

УДК 629.1.032.1

В. П. Пісарєв

НАВАНТАЖЕННЯ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ ВІЙСЬКОВОЇ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ У ПРОЦЕСІ ПІДРИВУ НА МІНІ

Наведені результати розрахунків за розробленою математичною моделлю військової гусеничної машини на прикладі МТЛБ відносно навантаження елементів конструкції ходової частини машини.

К л ю ч о в і с л о в а: військова гусенична машина, математична модель підриву на міні, навантаження.

Постановка проблеми. На сьогодні недостатньо уваги приділено теорії і практиці розв'язування задач з уражуваності елементів конструкції і екіпажу у випадку підриву на мінах.

Метою статті є доведення до наукової спільноти результатів роботи з моделювання робочих процесів навантаження елементів конструкції ходової частини у випадку підриву на вибуховому пристрої.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо загальні питання щодо навантажень елементів ходової частини військової гусеничної машини (ВГМ) на прикладі робочих процесів гусеничного транспортера-тягача МТЛ. Відомо, що шасі МТЛ є базовим для цілого сімейства уніфікованих модифікацій, у тому числі ВГМ різного призначення (станом на 2013 рік на озброєнні Сухопутних військ України знаходилось тільки МТЛБ більше 2060 одиниць, на збереженні їх ще більше [1]). Такі машини сьогодні є і на озброєнні у Національній гвардії України.

У процесі експлуатації техніка зазнає різних уражень, в тому числі і при підриві на мінах. Очевидно, що залежно від тротилового еквівалента вибухового пристрою та в якому місці гусеничного рушія відбувається вибух, рівень ураженості ходової частини буде різним. Отже, прогнозування (планування) потреби у ресурсах для її відновлення є актуальною задачею.

Конструкція ходової частини МТЛ має шість катків на кожному борту. Підвіски катків балансири, моноторсіонні. Підвіски 1 і 6-го катків мають гідравлічні телескопічні амортизатори двосторонньої дії, ходи цих катків обмежуються пружними упорами (обмежувачами ходів). Пружини обмежувачів ходів виконані у вигляді листової конічної пружини. Обмежувачі ходів прикріплені до кронштейнів на корпусі машини. Наявність обмежувачів ходів з пружними елементами до певної міри знижує ймовірність жорстких ударів балансірів у обмежувачі ходу (до того, як будуть вичерпані пружні якості пружних елементів за конструктивними особливостями, після чого жорсткість контакту катків з корпусом машини значно збільшується – настає пробій підвіски).

Відомо також, що підвіски 1 та 6-го катків мають обмеження ходів за конструктивними можливостями гідроамортизаторів (при прямому і зворотному ходах). При прямому ході, за певних умов, наприклад, коли обмежувач ходу вже не виконує своєї функції (це можливо у критичних станах, коли в результаті пробою підвіски зруйнований зв'язок обмежувача ходу з корпусом машини або в результаті руйнування кронштейна – консольного виступу на балансірі, який контактує з обмежувачем ходу при певному ході підвіски), можливе перевантаження гідроамортизатора. Воно спричинюватиметься жорстким контактом поршня і циліндра по вісі гідроамортизатора.

Для розв'язування задачі щодо навантаження елементів підвіски розроблено математичну модель поведінки об'єкта при підриві на міні. Модель дозволяє визначити силові фактори, які діють на гусеницю, опорні катки, балансири, торсіони, обмежувачі ходів, гідроамортизатори, залежно від вагових, масових, геометричних, пружних та демпферних параметрів об'єкта дослідження в процесі підриву.

Математична модель об'єкта складається з 18 диференціальних рівнянь і є подальшим розвитком математичної моделі бойової колісної машини, поданої у працях [2, 3].

Математична модель має такий вигляд:

