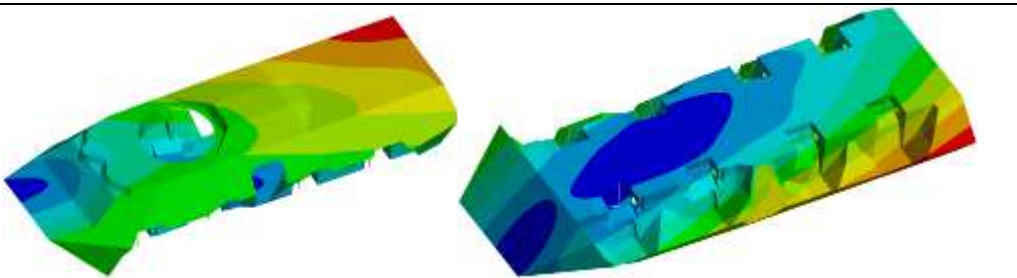
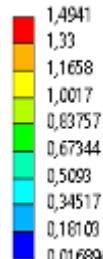
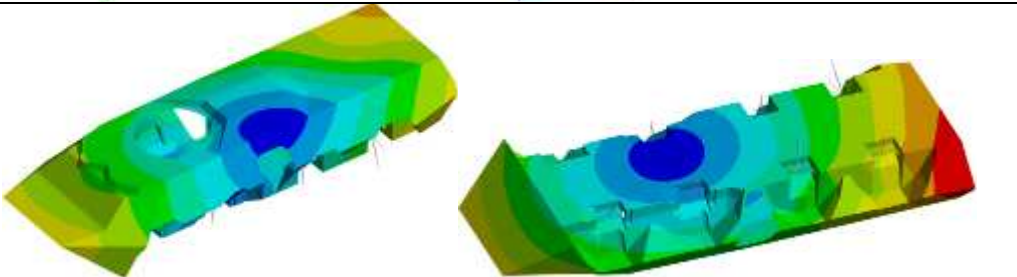

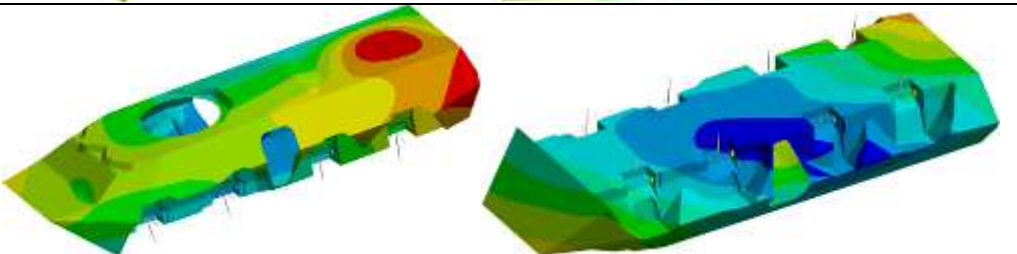

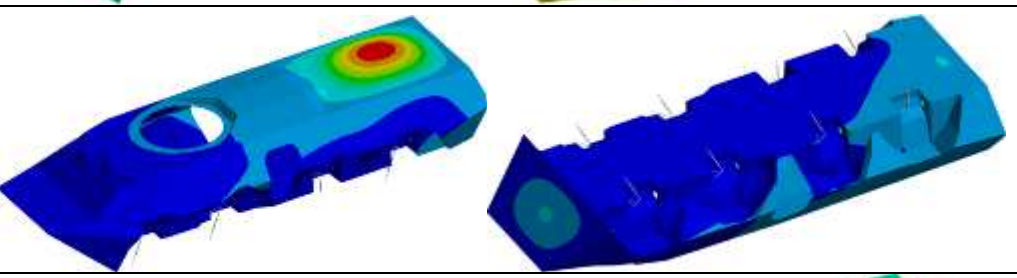
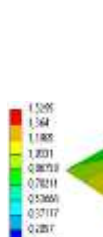
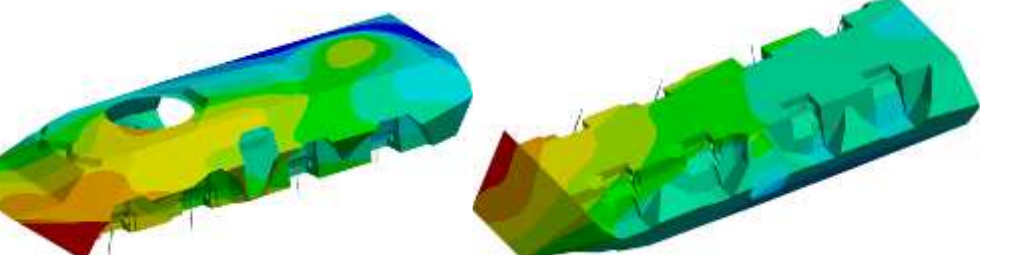
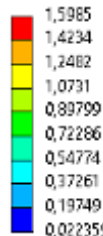
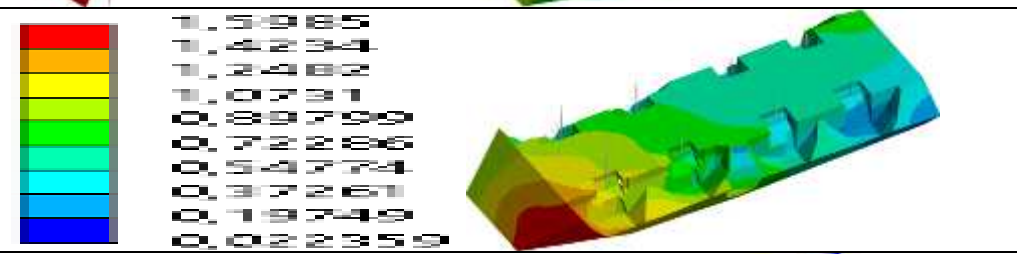
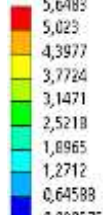
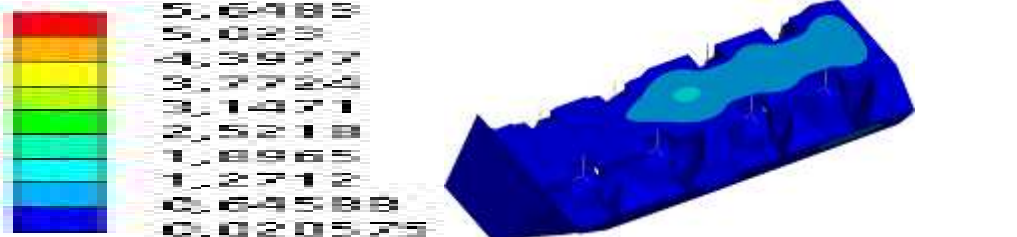
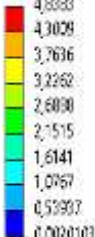
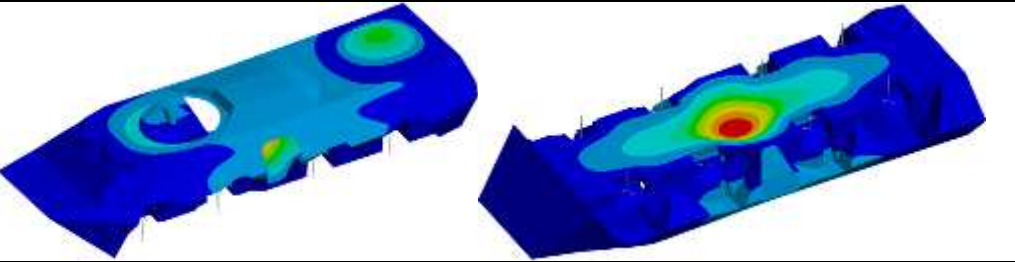
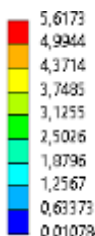
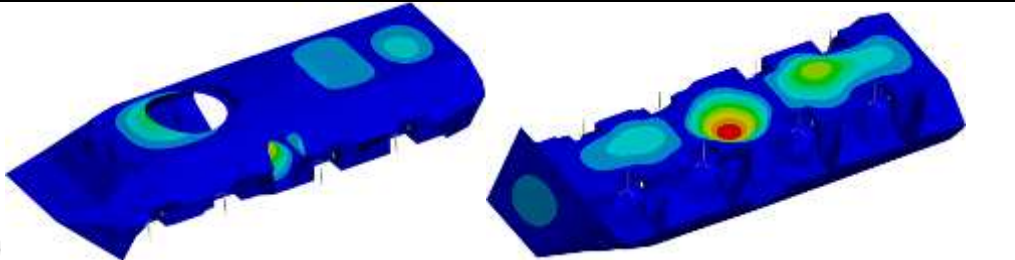
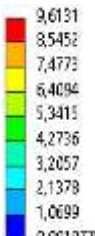
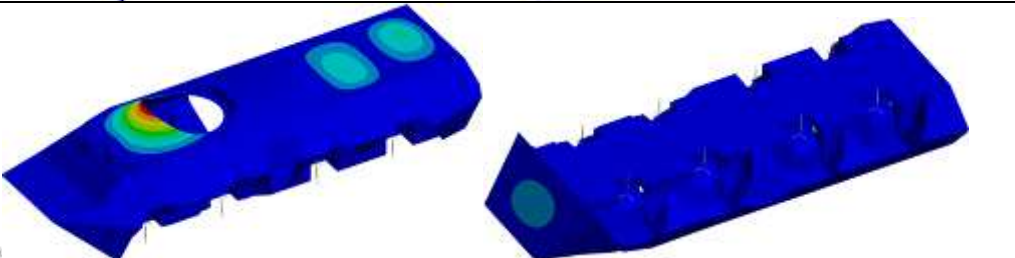
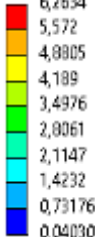
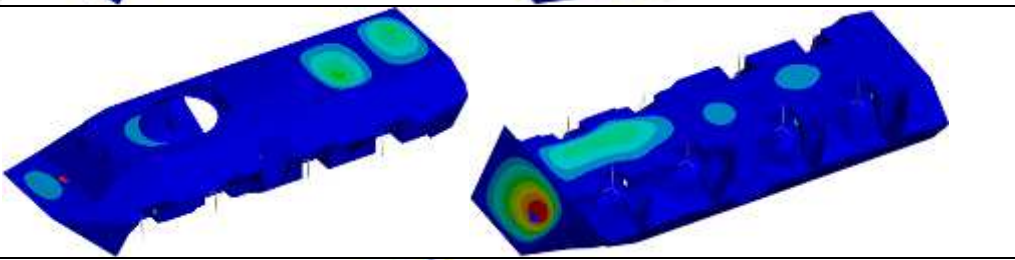
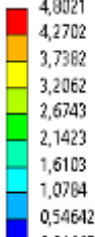
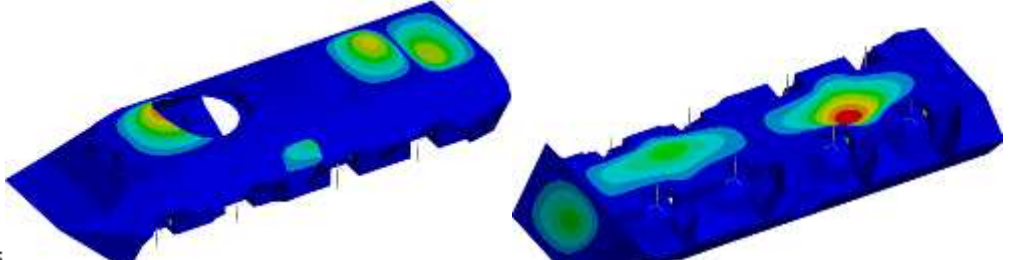
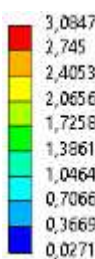
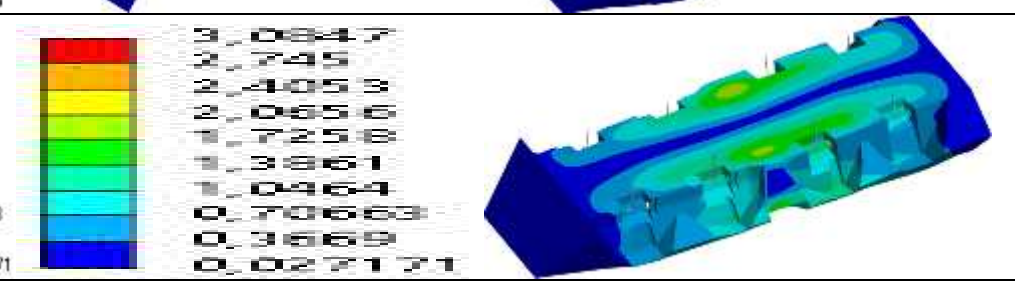
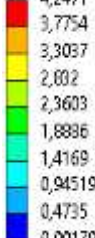
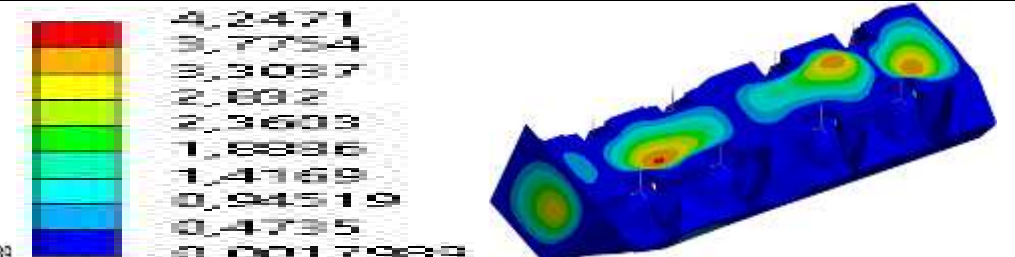


