

УДК 629.4.027



В. П. Пісарев

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДСИСТЕМИ “ОПЕРАТОР – РОБОЧЕ МІСЦЕ – МАШИНА”, ЩО ЗАЗНАЄ ДІЇ ЗБУРЮЮЧИХ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ РІЗНОЇ ПРИРОДИ

Запропонована математична модель для вибору чисельними методами раціональних параметрів підсистеми “оператор – робоче місце – машина”, що зазнає дії збуджуючих силових факторів різної природи, в межах методології прикладного оптимального проектування складних технічних об’єктів.

К л ю ч о в і с л о в а: збуджуючі фактори, раціональні параметри, математична модель, адекватність за натурним об’єктом, критерії оцінки.

Постановка проблеми. На сьогодні, у зв’язку з останніми подіями в Україні, особливої актуальності набуло вирішення задачі зі зменшення ймовірності травмування членів екіпажів автобронетанкової техніки різного призначення при виконанні службово-бойових завдань, у випадках підризу на мінах та інших вибухових пристроях. Проблема полягає у наявності широкого спектра різних за своєю природою збуджуючих факторів зовнішнього і внутрішнього походження, які діють на екіпажі, що суттєво утруднює одночасну відповідність вимогам комфортабельності і захищеності від травмування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вважається, що відчуття людини під час руху в машині і наставання при цьому втомі пов’язані з прискореннями, яких зазнає людина внаслідок коливань, і з повторюваністю таких прискорень. Найбільш простими і вельми наближеними параметрами оцінювання цих відчуттів вважаються власні частоти коливань корпусу машини. Практика свідчить, що необхідною, але не завжди достатньою умовою хорошої плавності ходу є дотримання величини власних частот у межах 1,0...1,5 Гц (з позицій фізіології людини – частота збурення при ходінні, звична і нормальна за відчуттями). Міжнародна організація зі стандартизації (ISO) встановлює допустимі межі прискорень сидіння для найбільш чутливого для людини діапазону частот (4...8 Гц). За одиничними ударними навантаженнями прийнятною межею вважають прискорення не більше 3g. [1].

Складний характер коливань транспортного засобу добре видно на записах коливань, наприклад, віброграмах або акселерограмах. Криву коливань поділяють на власно коливання і вібрації. Такий розподіл умовний і може мати різну основу. З позицій фізіології можна вважати, що коливання сприймаються людським організмом роздільно, а вібрації – зливо. Межа вібраційної чутливості людини знаходиться в інтервалі 18...23 Гц. Отже, умовно вважаються вібраціями коливання з частотами вище 17 Гц. Що стосується природи коливань, то коливання з частотами до 17 Гц пов’язують з коливаннями корпусу і коліс на пружних елементах підвіски і рушії (колісного або гусеничного). Природу вібрацій пов’язують з частотами вище 17 Гц (вібрації пов’язані з робочими процесами двигуна, трансмісії, корпусу та ін.). Очевидно, що і засоби боротьби з коливаннями та вібраціями різняться [2].

Окрему групу складають одиночні ударні навантаження, які мають місце при “пробоях” підвіски і підривах на вибухових пристроях. Умовні частоти цих збуджуючих факторів суттєво перевищують частоти збуджуючих факторів, пов’язаних з коливаннями і вібраціями. Це стосується і величин

прискорень (у випадку “пробою” підвіски у процесі руху машини і при підриві на міні [4] вертикальні прискорення на місці водія досягають 8...10g [3]).

Мета статті – доведення до наукової спільноти результатів моделювання робочих процесів у підсистемі “оператор – робоче місце – машина”, розрахунків чисельним методом на основі розробленої математичної моделі об’єкта досліджень і пропозицій щодо комплексного рішення задачі на шляху вибору раціональних параметрів одночасно за комфортабельністю і захищеністю від травмування.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо можливості реалізації на практиці захисту членів екіпажу від внутрішніх (вібрації двигуна та елементів трансмісії) і зовнішніх (нерівності опорної поверхні і одиночний силовий імпульс ударного характеру як результат підриву на міні) збуджуючих факторів.