$$\begin{aligned}
 Mn \cdot \ddot{z} &= \sum_{i=1}^4 P_{zpi} + \sum_{i=1}^4 NP_{zpi} + Gn \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x; \\
 I_y \cdot \ddot{\alpha} &= \left(\sum_{i=1}^4 P_{zpi} + \sum_{i=1}^4 NP_{zpi} \right) \cdot l_i + (Gn \cdot \sin\beta_x + Pxt) \cdot Hct; \\
 m_1 \cdot \ddot{z}_1 &= P_{zn1} - G_1 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - P_{zp1}; \\
 m_2 \cdot \ddot{z}_2 &= P_{zn2} - G_2 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - P_{zp2}; \\
 m_3 \cdot \ddot{z}_3 &= P_{zn3} - G_3 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - P_{zp3}; \\
 m_4 \cdot \ddot{z}_4 &= P_{zn4} - G_4 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - P_{zp4}; \\
 m_5 \cdot \ddot{z}_5 &= P_{zn5} - G_5 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - P_{zp5}; \\
 m_6 \cdot \ddot{z}_6 &= P_{zn6} - G_6 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - P_{zp6}; \\
 Nm_1 \cdot N\ddot{z}_1 &= NP_{zn1} - NG_1 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - NP_{zp1}; \\
 Nm_2 \cdot N\ddot{z}_2 &= NP_{zn2} - NG_2 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - NP_{zp2}; \\
 Nm_3 \cdot N\ddot{z}_3 &= NP_{zn3} - NG_3 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - NP_{zp3}; \\
 Nm_4 \cdot N\ddot{z}_4 &= NP_{zn4} - NG_4 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - NP_{zp4}; \\
 Nm_5 \cdot N\ddot{z}_5 &= NP_{zn5} - NG_5 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - NP_{zp5}; \\
 Nm_6 \cdot N\ddot{z}_6 &= NP_{zn6} - NG_6 \cdot \cos\beta_y \cdot \cos\beta_x - NP_{zp6}; \\
 I_x \cdot \ddot{\psi} &= \left(\sum_{i=1}^4 P_{zpi} + \sum_{i=1}^4 NP_{zpi} \right) \cdot L_i + (Gn \cdot \sin\beta_y + Pyt) \cdot Hct; \\
 M \cdot \ddot{x} &= \sum_{i=1}^4 P_{xpi} + \sum_{i=1}^4 NP_{xpi} + Pxt; \\
 M \cdot \ddot{y} &= \sum_{i=1}^4 P_{ypi} + \sum_{i=1}^4 NP_{ypi} + Pyt; \\
 I_z \cdot \ddot{\phi} &= \left(\sum_{i=1}^4 P_{xpi} + \sum_{i=1}^4 NP_{xpi} \right) \cdot L_i + \left(\sum_{i=1}^4 P_{ypi} + \sum_{i=1}^4 NP_{ypi} \right) \cdot l_i.
 \end{aligned}$$

У моделі:

M , Mn – повна та підресорена маси машини; Gn – вага підресореної частини машини; I_y , I_x – моменти інерції підресореної частини машини відносно поперечної OY і повздовжньої OX осей системи координат $OXYZ$ з початком O у центрі мас; I_z – моменти інерції машини відносно вертикальної осі OZ ;

z ; z_1, \dots, z_6 – лінійні прискорення в напрямку осі OZ центра мас підресореної частини та коліс 1...6 по ходу машини;

α , ψ – кутові прискорення підресореної частини машини відносно поперечної OY і повздовжньої OX осей відповідно;

x ; y – лінійні прискорення машини в напрямку осей OX та OY ;

ϕ – кутові прискорення машини відносно вертикальної осі OZ ;

P_{zpi} – зусилля між i -м колесом і корпусом машини, обумовлене дією пружних і демпферних сил підвіски у напрямку осі OZ ;

P_{xpi} , P_{ypi} – зусилля між i -м колесом машини і опорною поверхнею у напрямку осей OX та OY відповідно;

P_{xt} – зведене за заданим законом у часі гальмове (тягове) зусилля у напрямку осі OX ;

P_{yt} – бокова сила в режимі зміни траєкторії руху за заданим законом у часі;

l_i – відстані в напрямку осі OX від центра маси підресореного корпусу до осі i -го колеса (вздовж машини);

L_i – відстані в напрямку осі OY від центра маси підресореного корпусу до i -го колеса (поперек машини);

m_i, G_i – маса та вага непідресорених частин відповідно;

P_{zni} – зусилля між опорною поверхнею та i -м колесом у напрямку осі OZ ;

Hct – усереднена відстань центра мас машини по відношенню до осей коліс;

β_y – кут нахилу опорної поверхні в напрямку осі OY (косогір);

β_x – кут нахилу опорної поверхні в напрямку осі OX (підйом, спуск).

Літерою N в диференціальних рівняннях позначені сили на правому борту машини.

Вихідні дані щодо об'єкта досліджування (рис. 1) [4, 5]: $M = 12300$ кг; $A = 745$ мм; $L = 3700$ мм; $C = 5125$ мм; $\alpha_{вк} = 27^\circ$ (лівий борт), $29^\circ 30'$ (правий борт); $\alpha_{нк} = 23^\circ$ (лівий борт), $20^\circ 30'$ (правий борт); діаметри коліс: $D_{вк} = 535$ мм, $D_{нк} = 510$ мм, $D_{ок} = 670$ мм; радіус балансира 360 мм; ширина колії 2500 мм; статичний та динамічний ходи підвіски відповідно 142,6 і 193,3 мм.

