

УДК 629.4.027



В. П. Пісарєв

ОСОБЛИВОСТІ КОЛИВАЛЬНИХ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ЗА НАЯВНОСТІ РЕЛАКСАЦІЙНИХ ЯКОСТЕЙ ПІДВІСКИ

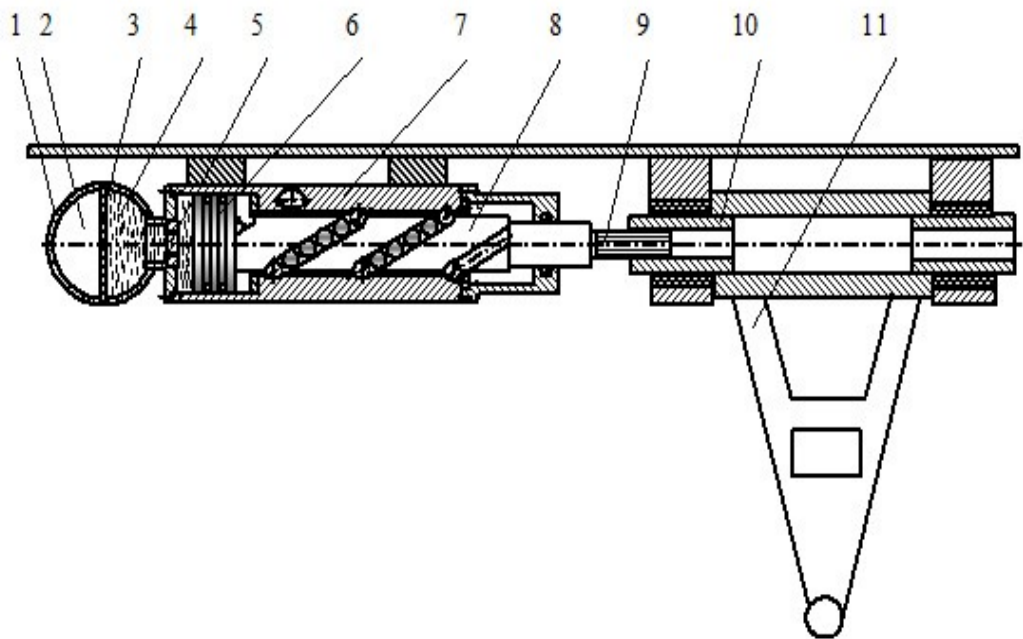
Запропонована математична модель для досліджень чисельними методами вільних коливань транспортного засобу з релаксаційними якостями підвіски. Проведений чисельний експеримент з метою оцінювання впливу «конструкційного» тертя в рухомих з'єднаннях підвіски на конфігурацію об'єкта дослідження в процесі збурення і загасання коливань, а також виявлення особливостей коливального процесу. Експеримент проведений на об'єкті з запропонованою новою гідропневматичною підвіскою з кулько-гвинтовим передаточним механізмом. Розрахунки виконані за методом Рунге – Кутта з використанням оригінальної програми.

К л ю ч о в і с л о в а: розрахункова схема, математична модель об'єкта дослідження, процес вільних коливань, автоколивання, релаксація, адекватність за натурним об'єктом, порівняльна оцінка.