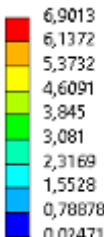
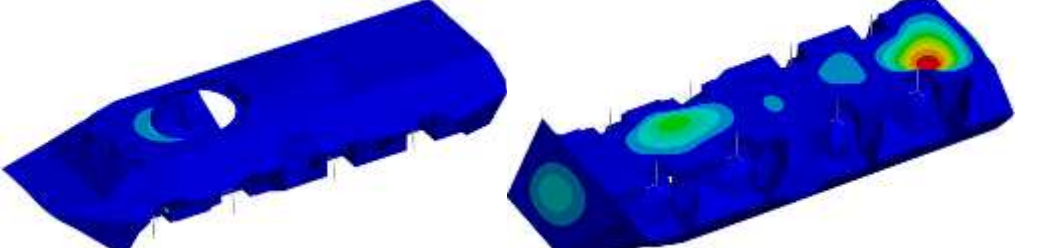
Рисунок 16 – Зміна 8-ї власної частоти від товщини панелей бронекорпусу (Гц, мм)

Таблиця 1 – Власні форми коливань бронекорпуса БТР-80 із товщинами панелей 4 мм ( $4 \cdot 10^{-3}$  м)


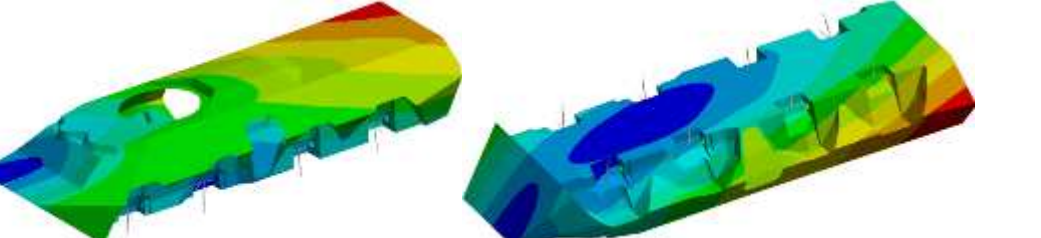

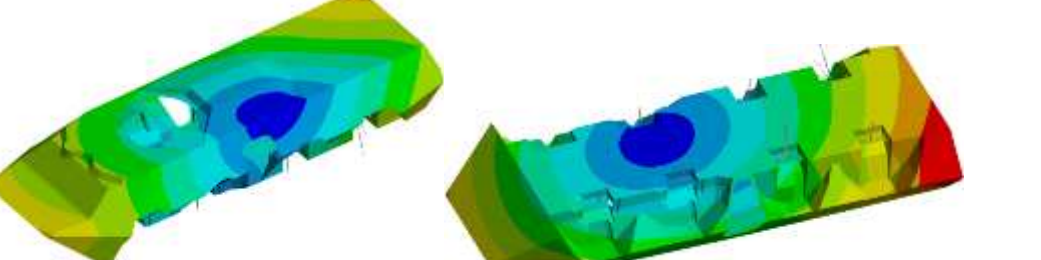
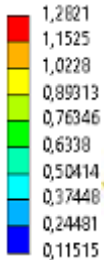
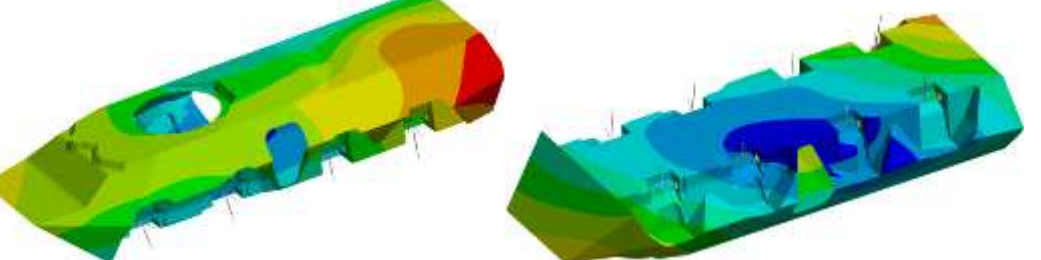

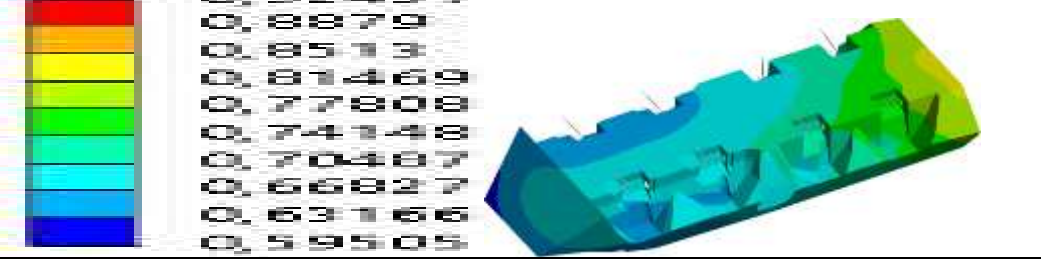

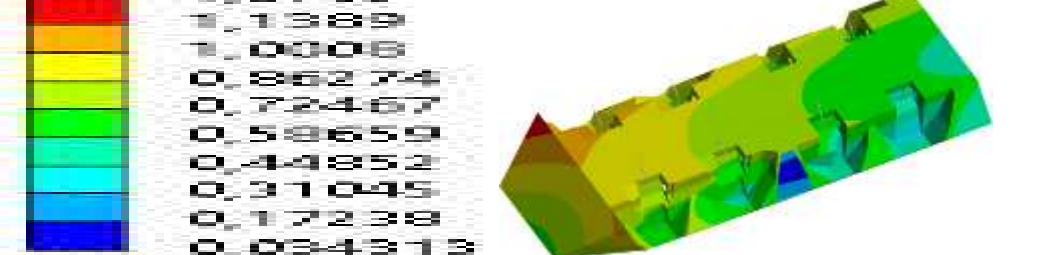
№ частота, Гц	Форма	
1 2,9675		
2 3,5402		
3 4,1131		
4 4,8953		
5 5,863		
6 5,9583		
7 7,8979		

№ і частота, Гц	Форма	
8 9,99	 <p>4,8888 4,3028 3,7636 3,2362 2,6890 2,1515 1,6141 1,0767 0,53997 0,0020103</p>	
9 12,793	 <p>5,6173 4,9944 4,3714 3,7485 3,1255 2,5026 1,8796 1,2567 0,63373 0,010794</p>	
10 13,864	 <p>9,6131 8,5452 7,4773 6,4094 5,3415 4,2736 3,2057 2,1378 1,0699 0,0019775</p>	
11 14,27	 <p>6,2634 5,572 4,8805 4,189 3,4976 2,8061 2,1147 1,4232 0,73176 0,040301</p>	
12 14,458	 <p>4,0021 4,2702 3,7382 3,2062 2,6743 2,1423 1,6103 1,0784 0,54642 0,014456</p>	
13 14,946	 <p>3,0847 2,745 2,4053 2,0656 1,7258 1,3861 1,0464 0,70663 0,3669 0,027171</p>	
14 15,455	 <p>4,2471 3,7754 3,3037 2,832 2,3603 1,8886 1,4169 0,94519 0,4735 0,0017983</p>	



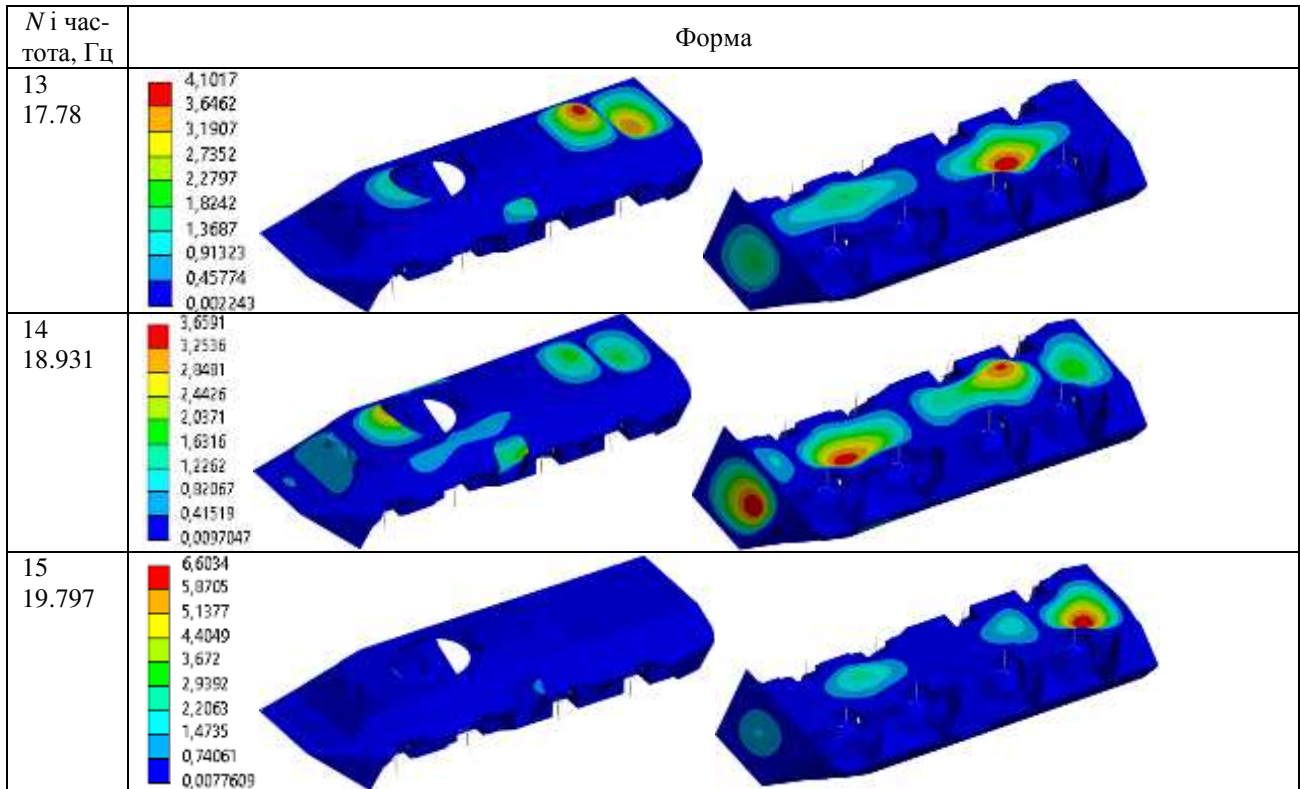
N i частота, Гц	Форма	
15 15,991	 <p>6,9013 6,1372 5,3732 4,6091 3,845 3,081 2,3169 1,5528 0,78878 0,024713</p>	

Таблиця 2 – Власні форми коливань бронекорпуса БТР-80 із товщинами панелей 5 мм ( $5 \cdot 10^{-3}$  м)