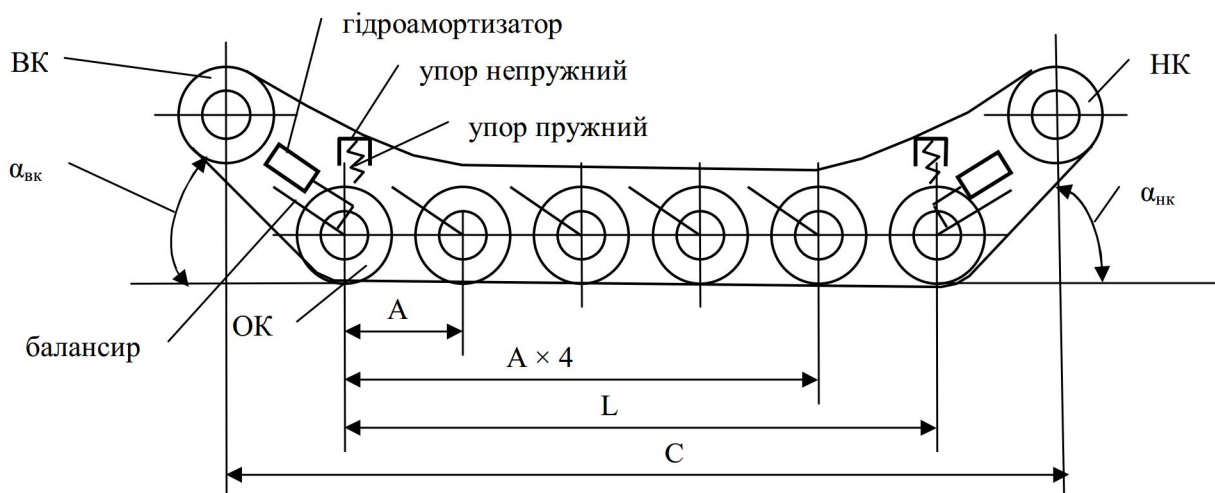


Рис. 1. Схема ходової частини МТЛБ:
ВК, НК – ведуче та направляюче колеса; ОК – опорний каток

Результати розрахунків наведені в таблиці і на рис. 2.

Т а б л и ц я

Максимальні значення сил та стани за осцилограмами і конструкцією підвісок

| $Sp1m/Sp1$ | $Sp1ym/Sp1y$ | $Sp1ydm/Sp1yd$ | $Spcv1m/ Spcv1$ | $SpS1m/ SpS1$ |
|-------------------------------------|---|---|---|--------------------------------------|
| $1.71 \cdot 10^4 / 6.07 \cdot 10^4$ | $3.402 \cdot 10^3 / 0$ (упора пружного немає) | $6.766 \cdot 10^5 / 0$ (упора непружного немає) | $2 \cdot 10^4 / 0$ (амортизатора немає) | $6.974 \cdot 10^5 / 6.07 \cdot 10^4$ |