Щоби дослідити робочий процес трансформації передавання ударного імпульсу при підриві міні під колесом оператора через сидіння, розглянемо трансформацію на ділянці “корпус машини – оператор”. Розрахункова схема зводиться до двомасового об’єкта (сидіння і каркас, що з’єднані між собою пружно-демпферним зв’язком, при цьому каркас має з корпусом машини аналогічний за природою зв’язок). Як зв’язки розглянемо конструкції на основі простих гумових деталей, наприклад, блоків з металевими пластинами і втулками в металевих обоймах. Каркас зв’язаний з днищем подібними елементами.

При цьому вважаємо, що корпус машини нерухомий, імпульсна сила прикладена до каркаса, закон зміни сили у часі за величиною відомий.

Математична модель об’єкта представлена такими диференціальними рівняннями:

$$a_1 = \frac{1}{m_1} [-k_1 \cdot s_1 - c_1 \cdot v_1 + k_y \cdot (s_2 - s_1) + c_y \cdot (v_2 - v_1) + PM_1 - y_1];$$

$$a_2 = \frac{1}{m_2} [-k_y \cdot (s_2 - s_1) - c_y \cdot (v_2 - v_1) + PM_2].$$

У рівняннях: m_2 – сумарна маса оператора і сидіння; m_1 – маса каркаса, встановленого на корпусі через гумовометалеві конструкції, наприклад, сайлентблоки. Через аналогічні конструктивні елементи сидіння зв’язане з каркасом. Пружно-демпферні зв’язки з параметрами k_y, c_y, k_1, c_1 однакові за своєю природою: k_y, k_1 – коефіцієнти жорсткості; c_y, c_1 – коефіцієнти непружного опору (в’язкого тертя).

Теорія і практика робочих процесів при дії імпульсних сил свідчить про складність відтворення і оцінювання наслідків такого виду навантаження. Це стосується повною мірою питань, пов’язаних з силами тертя. У нижче наведених посиланнях розглянуті підходи до рішення задач з урахуванням особливостей впливу сил тертя на робочі процеси.

У праці [5] розроблена теорія враховує місцеві пружно-пластичні деформації, виникаючі в місці контакту тіл у процесі співударяння, і оснований на застосуванні емпіричної апроксимації силових характеристик. Теорія дозволяє виконувати інженерні розрахунки основних характеристик імпульсних сил і прискорень, а також законів їх зміни у часі. Висвітлені питання пов’язані з трансформацією імпульсних сил і прискорень від точок їх прикладання до вузла машини, який досліджується.

Відмічається, що у ряді практичних випадків, досліджуючи трансформації, доцільно застосовувати часовий підхід. При цьому в першому наближенні можна подати складну досліджувану систему в ідеалізованому вигляді, тобто як систему з одним або двома ступенями свободи. Звертається також увага на те, що, оскільки зовнішня дія має вигляд однократного імпульсу, поняття збуджуючої сили (прискорення) є умовним. Тому правильніше і зручніше з погляду на

практичні розрахунки застосовувати співвідношення власної частоти f_0 і часу фронту зростання ударного імпульсу τ : $\lambda_0 = \frac{\omega_0}{\omega} = 4f_0\tau$, де $f_0 = \frac{\omega}{2\pi}$.

У праці [2] зазначається, що міжмолекулярне тертя виникає, головним чином, у гумових пружних елементах. При цьому вважається, що згасання в гумі пропорційне швидкості коливань. Але коефіцієнт непружного опору не є постійним, а змінюється обернено пропорційно частоті коливань. Тому при зміні частоти в широких межах неможливо забезпечити ефективне загасання. До того ж міжмолекулярне тертя в гумі не може створити значної величини згасання (в гумових підвісках в середньому $\psi_0 = 0,1$), тому необхідні амортизатори. Міжмолекулярне тертя в гумі залежить від її складу і, наприклад, у разі великої кількості сажі може бути за законом зміни таким самим, як постійне тертя. Для шини внутрішнє тертя залежить від низки факторів, у тому числі від конструкції шини, кількості шарів корду, внутрішнього тиску повітря в шині, амплітуди її деформацій (відносне затухання ψ в середньому дорівнює 0,05...0,106).