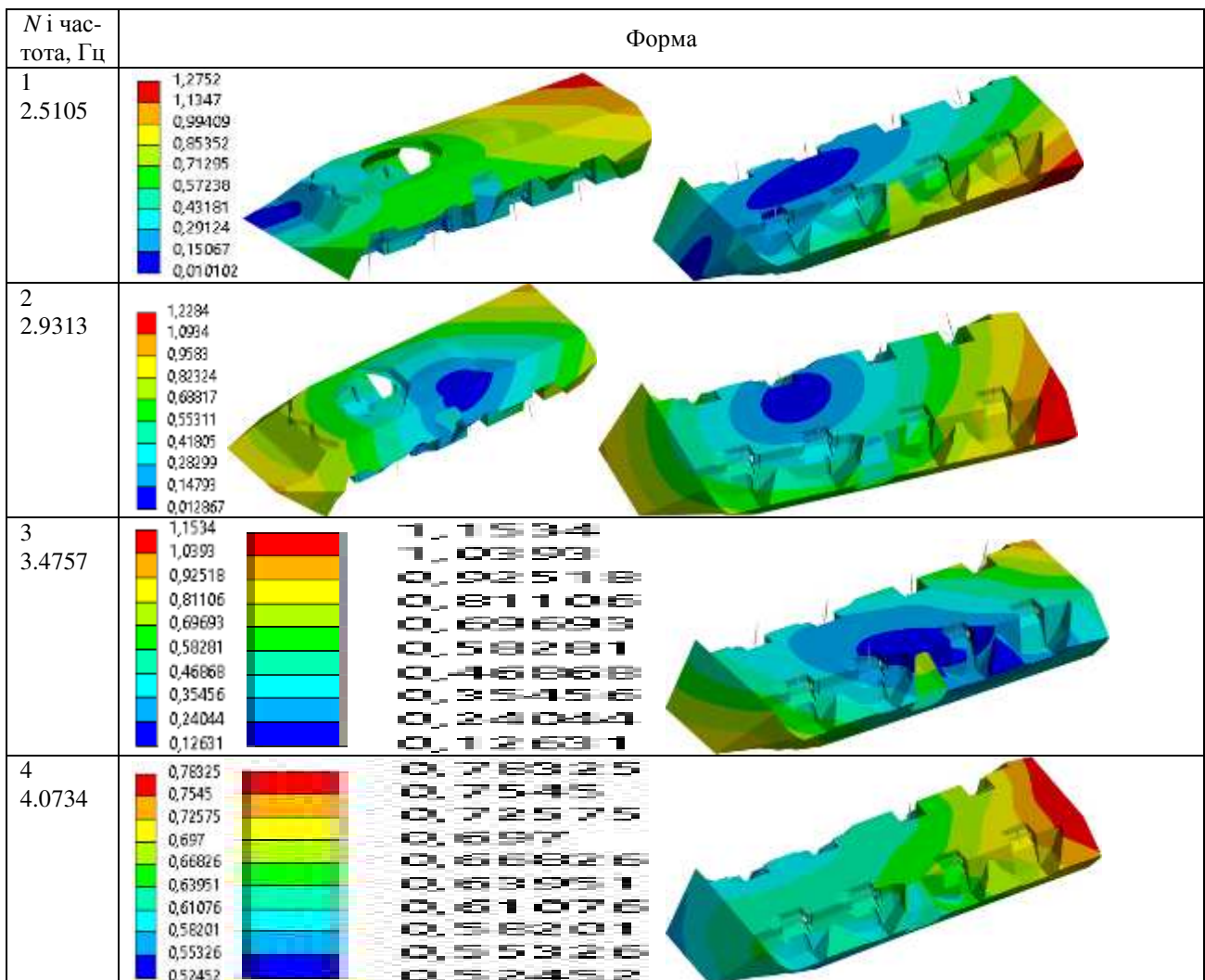
N i частота, Гц	Форма	
1 2.7145	 <p>1,3924 1,2388 1,0853 0,93172 0,77817 0,62463 0,47108 0,31753 0,16399 0,010443</p>	
2 3.1935	 <p>1,3421 1,1945 1,0469 0,89931 0,75171 0,60411 0,45652 0,30892 0,16132 0,013725</p>	
3 3.7626	 <p>1,2621 1,1525 1,0228 0,89313 0,76346 0,6338 0,50414 0,37448 0,24491 0,11515</p>	
4 4.4348	 <p>0,92451 0,8879 0,8513 0,81469 0,77808 0,74148 0,70487 0,66827 0,63166 0,59505</p>	
5 5.3402	 <p>1,2769 1,1389 1,0008 0,86274 0,72467 0,58659 0,44852 0,31045 0,17238 0,034313</p>	


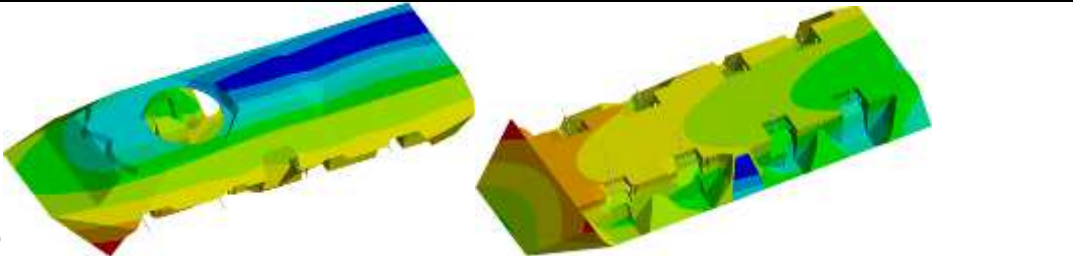

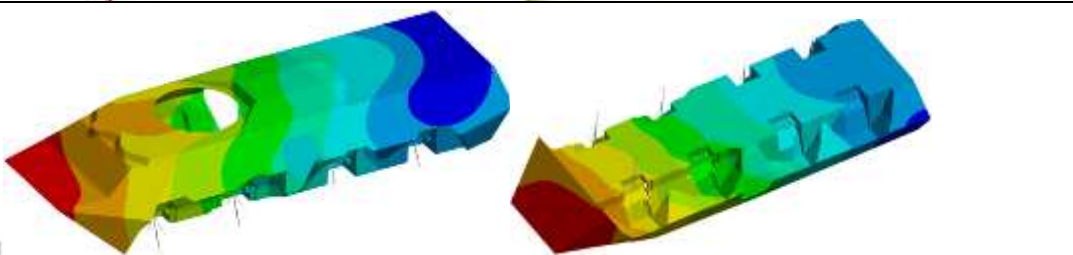
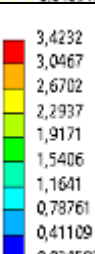
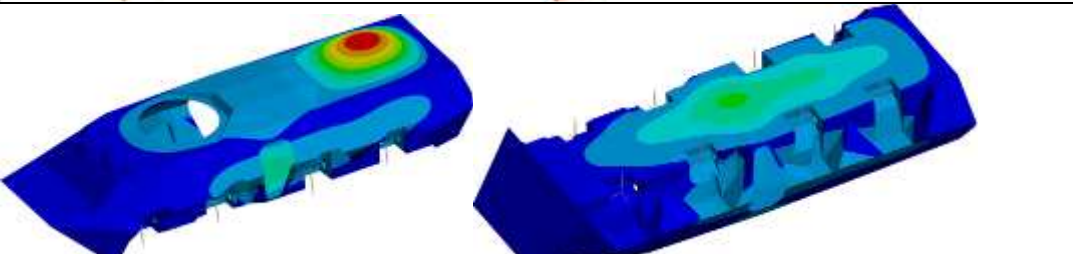
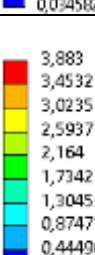
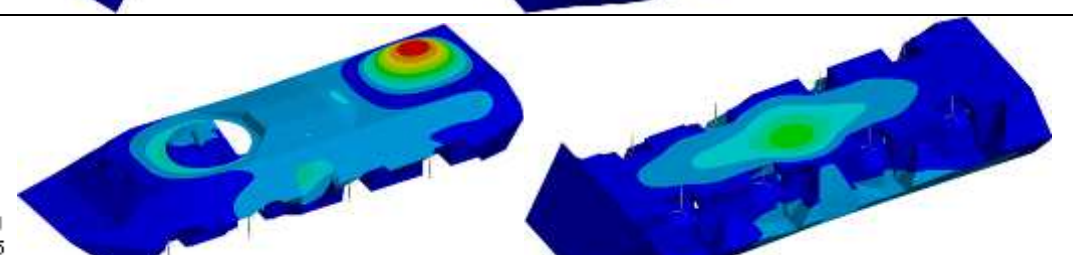
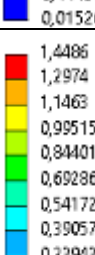
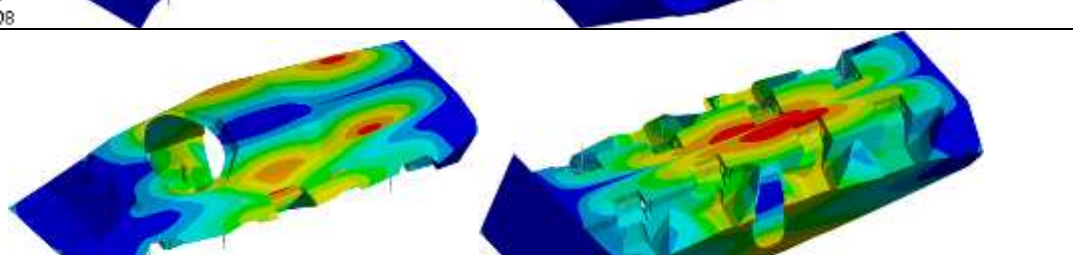
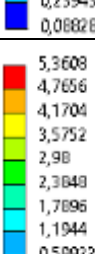
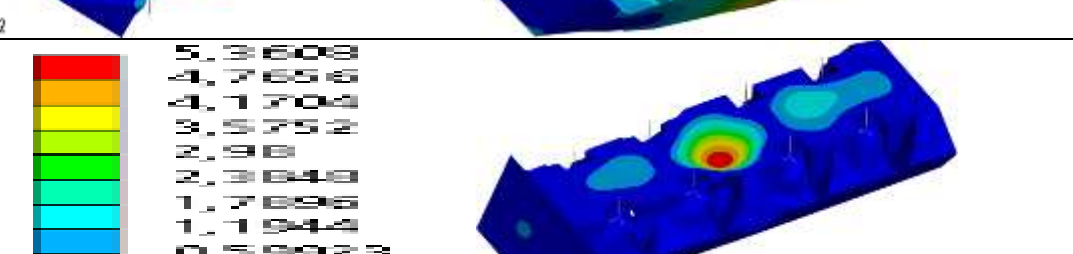
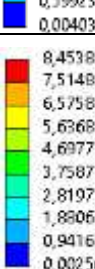
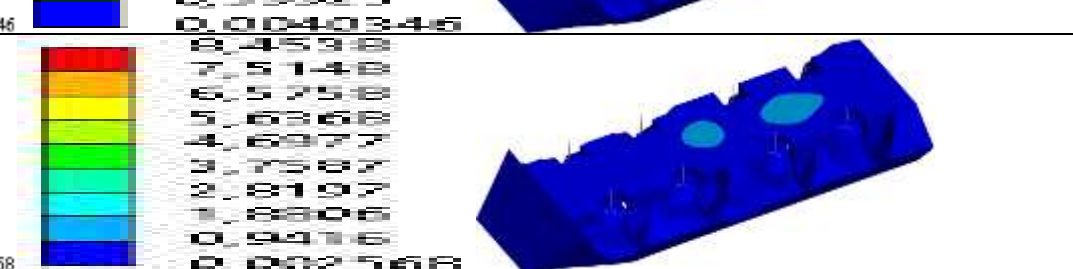
№ і частота, Гц	Форма	
6 5.4659		
7 9.2785		
8 11.526		
9 15.504		
10 16.429		
11 16.504		
12 17.641		