Постановка проблеми. У процесі створення складних технічних об'єктів виникає необхідність мати оцінки параметрів робочих процесів об'єкта дослідження, що повинні бути забезпечені в певних межах за умовами експлуатації. Стосовно транспортних засобів актуальними є питання запобігання (зменшення впливу) таким проявам, як автоколивання (самозбудження). Для вирішення проблеми в межах методології прикладного оптимального проектування необхідно мати адекватну натурі математичну модель об'єкта. На сьогодні такої математичної моделі для об'єкта із запропонованою новою гідропневматичною підвіскою з кулько-гвинтовим передаточним механізмом (КГПМ) немає.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У монографії [1] наголошується, що незгасаючі коливання в механічних системах найчастіше створюються збурюванням періодичного характеру. Але у деяких випадках незгасаючі коливання можуть підтримуватись завдяки джерелу енергії, яке не має коливальних якостей. Наприклад, коливання регулятора Буасса – Сарда. Джерелом коливань такого регулятора є постійна сила ваги вантажу. Системи цього типу називаються автоколивальними (або такими, що самозбуджуються) і широко використовуються в сучасній техніці, зокрема автоколивальними є багато систем з сухим тертям. Якщо стан рівноваги автоколивальної системи нестійкий, то після будь-якого початкового збурення спостерігається збільшення амплітуд коливань. Потім вони поступово стабілізуються, і встановлюється деякий стаціонарний режим, який характеризується незмінними і незалежними від початкових умов значеннями амплітуд і частоти. У лінійних системах внаслідок неминучого розсіювання енергії незгасаючі коливання можуть підтримуватись тільки періодичними зовнішніми збуреннями. Звідси виходить, що всі автоколивальні системи принципово нелінійні. У довіднику [2] зазначається, що в коливальних системах можливі процеси змішаного характеру, які являють собою результат накладання вільних коливань, коливань, що збурюються зовнішніми впливами, та параметрично збуджуваних коливань. У монографії [3] розглянута динаміка гусеничної машини з релаксаційними амортизаторами під час сталого руху по дорозі з нерівностями. Особливістю силової характеристики запропонованого релаксаційного амортизатора, на відміну від існуючих гідроамортизаторів телескопічного і лопатевого типів, є залежність не тільки від відносної швидкості колеса і корпусу машини, а і від відносного зміщення в межах динамічного ходу підвіски. У даному амортизаторі має місце непружний гідравлічний опір одночасно з опором з сухим тертям.

У працях [4–7] наведені результати досліджень конструкцій і динаміки транспортних засобів військового призначення з запропонованими гідропневматичними індивідуальними підвісками з КГПМ. Загальне уявлення щодо принципів конструктивних і схемних рішень [4, 7] дають рисунки 1, 2.



1 – пневмокамера; 2 – газ; 3 – діафрагма; 4 – рідина; 5 – перепускні отвори і клапани; 6 – поршень;
7 – гідроциліндр – кулькова гайка; 8 – шток – кульковий гвинт; 9 – шліці штока – кулькового гвинта;
10 – шліцьова втулка; 11 – важіль підвіски

Рисунок 1 – Гідропневматична підвіска з кулько-гвинтовим передаточним механізмом

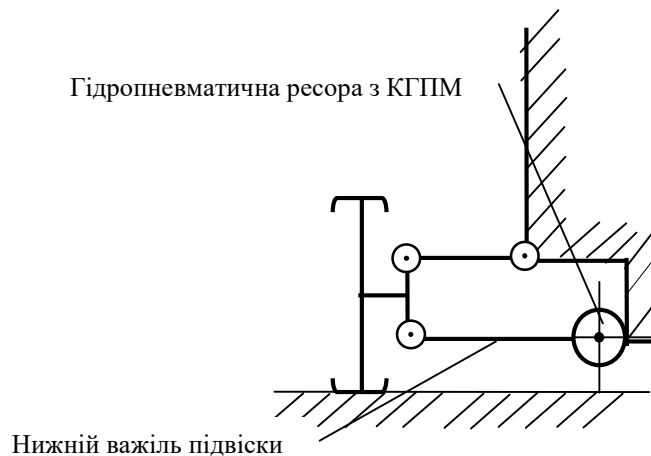


Рисунок 2 – Схема установки гідропневматичної ресори на машині (поперечний перетин)

Під час обертання важеля 11 підвіски відносно осі (колесо транспортного засобу переміщується відносно корпусу машини) поршень 6 здійснює зворотно-поступальні переміщення у гідроциліндрі 7 в результаті дії КГПМ. При цьому відбувається зміна об'єму газу (змінюється пружна складова опору). Зміна не пружної складової опору відбувається при перетіканні рідини через перепускні отвори і клапани 5.

Особливістю конструкції гідропневматичної підвіски на рис. 1 є наявність тертя в рухомих з'єднаннях: кулько-гвинтовому та шліцьовому (створює додатковий опір і розсіювання енергії при коливаннях).

Метою статті є доведення до наукової спільноти результатів моделювання робочих процесів за вільними коливаннями транспортного засобу з індивідуальною гідропневматичною підвіскою з урахуванням «конструкційного» тертя в рухомих з'єднаннях гідропневматичної ресори (гвинтовому і шліцьовому), а також розрахунків чисельним методом на основі розробленої математичної моделі

об'єкта досліджень і комплексного рішення задачі шляхом вибору раціональних параметрів гідропневматичної ресори з КППМ.