У праці [6] відмічається, що не завжди можна вжити достатні міри захисту проти надмірних переміщень від ударних навантажень і тих, що спричинені прискоренням руху, не погіршивши ефективність ізоляції, яку дає підвіска.

Виходячи з інформації в наведених публікаціях, параметри демпфірування c_y, c_1 беруть з урахуванням природи матеріалу, що застосовується (в нашому випадку – внутрішнього тертя в гумі, через парціальні відносні коефіцієнти згасання – коефіцієнти аперіодичності в межах $\psi = 0,05...0,106$) і визначають з урахуванням особливостей збуджуючих факторів (частоти збурення у випадку коливань або вібрацій і умовної частоти збурення у випадку одиночного імпульсу, визначеної, виходячи із тривалості його дії).

У випадку імпульсної дії коефіцієнти c_y, c_1 непружного опору для пружного матеріалу, демпферні якості якого суттєво залежать від частоти збуджуючого фактора, тобто обумовлені особливостями внутрішнього тертя в матеріалі (варіант 1), знаходимо за формулами $c_y = 2 \cdot \psi \cdot \omega \tau \cdot m_2$ та $c_1 = 2 \cdot \psi \cdot \omega \tau \cdot m_1$, де умовна частота імпульсного збурення $\omega \tau = \frac{2\pi}{T}$; $T = 2\tau$; τ – тривалість імпульсу.

У випадку також імпульсної дії, але для пружного матеріалу, демпферні якості якого незначно залежать від частоти збуджуючого фактора (коливання, вібрації) (варіант 2), коефіцієнти c_y, c_1 непружного опору знаходимо за формулами $c_y = 2 \cdot \psi \cdot \omega m_2 \cdot m_2$ та $c_1 = 2 \cdot \psi \cdot \omega m_1 \cdot m_1$, де

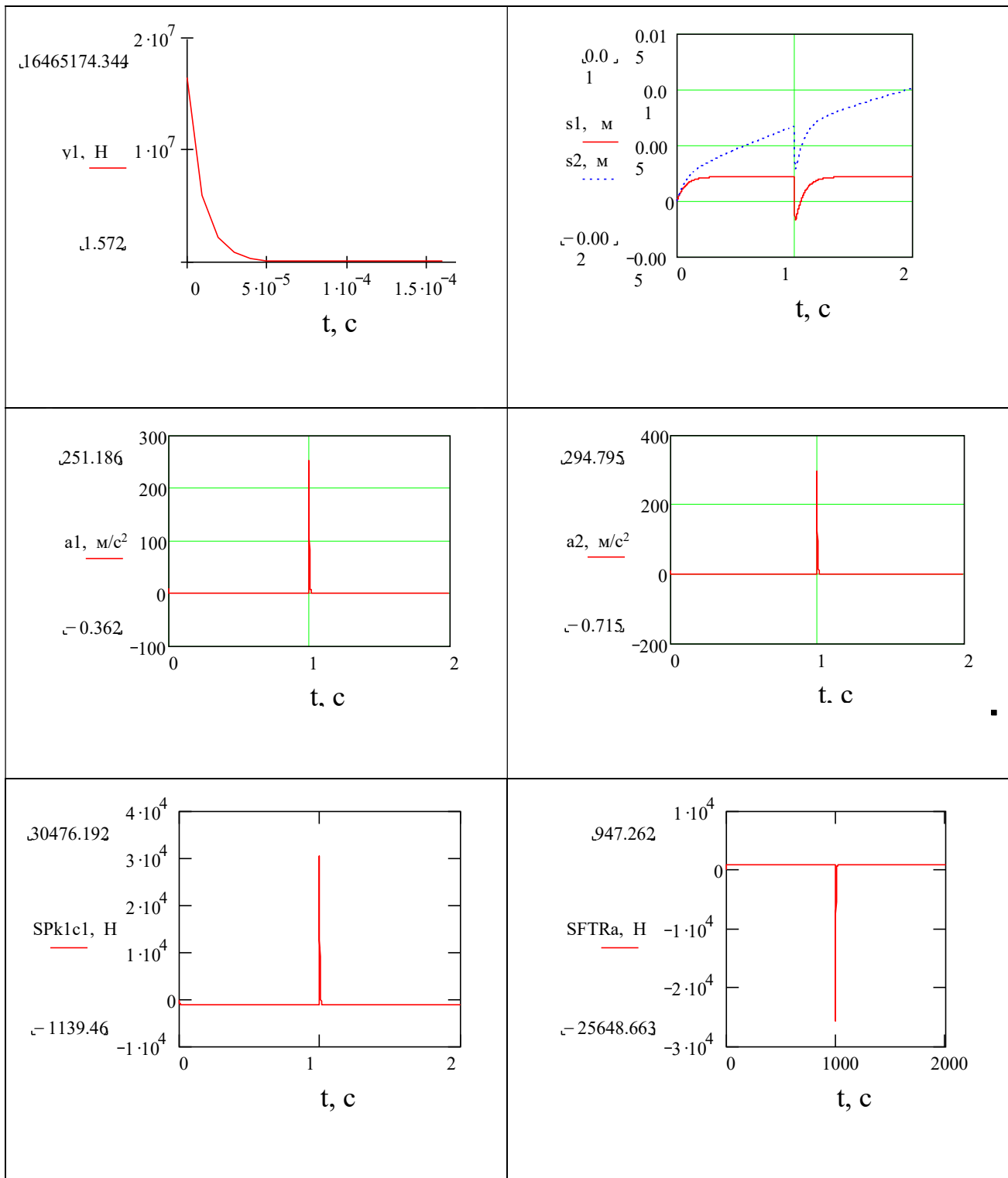
$$\omega m_2 = \sqrt{\frac{k_y}{m_2}}; \omega m_1 = \sqrt{\frac{k_1 + k_y}{m_1}} \text{ – парціальні власні частоти коливань.}$$