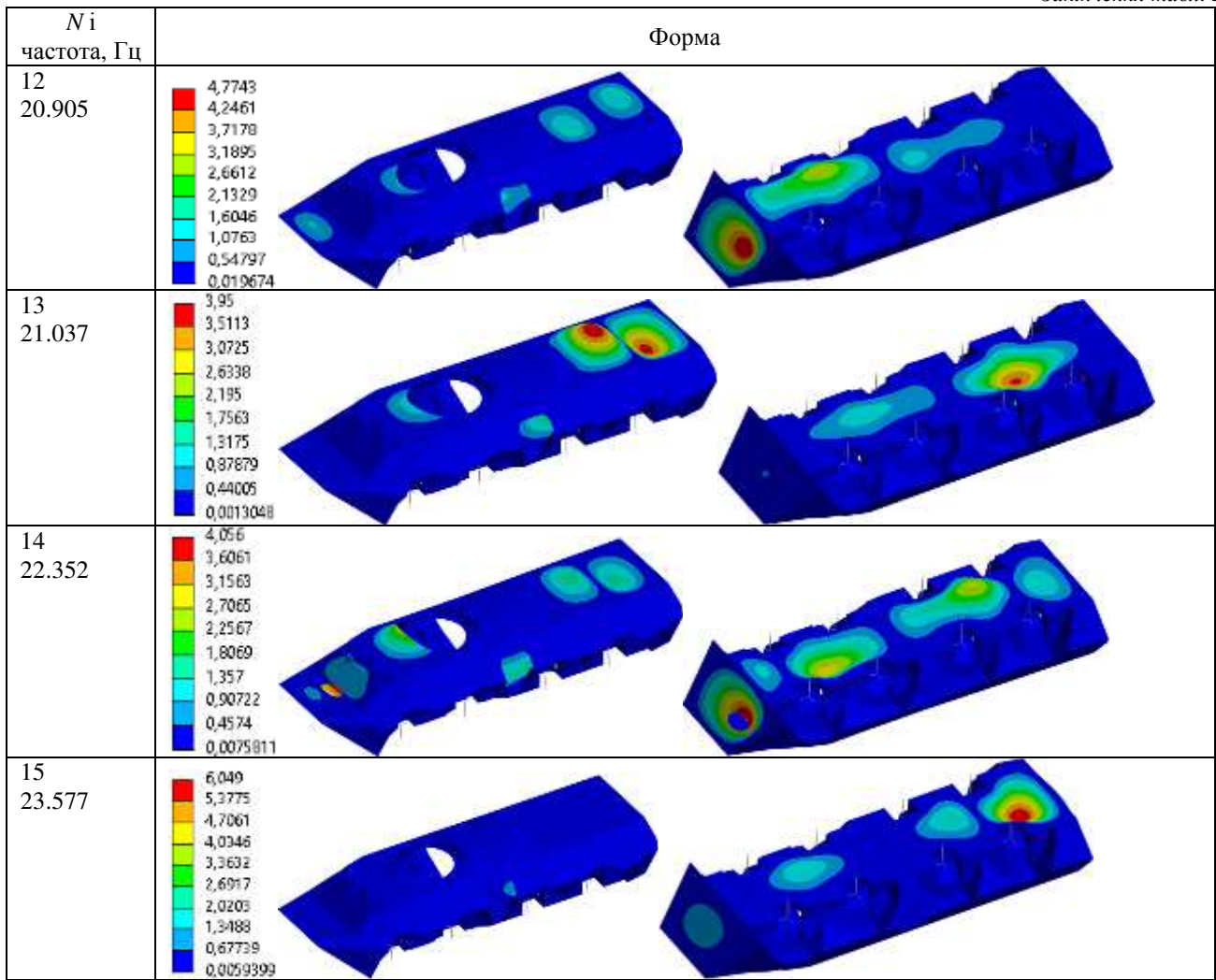


Таблиця 3 – Власні форми коливань бронекорпуса БТР-80 із товщинами панелей 6 мм ( $6 \cdot 10^{-3}$  м)

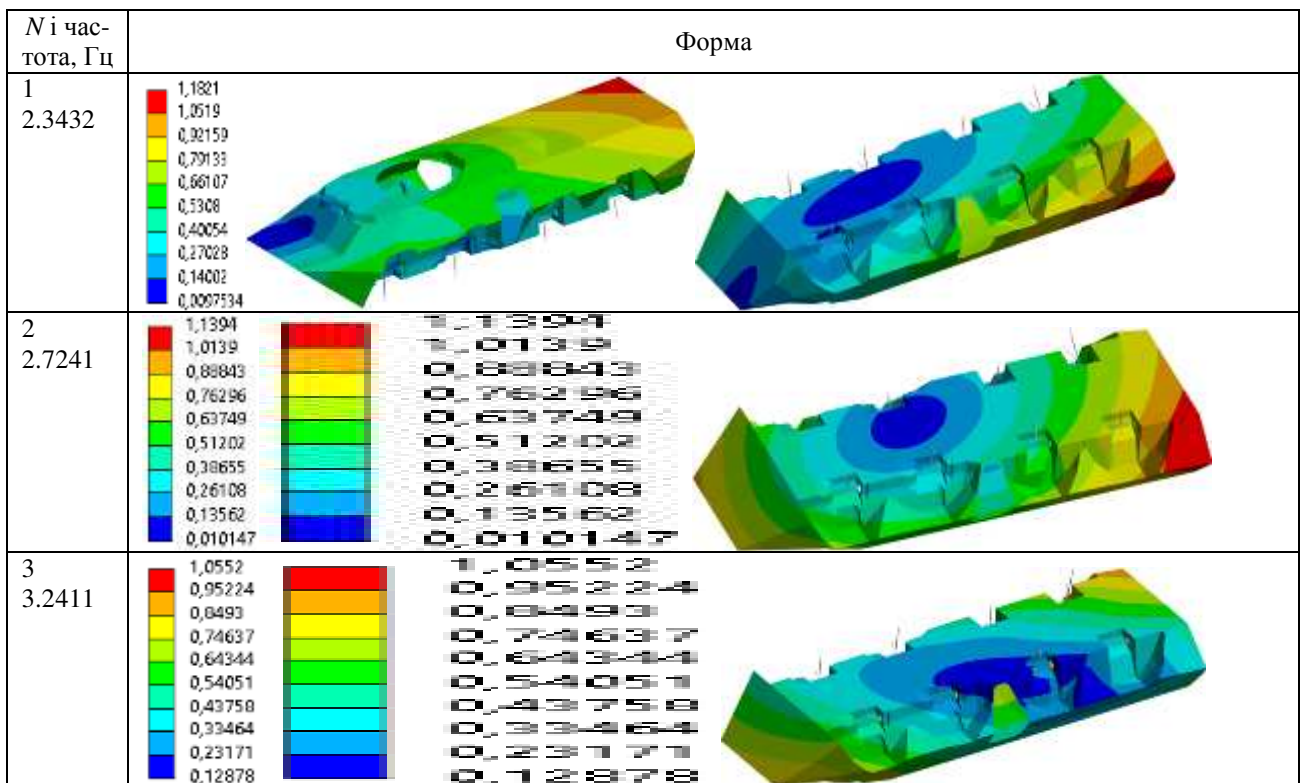


№ і час- тота, Гц	Форма	
5 4.9123		
6 5.0783		
7 10.403		
8 13.169		
9 17.905		
10 18.275		
11 19.088		



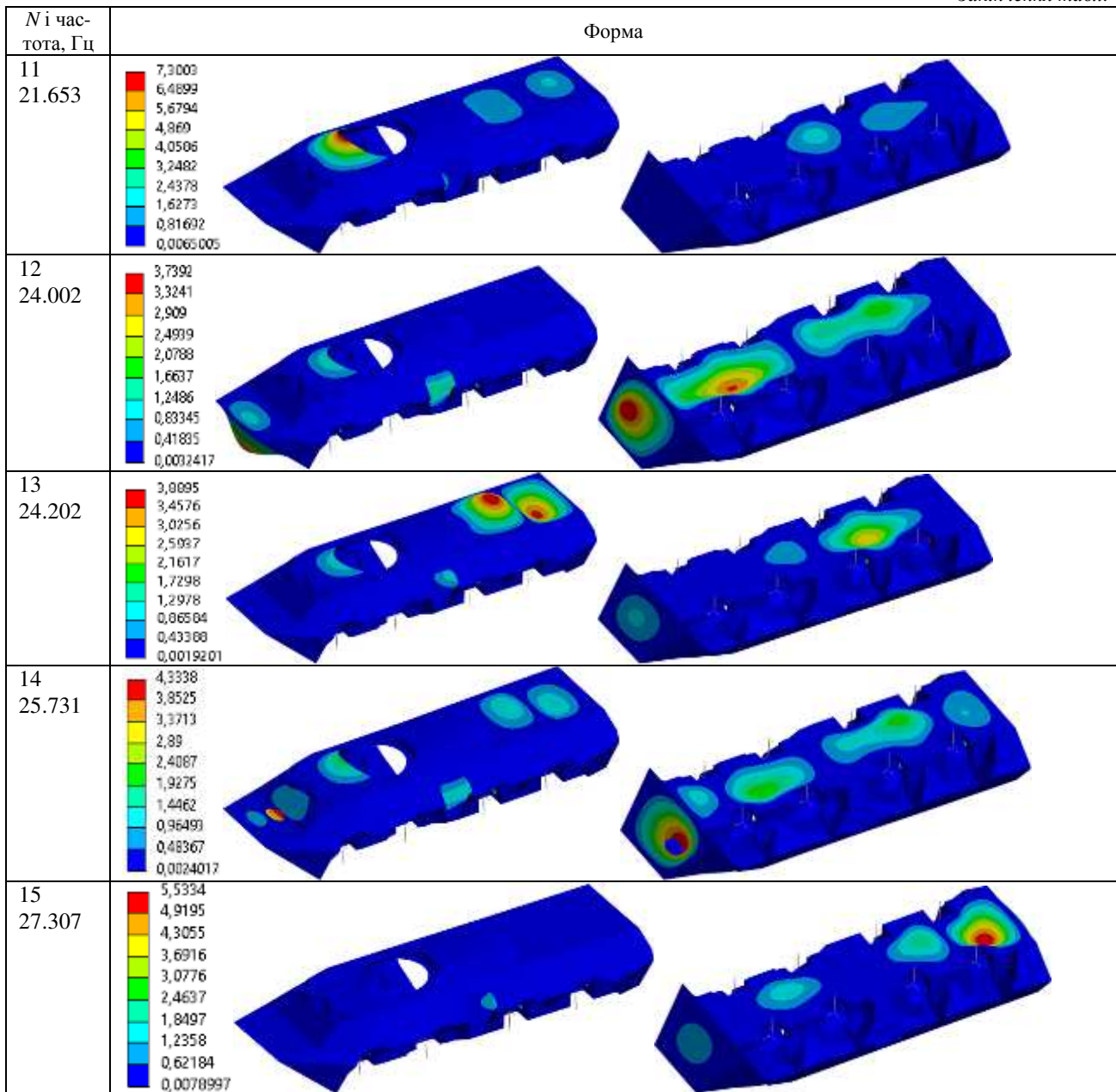
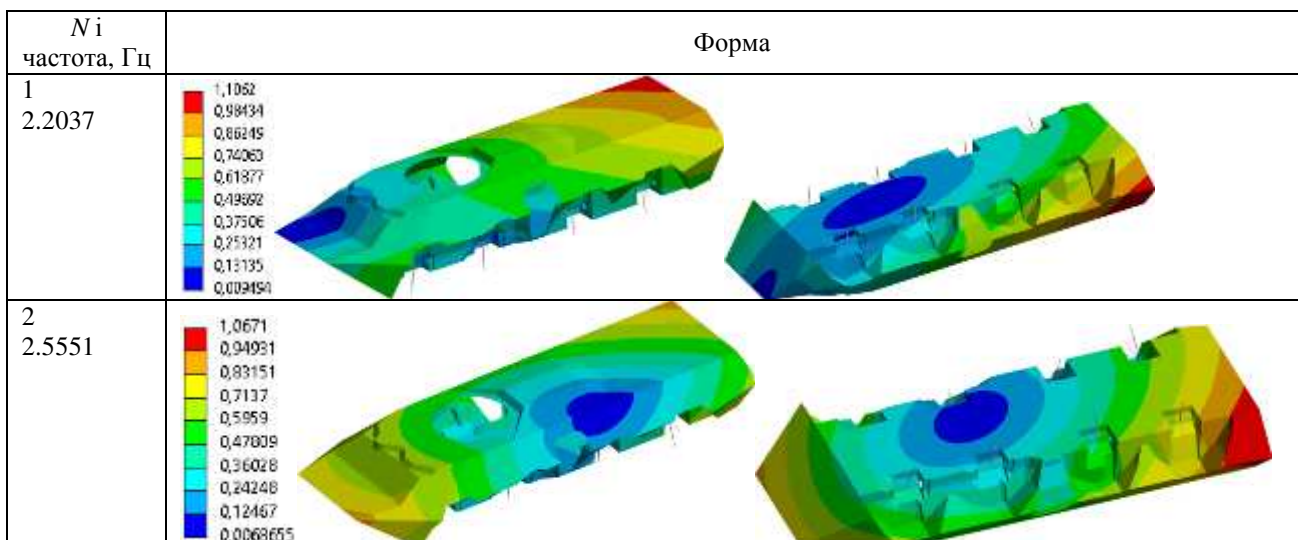