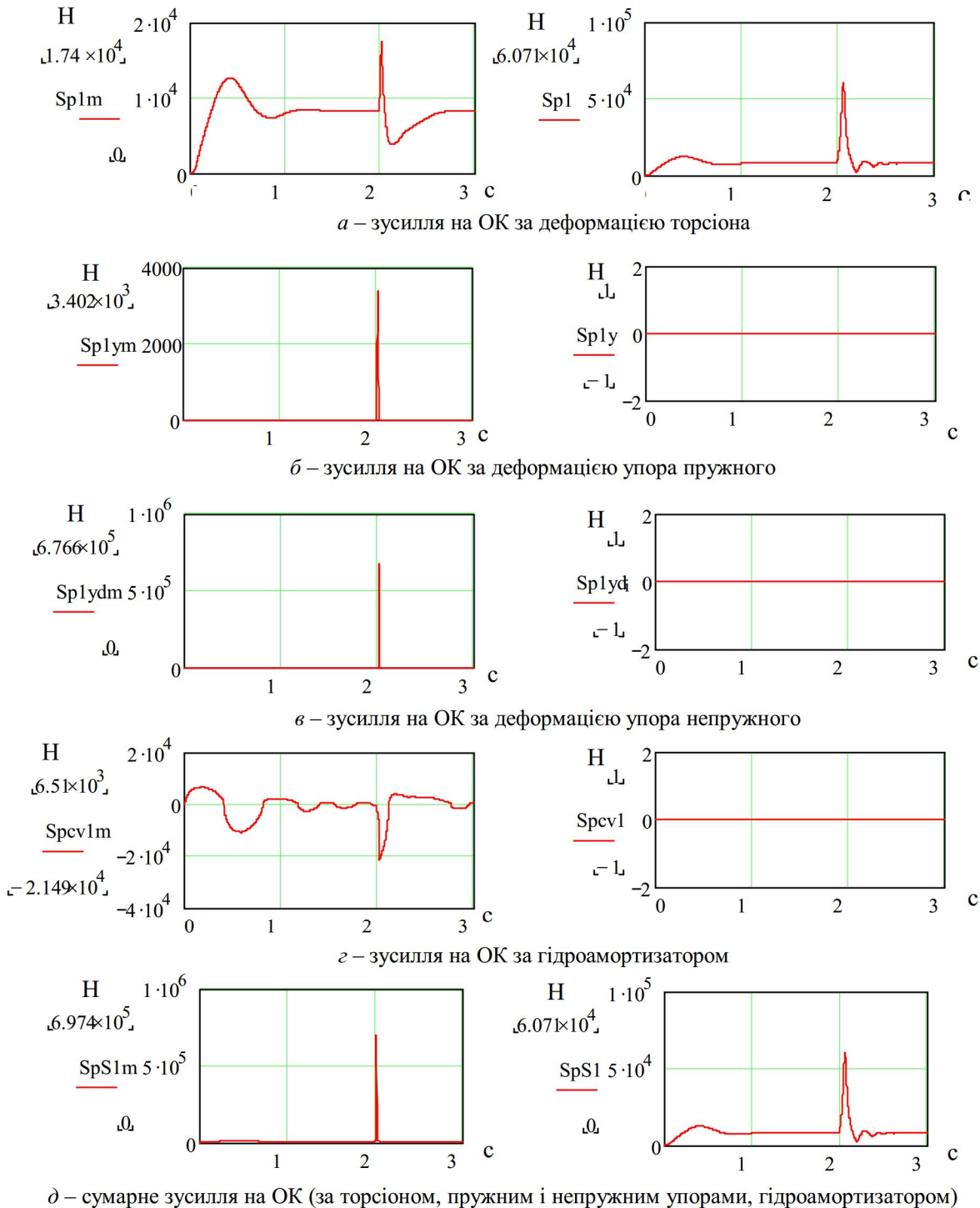


Рис. 2. Осцилограми робочих процесів підриву на міні, тротильовий еквівалент якої 4 кг, під першим (діаграми лівого боку) або другим (діаграми правого боку) ОК лівого борту машини по ходу руху

Висновки

1. Сумарне зусилля SpS1m на 1-му ОК більше ніж на порядок перевищує зусилля SpS1 на 2-му ОК. Це пов'язане з відмінностями у конструкції їх підвісок (підвіска 2-го ОК не має упорів і гідроамортизатора).
2. Основний внесок у величину зусилля SpS1m за висновком 1 дає складова Sp1ydm (вона має місце у стані пробую підвіски).

3. Навантаження на 1-й ОК при підриві на міні у 70 разів перевищує статичне навантаження, а на 2-й ОК – у 6 разів.

Список використаних джерел

1. Манукян, С. Украинские бронетанковые – не ржавый кулак? [Текст] / С. Манукян // Еженедельник 2000. – 2016. – 30 сент. – 6 окт. – № 39 (789).

2. Пісарев, В. П. Моделювання процесу підриву бойової колісної машини у випадку наїзду на міну [Текст] / В. П. Пісарев // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Х. : Акад. ВВ МВС України, 2013. – Вип. 1(21). – С. 5–8.

3. Пісарев, В. П. Оцінювання ступеня можливості ураженості екіпажу бойової колісної машини за місцем його розташування у разі підриву на міні [Текст] / В. П. Пісарев // Честь і закон. – 2013. – №1(44). – С. 91–93.

4. Писарев, В. П. Проектирование ходовых систем быстроходных гусеничных машин [Текст] : учеб. пособие / В. П. Писарев. – Х. : НТУ “ХПИ”, 2002. – 218 с.

5. Гусеничные транспортеры тягачи [Текст] / В. Ф. Платонов, А. Ф. Белоусов, Н. Г. Олейников, Г. И. Карцев. – М. : Машиностроение, 1978. – 350 с.

Стаття надійшла до редакції 12.10.2016 р.

УДК 629.1.032.1

В. П. Писарев

НАГРУЖЕНИЕ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ВОЕННОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ В ПРОЦЕССЕ ПОДРЫВА НА МИНЕ

Приведены результаты расчетов с использованием разработанной математической модели военной гусеничной машины на примере МТЛБ относительно нагружения элементов конструкции ходовой части машины.

К л ю ч е в ы е с л о в а: военная гусеничная машина, математическая модель подрыва на mine, нагружение.

UDC 629.1.032.1

V. P. Pisarev

THE WEIGHTING CHASSIS MILITARY TRACKED VEHICLE IN THE MINE EXPLOSION

The results of calculations using the mathematical model developed military tracked vehicle at a relatively example MTLB weighting of structural elements of the machine chassis.

K e y w o r d s: military tracked vehicle, a mathematical model of a landmine explosion, weighting.

Пісарев Валерій Петрович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобільної техніки Національної академії Національної гвардії України.