У таблицях 1, 2 (відповідно варіант 1 і варіант 2) наведені осцилограми зміни параметрів робочих процесів (збуджуючого фактора – сили $y_1(t)$, прикладеної до маси m_1 ; переміщень s_1, s_2 і прискорень a_1, a_2 відповідно для мас m_1, m_2), зусиль в пружно-демпферних зв'язках: $SFTRa$ – між масами m_1, m_2 (каркасом і сидінням з оператором); SPk_1c_1 – між масою m_1 (каркасом) і корпусом машини для двох варіантів, які відрізняються величинами коефіцієнтів c_1, c_2 .

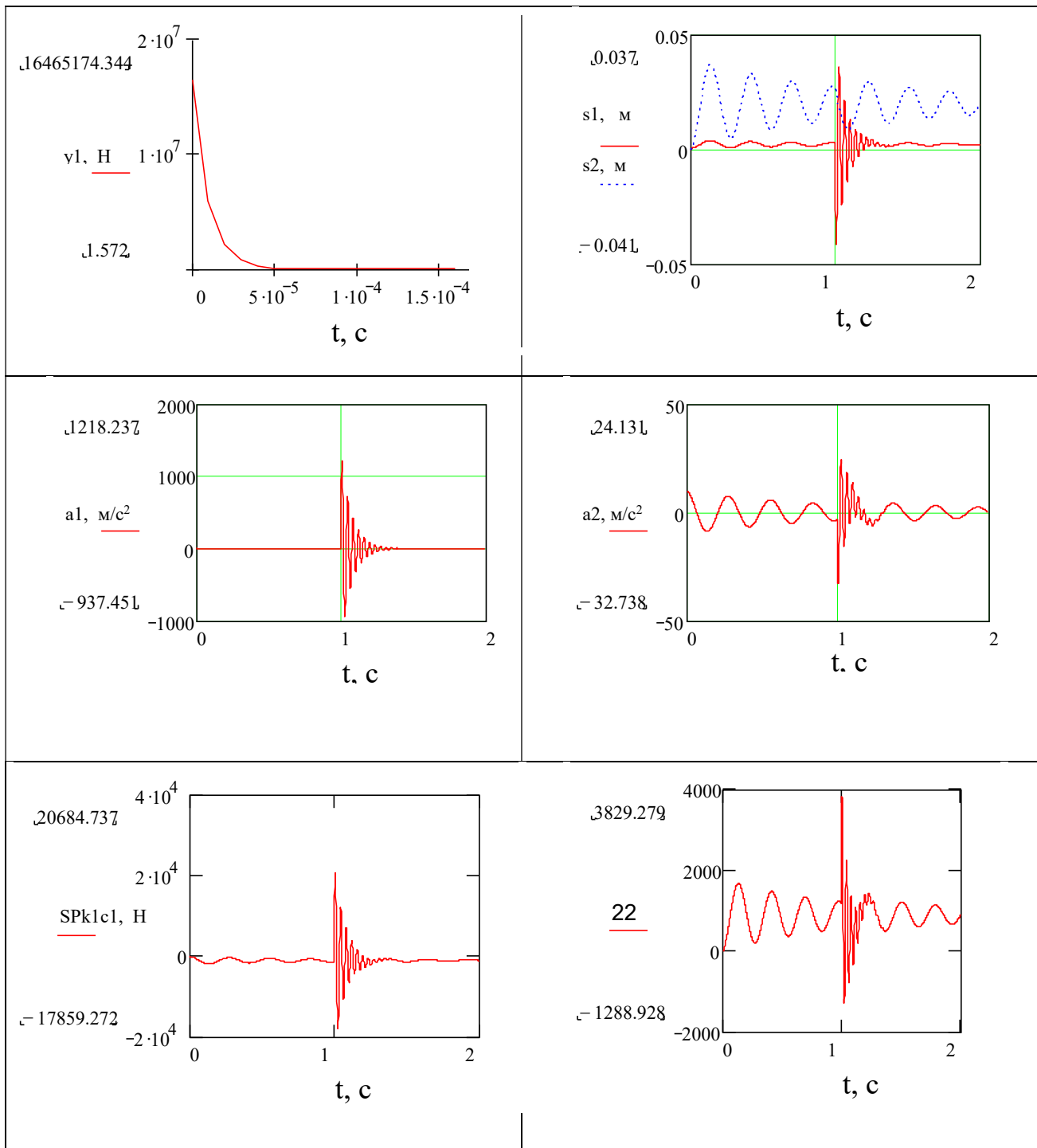
Для варіанта 1 прийнято $c_1 = 37\,398$ Н·с/м; $c_y = 168\,292$ Н·с/м. Для варіанта 2 $c_1 = 331,662$ Н·с/м; $c_y = 212,132$ Н·с/м.

Інші параметри однакові для обох варіантів: $m_1 = 20$ кг; $m_2 = 90$ кг; $\omega m_1 = 165,831$ рад/с; $\omega m_2 = 23,57$ рад/с; $\psi = 0,05$; статична “осадка” сидіння $f_{stsid} = 0,02$ м.

Т а б л и ц я 1 (варіант 1)



Т а б л и ц я 2 (варіант 2)



Висновки

1. Отримані теоретичним шляхом результати, наведені в таблицях 1, 2 у вигляді осцилограм робочих процесів, не суперечать теорії і практиці реакції натурних об'єктів розглянутого виду на різні збуджуючі фактори (коливального та імпульсного характеру).

2. Урахування особливостей матеріалів пружно-демпферних зв'язків (у даному випадку гуми, демпферні якості якої суттєво залежать від частоти збуджуючого фактора) сприяє обґрунтованому визначенню раціональних параметрів підсистеми “оператор – робоче місце – машина”, що зазнає дії

збурюючих силових факторів різної природи, на основі методології прикладного оптимального проектування складних у своїх проявах об’єктів (людина – машина – дорога).

3. Отримана кількісна оцінка свідчить, що за прийнятних параметрів позиціонування оператора відносно корпусу машини, з огляду на статичну “осадку”, що дорівнює 0,02 м, а також прийнятної частоти власних коливань оператора на підвісці сидіння, що дорівнює 3,75 Гц, прискорення оператора в момент імпульсної дії (на 1-й секунді після його посадки) досягає 294 м/с^2 (для конструкції з пружно-демпферними зв’язками k_y, c_y, k_1, c_1 , для яких параметри c_y, c_1 залежать від тривалості імпульсної дії τ). Такі прискорення суттєво перевищують допустимі, зокрема у разі “пробою” підвіски за системою підресорювання машини.