Таблиця 4 – Власні форми коливань бронекорпуса БТР-80 із товщинами панелей 7 мм ( $7 \cdot 10^{-3}$  м)

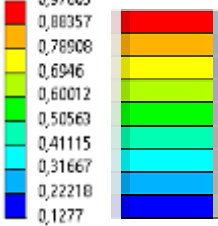
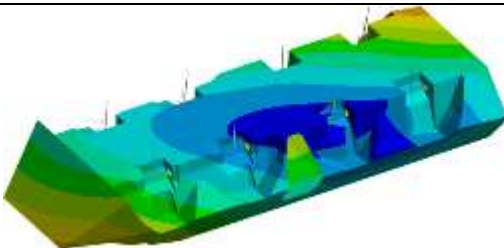
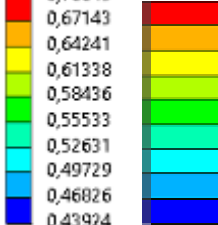
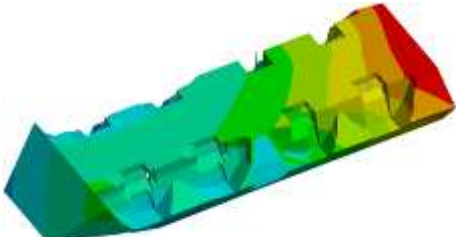
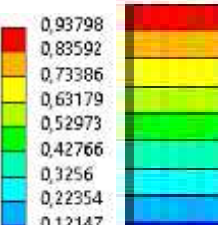
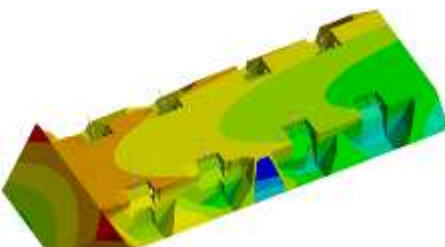
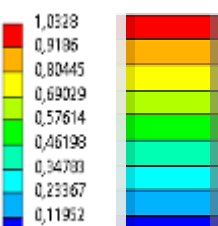
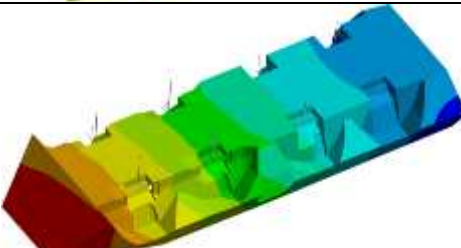
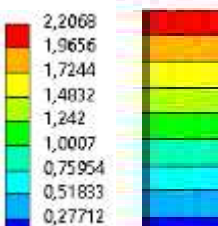
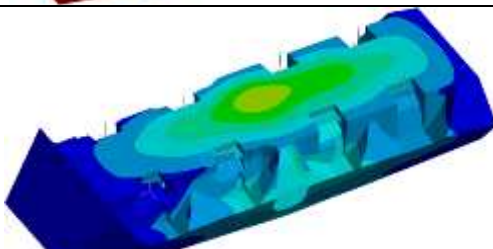
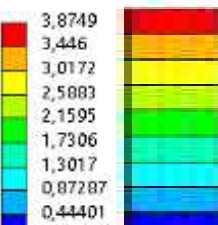
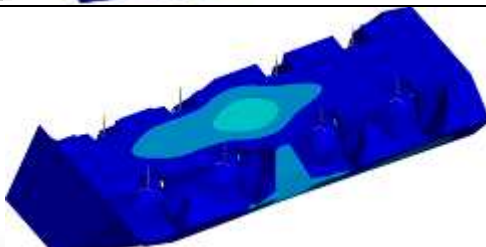
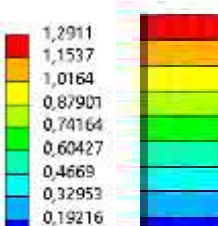
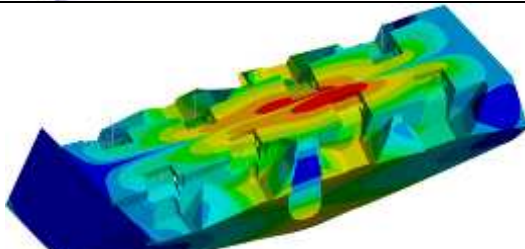


№ і частота, Гц	Форма	
4 3.7846		
5 5.5682		
6 4.7553		
7 11.345		
8 14.938		
9 19.441		
10 21.04		

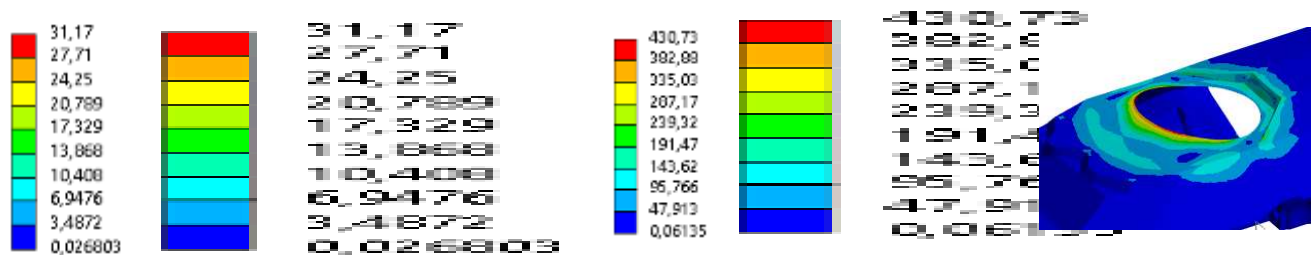


Таблиця 5 – Власні форми коливань бронекорпуса БТР-80 із товщинами панелей 8 мм ( $8 \cdot 10^{-3}$  м)



№ і частота, Гц	Форма		
3 3.0462			0,97805 0,88357 0,78908 0,6946 0,60012 0,50563 0,41115 0,31667 0,22218 0,1277
4 3.5482			0,70045 0,67143 0,64241 0,61338 0,58436 0,55533 0,52631 0,49729 0,46826 0,43924
5 4.2854			0,93798 0,83592 0,73386 0,63179 0,52973 0,42766 0,3256 0,22354 0,12147 0,019408
6 4.4821			1,0328 0,9186 0,80445 0,69029 0,57614 0,46198 0,34783 0,23367 0,11952 0,0053644
7 12.201			2,2068 1,9656 1,7244 1,4832 1,242 1,0007 0,75954 0,51833 0,27712 0,035911
8 16.674			3,8749 3,446 3,0172 2,5883 2,1595 1,7306 1,3017 0,87287 0,44401 0,015151
9 21.026			1,2911 1,1537 1,0164 0,87901 0,74164 0,60427 0,4669 0,32953 0,19216 0,054796

№ частота, Гц	Форма		
10 23.762			5,4756 4,8674 4,2592 3,651 3,0428 2,4346 1,8264 1,2182 0,60999 0,0017935
11 24.198			5,7172 5,082 4,4468 3,8117 3,1765 2,5413 1,9061 1,2709 0,63574 0,00055824
12 26.901			3,3004 2,9342 2,568 2,2017 1,8355 1,4693 1,103 0,73679 0,37055 0,0043162
13 27.276			3,591 3,1922 2,7934 2,3946 1,9957 1,5969 1,1981 0,79929 0,40048 0,0016606
14 28.425			1,2568 1,1177 0,97872 0,83969 0,70066 0,56163 0,4226 0,28358 0,14455 0,0055191
15 29.088			4,4475 3,9551 3,4627 2,9703 2,4779 1,9855 1,4932 1,0008 0,50839 0,016003



Картини розподілу повних переміщень, мм

Картини розподілу еквівалентних напружень, МПа

Рисунок 17 – Просторові розподіли характеристик напружено-деформованого стану бронекорпусу БТР-80 (час – середина пострілу, 1 постріл)

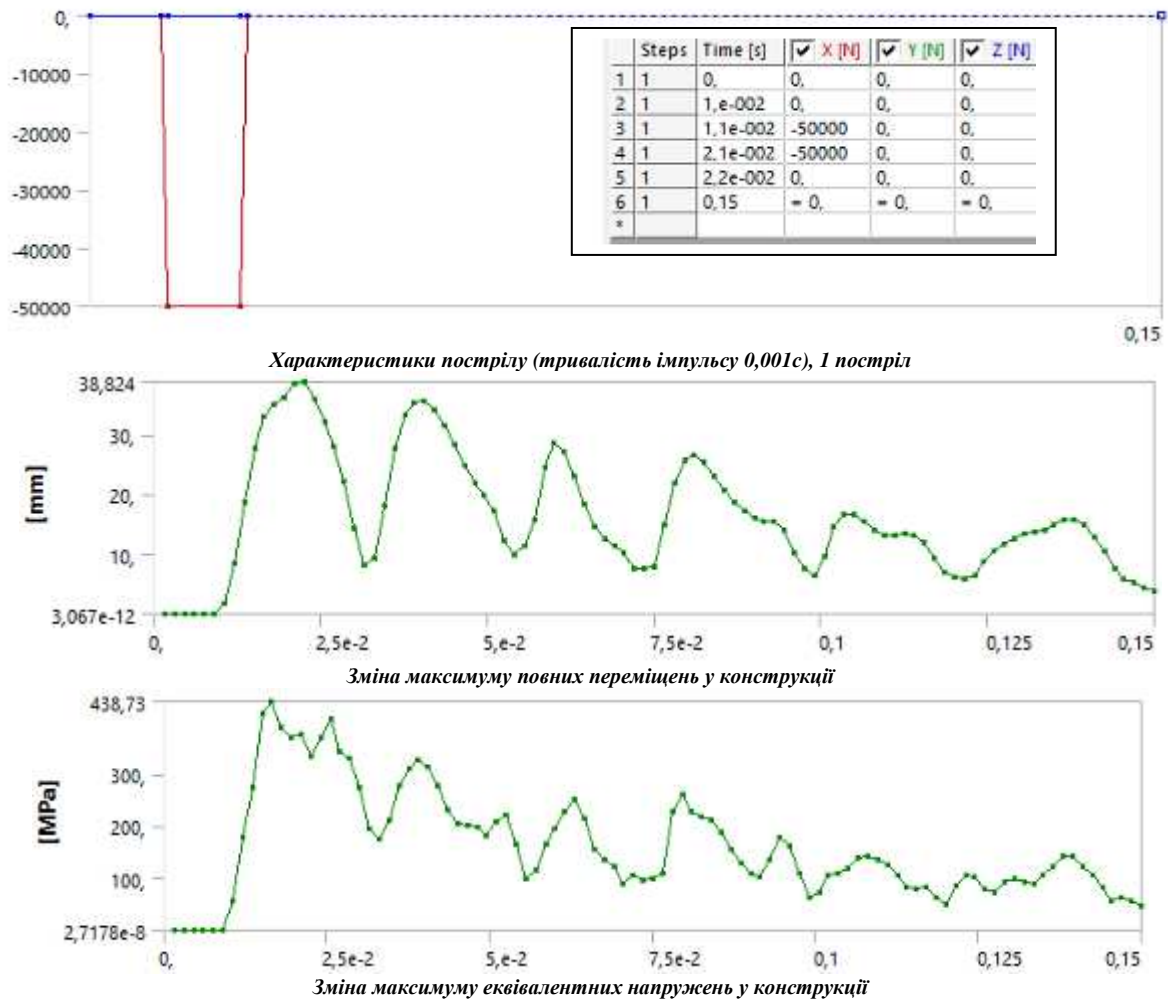


Рисунок 18 – Часові розподіли (с) характеристик напружено-деформованого стану бронекорпусу БТР-80 (1 постріл)