Виклад основного матеріалу. Як приклад для проведення чисельного експерименту взято транспортний засіб за параметрами близький до параметрів бронетранспортерів БТР-70, БТР-80. Математична модель об'єкта досліджень створена на основі математичної моделі, наведеної у статті [8], але зміненої з урахуванням додаткових сил «конструкційного» тертя в рухомих з'єднаннях гідропневматичної ресори (гвинтовому і шліцьовому). В межах поставленої задачі математична модель складається з дев'яти диференціальних рівнянь другого порядку відносно лінійних вертикальних переміщень z підресореної частини машини (в основному корпусі машини) і не підресореної частини (за колесами лівого і правого бортів машини). Вона має такий вигляд:

$$\begin{aligned}
 M \cdot \ddot{\mathbf{z}} &= \sum_{i=1}^4 (P_{zpi} + PTR_{zpi}) - \sum_{i=1}^4 (NP_{zpi} + NPTR_{zpi}) - G, \\
 m_1 \cdot \ddot{z}_1 &= P_{zn1} - G_1 - (P_{zp1} + PTR_{zp1}), \\
 m_2 \cdot \ddot{z}_2 &= P_{zn2} - G_2 - (P_{zp2} + PTR_{zp2}), \\
 m_3 \cdot \ddot{z}_3 &= P_{zn3} - G_3 - (P_{zp3} + PTR_{zp3}), \\
 m_4 \cdot \ddot{z}_4 &= P_{zn4} - G_4 - (P_{zp4} + PTR_{zp4}), \\
 Nm_1 \cdot N\ddot{z}_1 &= NP_{zn1} - NG_1 - (NP_{zp1} + NPTR_{zp1}), \\
 Nm_2 \cdot N\ddot{z}_2 &= NP_{zn2} - NG_2 - (NP_{zp2} + NPTR_{zp2}), \\
 Nm_3 \cdot N\ddot{z}_3 &= NP_{zn3} - NG_3 - (NP_{zp3} + NPTR_{zp3}), \\
 Nm_4 \cdot N\ddot{z}_4 &= NP_{zn4} - NG_4 - (NP_{zp4} + NPTR_{zp4}),
 \end{aligned}$$

де M, G – маса та вага підресореної частини машини (переважно її корпусу);

$\ddot{z}_i, \ddot{z}_1, \dots, \ddot{z}_4$ – лінійні прискорення центра мас корпусу та коліс $i = 1, 2, 3, 4$ по ходу машини у вертикальному напрямку;

P_{zpi} – зусилля між колесом і корпусом машини, обумовлене дією пружних і демпферних сил підвіски;

m_i, G_i – маса та вага не підресорених частин машини (переважно її ходової частини);

P_{zni} – зусилля між опорною поверхнею і колесом;

PTR_{zpi} – зусилля «конструкційного» тертя.

Величина зусилля PTR_{zpi} «конструкційного» тертя обчислюється як функція величини зусилля P_{zpi} (зусилля між колесом і корпусом машини, обумовлене дією пружних і демпферних сил підвіски). Його знаходять за формулою

$$PTR_{zpi} = fTR P_{zpi} \text{sign} V \text{vidn}_i,$$

де fTR – приведений коефіцієнт тертя за тертям в гвинтовому і шліцьовому з'єднаннях;

$V \text{vidn}_i$ – відносна швидкість колеса і корпусу машини у вертикальному напрямку.

Літерою N у диференціальних рівняннях позначені сили на правому по ходу борту машини.

Результати розрахунків у вигляді осцилограм наведені на рисунках 3–8.

У розрахунках значення коефіцієнтів тертя (f_{vper} – для кульково-гвинтового з'єднання, f_{shl} – для шліцьового з'єднання) були взяті з довідника [9], згідно з яким орієнтовні значення коефіцієнтів тертя для пар тертя «сталь – сталь» такі: коефіцієнт тертя кочення для загартованої сталі 0,001, а

коефіцієнт тертя ковзання, за наявності мащення, знаходиться в межах від 0,05 до 0,1.