Список використаних джерел

1. Медведков, В. И. Теория, конструкция и расчет боевых колесных машин [Текст] / В. И. Медведков. – Москва : Акад. бронетанк. войск, 1976. – 405 с.
2. Ротенберг, Р. В. Подвеска автомобиля [Текст] / Р. В. Ротенберг. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1972. – 392 с.
3. Буров, С. С. Конструкция и расчет танков [Текст] / С. С. Буров. – Москва : Акад. бронетанк. войск, 1973. – 601 с.
4. Писарев, В. П. Моделирование процесса подрыва бойовой колесной машины у випадку наїзду на міну [Текст] / В. П. Писарев // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Харків : Акад. ВВ МВС України, 2013. – Вип. 1(21). – С. 5 – 8.
5. Инженерные методы исследования ударных процессов [Текст] / Г. С. Батуев, Ю. В. Голубков, А. К. Ефремова, А. А. Федосов. – Москва : Машиностроение, 1969. – 251 с.
6. Вильсон, У. Кер. Вибрационная техника. Практическое руководство по уравниванию двигателей, механическим колебаниям и виброизоляции [Текст] / У. Кер Вильсон. – Москва : Машгиз, 1963. – 415 с.

Стаття надійшла до редакції 01.03.2019 р.

УДК 629.4.027

В. П. Писарев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДСИСТЕМЫ “ОПЕРАТОР – РАБОЧЕЕ МЕСТО – МАШИНА”, ПОДВЕРЖЕННОЙ ДЕЙСТВИЮ ВОЗМУЩАЮЩИХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ РАЗНОЙ ПРИРОДЫ

Предложена математическая модель для выбора численными методами рациональных параметров подсистемы “оператор – рабочее место – машина”, подверженной действию возмущающих силовых факторов разной природы, в границах методологии прикладного оптимального проектирования сложных технических объектов.

К л ю ч е в ы е с л о в а: возмущающие факторы, рациональные параметры, математическая модель, адекватность по натурному объекту, критерии оценки.

UDC 629.4.027

V. P. Pisarev

**DETERMINATION OF RATIONAL PARAMETERS OF THE SUBSYSTEM "OPERATOR –
WORKPLACE – MACHINE" SUBJECTED TO THE ACTION OF PERTURBING POWER
FACTORS OF DIFFERENT NATURE**

Currently, in connection with the latest events in Ukraine, it is especially urgent to solve the problem of reducing the likelihood of injury of members of the armored vehicles crews for various purpose while service and combat mission execution, in the case of blowing up by land mines and other explosive devices. The problem lies in the presence of a wide range of perturbing factors of external and internal origin, which affect crews that makes it difficult to meet the simultaneous requirements of comfort and protection from injury. According to the requirements of comfortableness, it is necessary to ensure a minimum level of fatigue of crew members connected with accelerations experienced by a person at fluctuations and repeatability of these accelerations. In this case, the condition of a good smoothness of movement is considered to be the magnitude of the natural frequency, which is customary from the standpoint of human physiology - the frequency of disturbance when walking, which is normal for a person's feelings. According to the requirements to protection from injury in case of mine explosions, it is necessary not to exceed the allowable level of acceleration. To solve the problem, a mathematical model of the "operator-workplace-machine" subsystem has been developed. It is shown that taking into account the characteristics of materials of elastic-damping connections (in this case, rubber, damping properties of which essentially depend on the frequency of the disturbing factor), contributes to the grounded definition of rational parameters of a subsystem subjected to the action of disturbing power factors of different nature, based on the applied methodology of its manifestations of objects. Theoretically obtained results, in the form of oscillograms of working processes, do not contradict the theory and practice of the reaction of natural objects of the considered type to disturbances.

K e y w o r d s: perturbing factors, rational parameters, mathematical model, adequacy to a natural object, evaluation criteria.

Пісарєв Валерій Петрович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України.

<https://orcid.org/0000-0003-3396-1492>