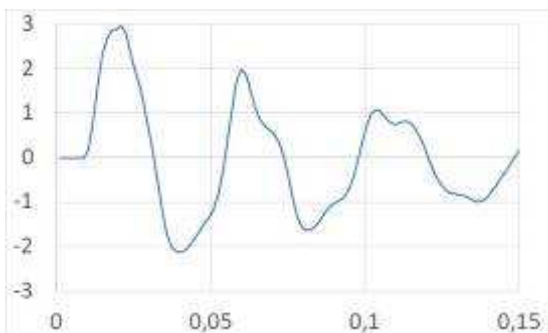


Рисунок 19 – Графік зміни кута коливань (°) погонного кільця під час (с) пострілу

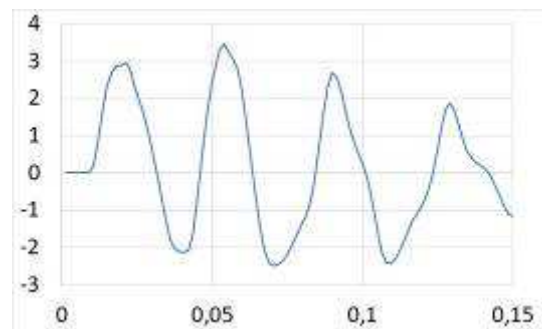


Рисунок 20 – Графік зміни кута (°) коливань погонного кільця під час (с) пострілу (2 постріли)

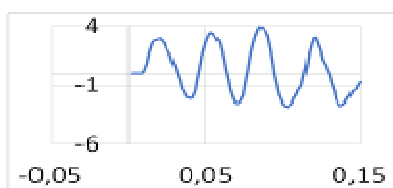


Рисунок 21 – Графік зміни кута (°) коливань погонного кільця під час (с) пострілу (3 постріли)

Таким чином, для відлаштування від небезпечних режимів збудження розроблені рекомендації, які полягають в установці швелерів та стійок (ефективніше порівняно із потовщенням бронелістів), а також у першочерговому відлаштуванні від власної форми коливань, яка відповідає вигину підбаштового листа (що найбільш небезпечно). Ці рекомендації втілені при модернізації БТР-80УМ та БТР-94Б.



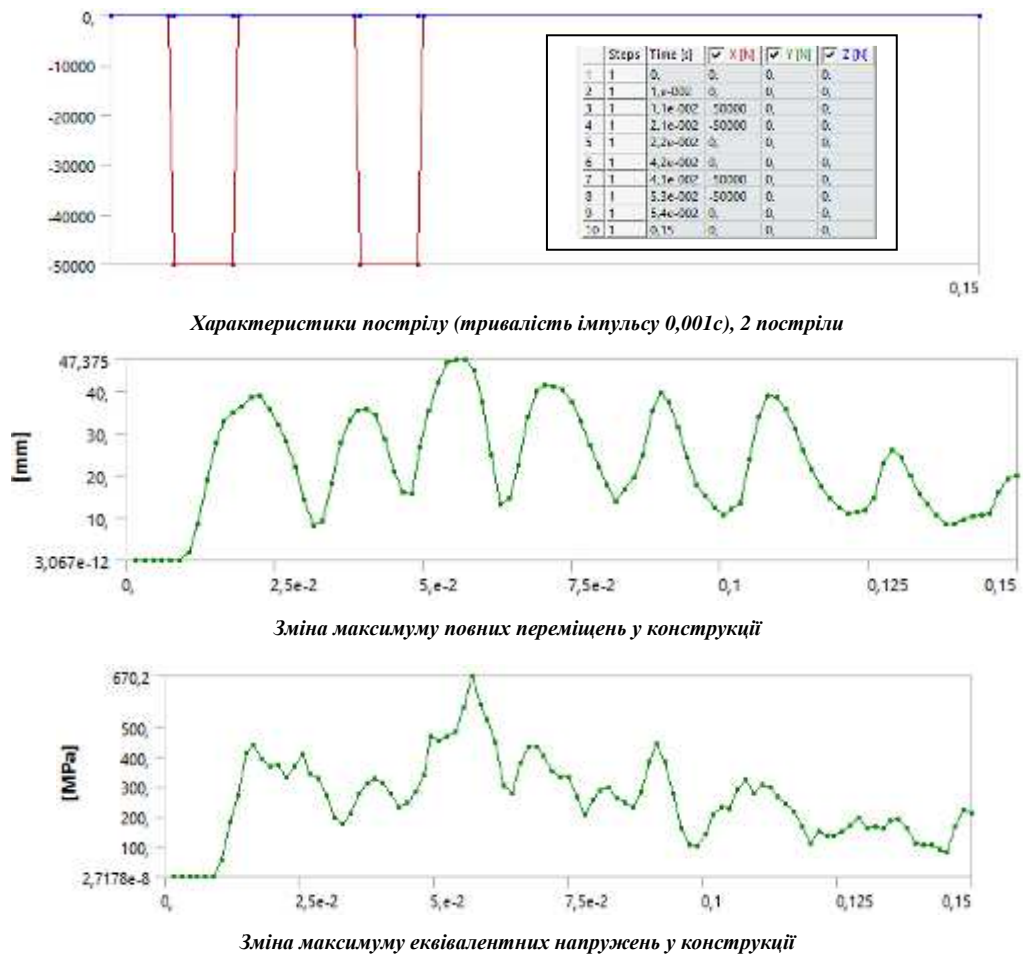


Рисунок 22 – Часові розподіли (с) характеристик напружено-деформованого стану бронекорпусу БТР-80 (2 постріли)

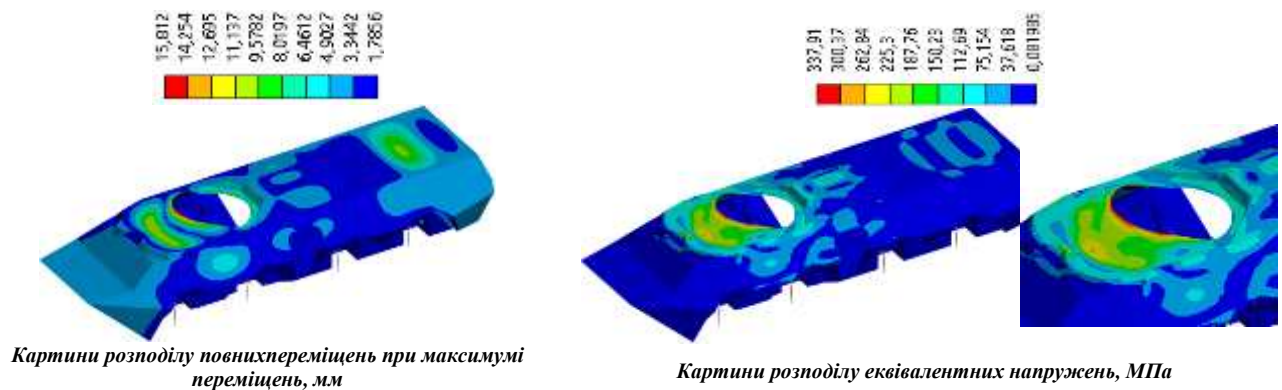


Рисунок 23 – Просторові розподіли характеристик напружено-деформованого стану бронекорпусу БТР-80 (час – середина другого пострілу, 2 постріли)

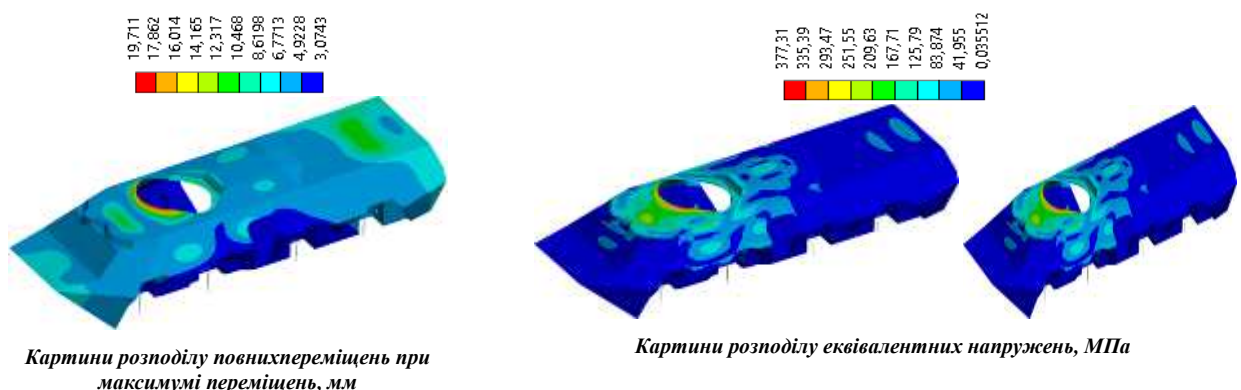


Рисунок 24 – Просторові розподіли характеристик напружено-деформованого стану бронекорпусу БТР-80 (час – середина третього пострілу 3 постріли)

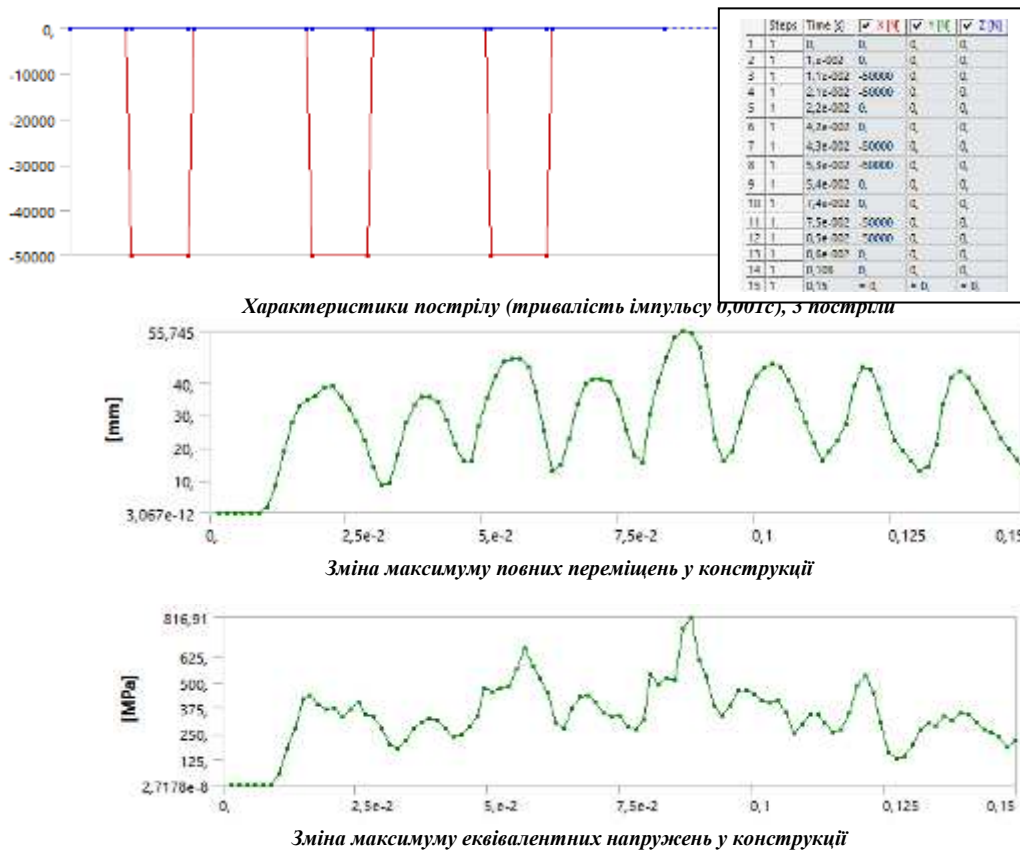


Рисунок 25 – Часові розподіли (с) характеристик напружено-деформованого стану броні корпусу БТР-80 (3 постріли)

**Експериментальні дослідження динамічних процесів у віброударній машині, спроектованій на основі рекомендацій за результатами досліджень.** Для перевірки працездатності створеної машини заплановані і здійснені експериментальні дослідження. Роботи виконувалися на машині вибиваючої транспортуючої автоматизованої формувальної лінії «KW-2» у ПАТ «АЗОВМАН» в умовах реального технологічного процесу. При вібраційному дослідженні проводився вимір коливань у двох взаємно перпендикулярних напрямках за допомогою віброперетворювачів. Схема їх розташування та місця розміщення – на рис. 26, 27. Для дослідження і реєстрації віброколивань використовувалася відповідна комп'ютеризована вимірювальна і реєструвальна техніка (віброперетворювач-акселерометр ПДУ-50, підсилювач У-ФНЧ, аналого-цифровий перетворювач Е-330, програма-фіксатор).