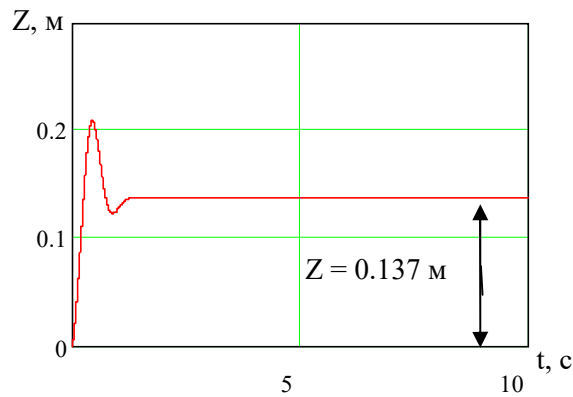


Рисунок 3 – Осцилограма переміщень z центра ваги підресореної частини машини.
Варіант 1: $f_{yper} = 0, f_{shl} = 0$

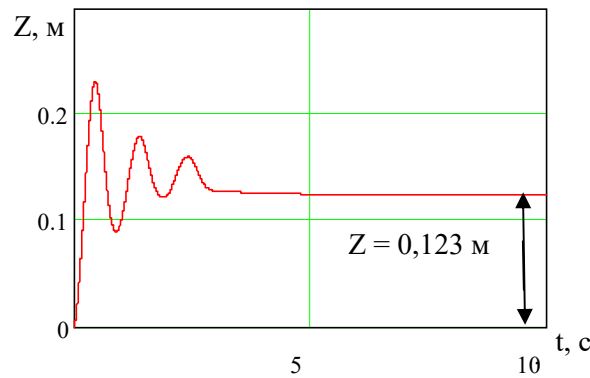


Рисунок 4 – Осцилограма переміщень z центра ваги підресореної частини машини.
Варіант 2: $f_{yper} = 0,001, f_{shl} = 0,05$

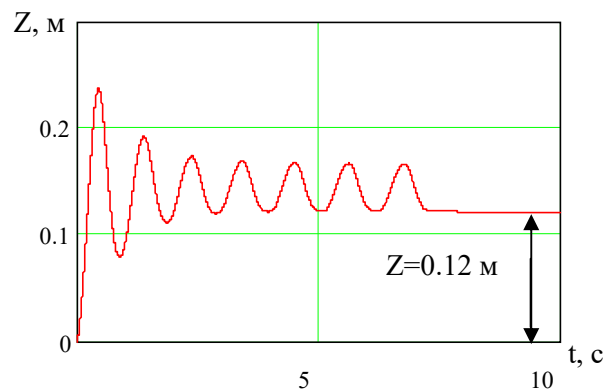


Рисунок 5 – Осцилограма переміщень z центра ваги підресореної частини машини.
Варіант 3: $f_{yper} = 0,001, f_{shl} = 0,065$

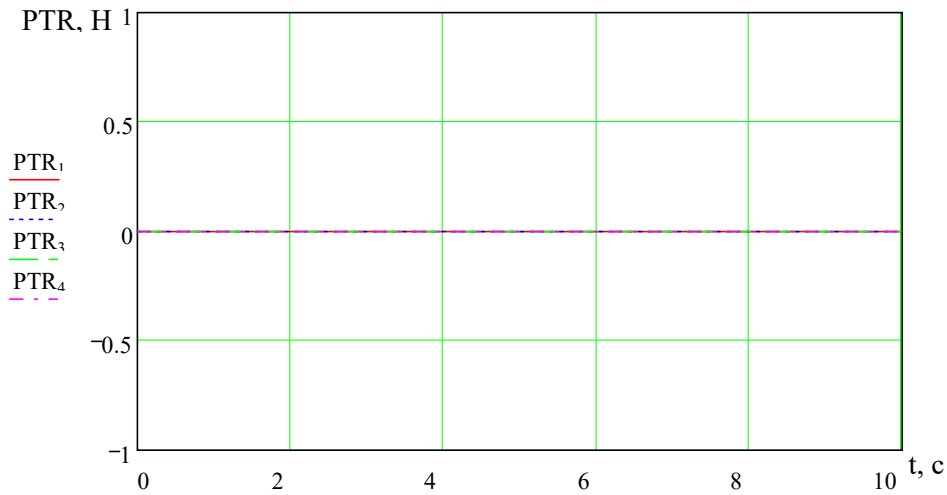


Рисунок 6 – Осцилограма зусиль PTR_{zpi} «конструкційного» тертя в рухомих з'єднаннях гідропневматичної ресори лівого і правого бортів машини. Варіант 1: $f_{\text{vper}} = 0, f_{\text{shl}} = 0$