На рис. 28, 29 наведені віброграми, отримані

при дослідженні динамічного вантаження металоконструкції вибивної машини у процесі вибивання грудки з великим вагонним литвом.

Аналіз віброграм показує, що характер розподілу віброприскорень однаковий для різних точок машини і у різних напрямках, проте рівень прискорень відрізняється. Домінують прискорення у вертикальній площині – до 5-8 g.

Аналіз результатів експериментальних досліджень вдосконаленої віброударної вибивної машини дає основу для таких висновків.

1. Підтверджені результати чисельних досліджень динамічних процесів і розрахунку параметрів машини. Похибка розрахункової моделі за прискореннями складає до 20% (рис. 30), за власними частотами – до 2-3%. На осцилограмах прискорень точок відсутні високочастотні складові істотної інтенсивності, що свідчить про задовільне відлаштування її від ударних резонансів на високих деформаційних частотах.

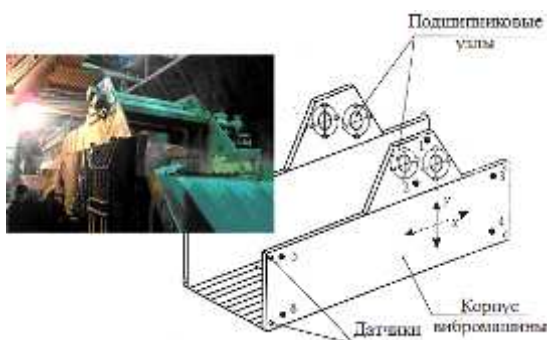
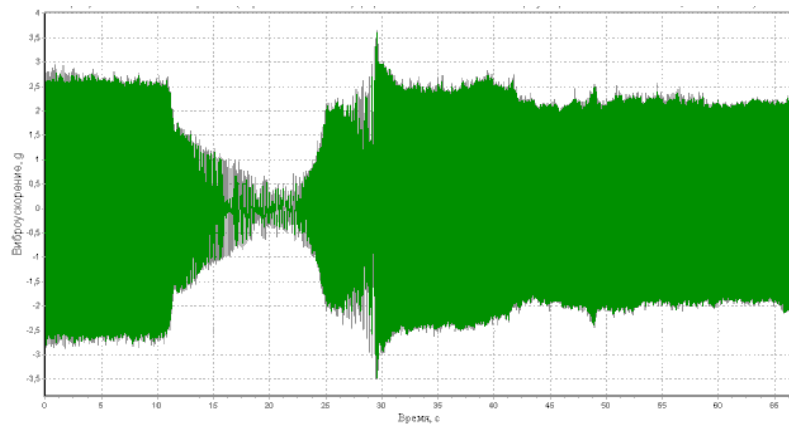


Рисунок 26 – Схема установки акселерометрів



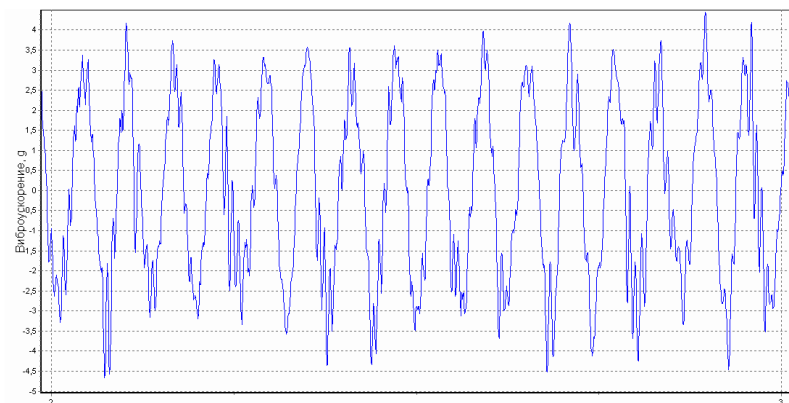
Рисунок 27 – Місця установки датчиків





Вісь x; 66 с; 7g

Рисунок 28 – Приклад віброграми (точка 1)



Вісь y; 1 с; 9g

Рисунок 29 – Приклад віброграми (точка 2)

2. Удосконалена віброударна машина продемонструвала міцність, навантажувальну здатність і довговічність.

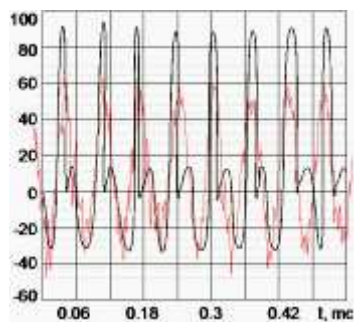


Рисунок 30 – Порівняльні часові розподіли прискорень, зафіксованих експериментально (тонка лінія) та розрахованих числовим способом (товста лінія) в корпусі удосконаленої віброударної машини (прискорення –  $\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$ , час – мілісекунди)

Аналогічні дослідження здійснені і для реальних бронекорпусів БТР-80УМ та БТР-94Б. Вони також підтвердили ефективність здійснення заходів із відлаштування від небезпечних режимів збудження, а також адекватність і точність чисельного моделювання.

Результати досліджень впроваджені у практику проектування і можуть бути використані для розрахунку широкого класу подібних машин.

**Висновки.** У роботі описані вдосконалені

підходи, методи і математичні моделі для аналізу динамічних процесів і обґрунтування параметрів корпусів машин при віброударному збудженні на основі урахування можливості ударного резонансу на частотах, що відповідають пружним коливанням корпусу, а також на основі розробленого програмно-модельного комплексу здійснені дослідження руху віброударних машин та бронекорпусів легкоброньованих машин, на базі чого розроблені науково обґрунтовані рекомендації з їх проектування, що є розв'язанням нової актуальної і важливої науково-практичної задачі. Основними науковими і практичними результатами виконаних досліджень є наступні.

1. Аналіз стану питання підтвердив, що на теперішній час відсутній повною мірою підхід і математичні моделі для аналізу і синтезу машин при віброударному збудженні, які враховують можливість ударного резонансу їхніх елементів на високих частотах при пружній деформації корпусу. На цій основі сформульовані завдання досліджень, спрямовані на створення таких підходів, які мають властивості цілеспрямованого варіативного удосконалення корпусів проєктованих машин за критерієм відлаштування від ударного резонансу.

2. Для опису віброударних машин та бронекорпусів адаптований узагальнений параметричний підхід, що надає ширші (порівняно із традиційними) можливості варіювання конструктивних схем і параметрів. Для аналізу

динамічних процесів у цих елементах запропоновано використати експрес-моделі, еквівалентні у сенсі динамічних характеристик досліджуванім об'єктам. На основі методу скінченних елементів запропонований перехід від дискретно-континуальної моделі корпусу до його детальної дискретизованої моделі, причому зі збереженням усіх характерних властивостей для урахування можливого ударного резонансу. Крім того, уперше розроблена структура цільової функції для розв'язання задачі обґрунтування параметрів віброударних машин та бронекорпусів бронетранспортерів із відлаштуванням від ударного резонансу. У цілому запропонований підхід і математична модель відрізняються від існуючих урахуванням можливого ударного резонансу, параметричним описом і способом обґрунтування параметрів конструкції елементів віброударних машин та бронекорпусів бронетранспортерів, відсутніми у попередніх розробках. Зокрема, із безпосереднім використанням спрощених моделей проаналізований характер динамічних процесів у вібромашині при її роботі, а також встановлено, що на відлаштування від ударного резонансу чинять сильний вплив варіювання частот збудження від резонансних, а також в'язке тертя. Їх збільшення призводить до багатократного зменшення вібрацій у машині. Таким чином, запропонована вдосконалена методологічна основа досліджень, що має нові якості і ширші можливості для розрахунку віброударних машин та бронекорпусів легкоброньованих машин.

3. Розроблена математична модель реалізована у вигляді спеціалізованого програмно-моделного комплексу, який має, на відміну від раніше створених, інструмент аналізу і обґрунтування параметрів вібромашин та бронекорпусів легкоброньованих машин за критерієм відлаштування від ударного резонансу. Комплекс побудований за модульним принципом і може переналаштовуватися на той чи інший тип машин шляхом зміни окремих модулів, що робить його, на відміну від універсальних і спеціальних систем, набагато ефективнішим як із точки зору оперативності, так і збереження широких можливостей моделювання. Із його застосуванням у процесі розв'язання тестових задач визначені характерні особливості динамічних процесів у віброударних машинах та бронекорпусах легкоброньованих машин, зокрема, встановлений слабкий вплив зміни параметрів високочастотної частини машини на низькочастотну. Таким чином, незначною мірою змінюючи конструкцію основних силових елементів машини, можна відлаштуватися від ударного резонансу на високих частотах, не погіршуючи якість технологічного процесу чи виконання бойового завдання, яку в основному визначає низькочастотна складова машини (тобто та, що проявляється при її моделюванні як жорсткого цілого на пружних опорах). Це дуже важливо з точки зору стратегії проектування таких машин, даючи можливість на першому етапі глобально формувати їхні габаритні і

масові характеристики за критерієм якості технологічної операції чи виконання бойового завдання, а потім відносно незалежно локально уточнювати структуру і параметри окремих елементів за критерієм відлаштування від ударного резонансу.

4. На прикладі віброударної машини для вибивання великого литва були встановлені залежності її динамічних характеристик від конструктивних параметрів корпусу, що виконано уперше. Встановлено, що з точки зору відлаштування від ударного резонансу варіювання окремих параметрів (наприклад, обрєбріння стінок) ефективно в обмежених межах, а інших (наприклад, товщина вибивних ґраток) – практично не впливає. На прикладі конкретної конструкції були розроблені рекомендації із обґрунтування основних конструктивних параметрів і схем віброударної машини для вибивання великого вагонного литва. Це дало змогу прискорити процес проектування, забезпечити технічні характеристики і зберегти масу вибивної машини на рівні 21 тонни при зниженні напружень на 5-10 % і відлаштуванні від частот ударного резонансу, що дало можливість удвічі понизити динамічну навантаженість машини на високих частотах. Стосовно бронекорпусів БТР-80УМ та БТР-94Б встановлена більша ефективність підсилення внутрішньої структури, особливо у верхній проекції, порівняно із потовщенням бронелістів, задля більш оперативного відлаштування від резонансних режимів збудження.

5. У ході експериментальних досліджень вдосконаленого варіанту віброударної машини був підтверджений якісний характер і кількісні характеристики отриманих та описаних у роботі результатів аналітичних і чисельних досліджень, що підтверджує ефективність запропонованого підходу, адекватність побудованих математичних моделей, точність отриманих результатів і достовірність розроблених на їх основі рекомендацій. Встановлено, що похибка чисельного визначення амплітуд віброприскорень і домінуючих компонент напружень у найбільш навантажених елементах не перевищує 15-20%, а за базовим показником (тобто за власними частотами) – до 5 %. Подібні результати – і для бронекорпусів легкоброньованих машин.

6. На основі розроблених рекомендацій вдосконалена конструкція елементів вибивної машини, у тому числі опор підшипникових вузлів дебалансних валів, підрешітних балок, боковин корпусу та інших елементів. Спроектвана машина зберігає якість технологічної операції вибивання литва. При цьому міжремонтний термін збільшується на 10-15%. Для корпусів легкоброньованих машин досягнуто відлаштування на 70% від резонансних режимів збудження.

Розроблені удосконалені методи розрахунку віброударних машин можуть бути використані в НДІ, КБ і на підприємствах різних галузей, які займаються розробкою, дослідженням, виготовленням і експлуатацією вібромашин різних типів з метою обґрунтування раціональних параметрів, що

забезпечують відлаштування від ударних резонансів на частотах, кратних збурюючій. Аналогічна стратегія може бути застосована при обґрунтуванні технічних рішень інших подібних елементів машин військового та цивільного призначення та при їх зміцненні.

Дослідження виконані за проектом НФДУ №2023.04/0036 «Дослідження та розробка пристрою для відновлення елементів військової техніки шляхом дискретно-континуального зміцнення конструкцій».

#### Список літератури

- Ткачук М. А., Ю. В. Костенко, І. В. Артьомов, А. В. Грабовський Резонанси у віброударних машинах: моделі, методи, розрахунки. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2014. № 2. С. 39–50
- Ткачук М., А. Грабовський, М. Ткачук, І. Артьомов, Е. Барчан Підхід до ідентифікації моделі для визначення ударної сили у віброударній системі. *Машинознавство*. 2011. № 5–6. С. 21–26
- Барчан Є. М. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибівної транспортної машини для формувальних ліній крупного литва : дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. Маріуполь. 2008. 178 с.
- Пановко Я. Г. *Основы прикладной теории колебаний и удара* / Я. Г. Пановко. 4-е изд., перераб. и доп. Л. : Политехника. 1990. 272 с.
- Пановко Я. Г. *Введение в теорию механических колебаний*: Учебное пособие. Наука, 1991. 255с
- Нісонський В.П., Далик Т.М., Шопя В.М. Чисельні розрахунки динамічного режиму роботи віброагрегата *Машинознавство*. 2011. № 9–10. С. 50–55.
- Нісонський В.П., І.Гергега, Шопя В.М. Математична модель багатосекційного вібраційного агрегату. *Доп. НАН України*. 2000. № 6. С.62–65.
- Гергега І. І. Взаимодействие рабочей нагрузки с рабочим органом в ударно-вибрационных машинах. *Пробл. прочности*. 1995. № 4. С. 74–82.
- Rong Hai-wu, Wang Xiang-dong, Luo Qi-zhi, Xu Wei, Fang, Tong (2011). Subharmonic response of single-degree-of-freedom linear vibroimpact system to narrow-band random excitation. *Applied mathematics and mechanics-english edition*, vol. 32, iss. 9, pp. 1159–1168. doi:10.1007/s10483-011-1489-x.
- Bazhenov, V. A., Pogorelova O.S., Postnikova T. G. (2014). Modification of the One-Parameter numerical continuation method for analysis of the dynamics of vibroimpact systems. *Strength of materials*, vol. 46, iss. 6, pp. 801–809. doi:10.1007/s11223-014-9614-y.
- Ritto, T. G., F. S. Buezas, Rubens Sampaio A new measure of efficiency for model reduction: Application to a vibroimpact system. *Journal of Sound and Vibration*. 2011. Vol. 330, Is. 9. P. 1977–1984. doi:10.1016/j.jsv.2010.11.004.
- Julián M. Londoño, Simon A. Neild, Jonathan E. (2015). Cooper Identification of backbone curves of nonlinear systems from resonance decay responses. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 348, pp. 224–238. doi:10.1016/j.jsv.2015.03.015.
- Аналіз тенденцій впливу параметрів корпусів транспортних засобів спеціального призначення на власні частоти і форми коливань /А.В. Грабовський, М.А. Ткачук, О.Ю. Шуть, А.І. Липейко, Г.В. Цендра, А.В. Шевченко, О.С. Лозний, Д.В. Мосніцька, Чала Ю.С. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2020. № 1. С 19–27. doi:10.20998/2079-0775.2020.1.03
- Ткачук М. А., А. В. Набоков, А. В. Грабовський, О. М. Рікунов, М. М. Ткачук, С. І. Марусенко, І. Я. Храмова, О. В. Кохановська, М. В. Прокопенко, О. С. Лозний, Чала Ю. С. Аналіз реакції тестових просторових конструкцій корпусів легкоброньованих машин на дію серії імпульсів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2020. № 2. С 117–139. doi: 10.20998/2079-0775.2020.2.13
- Грабовський А. В., М. М. Ткачук, А. В. Набоков, О.В. Литвиненко, Г. В. Ткачук, О. М. Рікунов, С. В. Куценко, В. В. Панченко, Кислиця Д. В. Аналіз реакції легкоброньованих машин на дію поліімпульсних сил. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2021. № 1. С 47–52. doi: 10.20998/2079-0775.2021.1.05
- Chao Li. (2019). Stochastic response of a vibro-impact system with variable mass. *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, vol. 516, pp. 151–160. doi:10.1016/j.physa.2018.10.021
- Shan Xue, Jinjun Fan (2018). Discontinuous dynamical behaviors in a vibro-impact system with multiple constraints. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, vol. 98, pp. 75–101. doi:10.1016/j.ijnonlinmec.2017.10.009
- Geraldo F. de S. Reboças, Ilmar F. Santos, Jon J. Thomsen (2019). Unilateral vibro-impact systems – Experimental observations against theoretical predictions based on the coefficient of restitution. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 440, pp. 346–371. doi.org:10.1016/j.jsv.2018.10.037
- Yang Liu, Haibo Jiang, Ekaterina Pavlovskaya, Marian Wiercigroch (2017). Experimental Investigation of the Vibro-impact Capsule System. *Procedia IUTAM*, vol.22, pp. 237–243. doi:10.1016/j.piutam.2017.08.029

#### References (transliterated)

- Tkachuk M. A., Yu. V. Kostenko, I. V. Artomov, A. V. (2014). Hrabovskyi Rezonansy u vibroudarnykh mashynakh: modeli, metody, rozrakhunky. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiah*, no. 2, pp. 39–50
- Tkachuk M., A. Hrabovskyi, M. Tkachuk, I. Artomov, Barchan E. (2011). Pidkhhid do identyfikatsii modeli dlia vyznachennia udarnoi syly u vibroudarnii systemi. *Mashynoznavstvo*, no.5–6, pp. 21–26
- Barchan Ye. M. *Udoskonalennia metodiv rozrakhunku ta konstruktstii vybyvnoi transportuiuchoi mashyny dlia formuvalnykh liniy krupnoho lytva : dys. kand. tekhn. nauk : 05.02.02* / Barchan Yevhen Mykolaiovych. Mariupol. 2008. 178 p.
- Panovko Ya. G. (1990). *Osnovy prikladnoy teorii kolebaniy i udara* / Ya. G. Panovko. 4-e izd., pererab. i dop. L. : Politehnika. 272 p.
- Vvedenie v teoriyu mehanicheskikh kolebaniy*: Uchebnoe posobie. Ya.G. Panovko. Nauka, 1991. 255 p.
- Nisonyskiy V.P., Daliak T.M., Shopa V.M. (2011). Chyselni rozrakhunky dynamichnoho rezhymu roboty vibroahrehata. *Mashynoznavstvo*, no. 9–10, pp. 50–55.
- Nisonyskiy V.P., I. I. Hereha, Shopa V. M. (2000). Matematychna model bahatosseksiinoho vibratsiinoho ahrehatu, *Dop. NAN Ukrainy*, no. 6, pp. 62–65.
- Hereha Y. Y. (1995). Vzaymodeistvye rabochei nahruzky s rabochym orhanom v udarno-vybratsyonnykh mashynakh. *Probl. Prochnosti*, no. 4, pp. 74–82.
- Rong Hai-wu, Wang Xiang-dong, Luo Qi-zhi, Xu Wei, Fang, Tong (2011). Subharmonic response of single-degree-of-freedom linear vibroimpact system to narrow-band random excitation. *Applied mathematics and mechanics-english edition*, vol. 32, iss. 9, pp. 1159–1168. doi:10.1007/s10483-011-1489-x.
- Bazhenov, V. A., Pogorelova O.S., Postnikova T. G. (2014). Modification of the One-Parameter numerical continuation method for analysis of the dynamics of vibroimpact systems. *Strength of materials*, vol. 46, iss. 6, pp. 801–809. doi:10.1007/s11223-014-9614-y.
- Ritto, T. G., F. S. Buezas, Rubens Sampaio A new measure of efficiency for model reduction: Application to a vibroimpact system. *Journal of Sound and Vibration*. 2011. Vol. 330, Is. 9. P. 1977–1984. doi:10.1016/j.jsv.2010.11.004.
- Julián M. Londoño, Simon A. Neild, Jonathan E. (2015). Cooper Identification of backbone curves of nonlinear systems from resonance decay responses. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 348, pp. 224–238. doi:10.1016/j.jsv.2015.03.015.
- Hrabovskyi A.V., M.A. Tkachuk, O.Iu. Shut, A.I. Lipeiko, H.V. Tsendra, A.V. Shevchenko, O.S. Loznyi, D.V. Mosnitska, Chala Yu.S. (2020). Analiz tendentsii vplyvu parametriv korpusiv transportnykh zasobiv spetsialnoho pryznachennia na vlasni chastoty i formy kolyvan. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 19–27. doi:10.20998/2079-0775.2020.1.03
- Tkachuk M. A., A. V. Nabokov, A. V. Hrabovskyi, O. M. Rikunov, M. M. Tkachuk, S. I. Marusenko, I. Ya. Khramtsova, O. V. Kokhanovska, M. V. Prokopenko, O. S. Loznyi, Chala Yu. S. (2020). Analiz reaktstii testovykh prostorovykh konstruktstii korpusiv lehkobronovanykh mashyn na diiu serii impulsiv. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 2, pp. 117–139. doi: 10.20998/2079-0775.2020.2.13
- Hrabovskyi A. V., M. M. Tkachuk, A. V. Nabokov, O.V. Lytyvnenko, H. V. Tkachuk, O. M. Rikunov, S. V. Kutsenko, V. V.

- Panchenko, Kyslytsia D. V. (2021). Analiz reaktsii lehkobronovanykh mashyn na diiu poliimpul'snykh syl. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp.47–52. doi: 10.20998/2079-0775.2021.1.05
16. Chao Li. (2019). Stochastic response of a vibro-impact system with variable mass. *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, vol. 516, pp. 151–160. doi:10.1016/j.physa.2018.10.021
17. Shan Xue, Jinjun Fan (2018). Discontinuous dynamical behaviors in a vibro-impact system with multiple constraints. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, vol. 98, pp. 75–101. doi:10.1016/j.ijnonlinmec.2017.10.009
18. Geraldo F. de S. Rebouças, Ilmar F. Santos, Jon J. Thomsen (2019). Unilateral vibro-impact systems – Experimental observations against theoretical predictions based on the coefficient of restitution. *Journal of Sound and Vibration*, vol. 440, pp. 346–371. doi.org:10.1016/j.jsv.2018.10.037
19. Yang Liu, Haibo Jiang, Ekaterina Pavlovskaya, Marian Wiercigroch (2017). Experimental Investigation of the Vibro-impact Capsule System. *Procedia IUTAM*, vol.22, pp. 237–243. doi:10.1016/j.piutam.2017.08.029

Надійшла (received).12.11.2024

### Відомості про авторів / About the Authors

**Ткачук Микола Анатолійович / Tkachuk Mykola A.** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org

**Луньов Євген Олександрович / Lunov Yevhen** – здобувач третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти, Інститут економіки промисловості НАН України, м. Київ, Україна ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8994-8409>, e-mail: loonev@gmail.com

**Артёмов Ігор Вікторович / Artomov Ihor** – головний конструктор ПрАТ «Азовелектросталь», м. Маріуполь, Україна

**Луньов Лев Євгенович / Lev Lunov** – здобувач третього (освітньо-наукового) рівня вищої освіти, Інститут економіки промисловості НАН України, м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3164-0508>; e-mail: lunev.lev01@gmail.com

**Грбовський Андрій Володимирович / Grabovskiy Andrey** – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; тел.: (057)7076166, e-mail: andrej8383@gmail.com

**Ткачук Микола Миколайович / Tkachuk Mykola** – доктор технічних наук, старший дослідник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології і системи колісних та гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>, тел.: (057)7076902, e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org.

**Васильєв Антон Юрійович / Vasiliev Anton** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8106-0950>; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org

**Набоков Анатолій Володимирович / Nabokov Anatoliy** – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна, e-mail: avnnabokov@gmail.com

**Нечаєв Роман Геннадійович / Nechaiev Roman** – головний інженер ДП «Завод ім. В., О. Малишева», м. Харків, Україна; e-mail: tma@tmm-sapr.org

**Соловей Вадім Юрійович / Solovei Vadim** – начальник служби безполітних систем Східного ОТО, Україна; e-mail: tma@tmm-sapr.org

**Калінін Павло Миколайович / Kalinin Pavel** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерної механіки; м. Харків, Україна; тел.: (099) 725-12-82; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9724-0630>; e-mail: pkalining@gmail.com

**Льозний Олег Сергійович / Loznyi Oleg** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м Харків, Україна; e-mail: s1708@tmm-sapr.org

**Малакей Сергій Андрійович / Malakei Serhii** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м Харків, Україна; e-mail: tma@tmm-sapr.org

**Троценко Володимир Володимирович / Trotsenko Volodymyr** – Військовий інститут танкових військ при Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут», ст. викладач кафедри «Експлуатація, озброєння та військова техніка», м. Харків, Україна; e-mail: tma@tmm-sapr.org