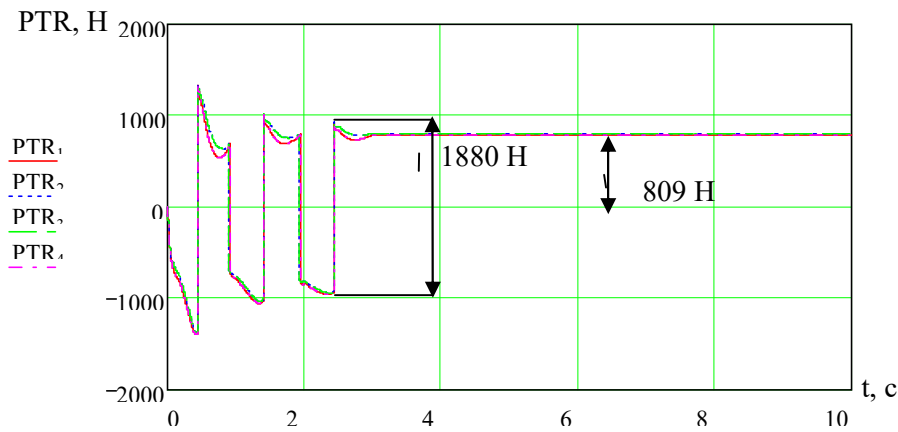


Рисунок 7 – Осцилограма зусиль PTR_{zpi} «конструкційного» тертя в рухомих з'єднаннях гідропневматичної ресори лівого і правого бортів машини. Варіант 2: $f_{\text{vper}} = 0,001, f_{\text{shl}} = 0,05$

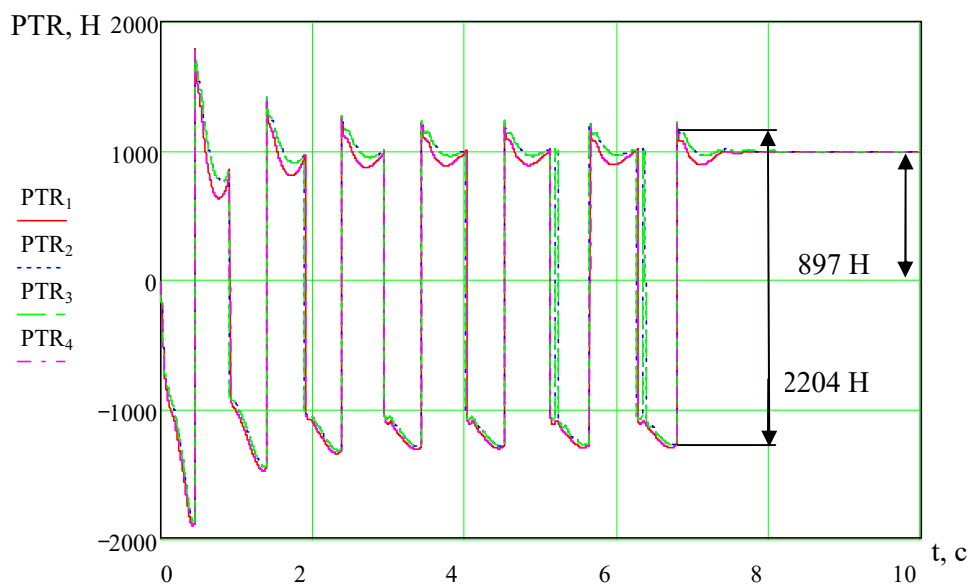
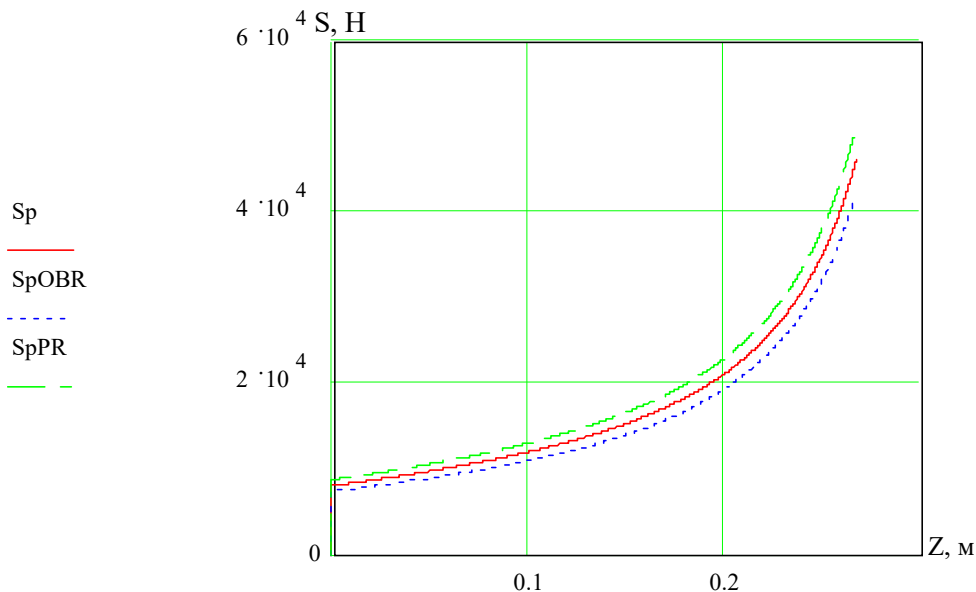


Рисунок 8 – Осцилограма зусиль PTR_{zpi} «конструкційного» тертя в рухомих з'єднаннях гідропневматичної ресори лівого і правого бортів машини. Варіант 3: $f_{\text{vper}} = 0,001, f_{\text{shl}} = 0,065$

За осцилограмами робочих процесів вільних коливань об'єкта дослідження з параметрами, близькими до бронетранспортерів БТР-70, БТР-80, виявлена суттєва залежність процесу коливань від «конструкційного» тертя в рухомих з'єднаннях гідропневматичної ресори з КГПМ. Вплив «конструкційного» тертя на силові характеристики підвіски у статиці відображений на рис. 9.



Sp – без урахування сил PTR_{zpi} ; SpPR – з урахуванням сил PTR_{zpi} на прямому ході;
SpOBR – з урахуванням сил PTR_{zpi} на зворотному ході
Рисунок 9 – Силові характеристики підвіски у статиці

Числовий експеримент проведений для вільних коливань, що збуджуються в результаті «скидання» машини на опорну поверхню з рівня виваженого стану.

З осцилограм на рис. 3, 4, 5, порівнюючи варіанти 1 та 3, видно, що «конструкційне» тертя збільшує в 4,23 рази час коливального процесу з 1,27 с ($f_{ypr} = 0, f_{shl} = 0$) до 7,2 с ($f_{ypr} = 0,001, f_{shl} = 0,065$). При цьому статична «осадка» машини (параметр z) зменшується в 1,14 рази, з 0,137 м до 0,12 м.

З тих самих осцилограм, порівнюючи варіанти 2 та 3, видно, що збільшення «конструкційного» тертя з $f_{ypr} = 0,001, f_{shl} = 0,05$ (за варіантом 2) до $f_{ypr} = 0,001, f_{shl} = 0,065$ (за варіантом 3) збільшує час коливального процесу з 2,9 с до 7,2 с, тобто в 2,48 рази. При цьому статична «осадка» машини (параметр z) зменшується всього в 1,025 рази (з 0,123 м до 0,12 м).

З осцилограм на рисунках 3–8 видно, що зміна зусиль PTR_{zpi} відбувається синхронно із зміною переміщень z центра ваги підресореної частини машини. Синхронність має місце за варіантами 2 та 3 (за кількістю коливань у часі до стану нерухомості – параметр $z \approx const$).

Перед досягненням стану $z \approx const$ за варіантом 2 ($t = 2,9$ с) «розмах» сили $PTR = 1880$ Н, а після досягнення стану $z \approx const$ ($t = 10$ с) сила $PTR = 809$ Н (сила «конструкційного» тертя відповідна статичній «осадці» машини 0,123 м).

За варіантом 3 перед досягненням стану $z \approx const$ ($t = 7,2$ с) «розмах» сили $PTR = 2204$ Н, а після досягнення стану $z \approx const$ ($t = 10$ с) сила $PTR = 897$ Н (сила «конструкційного» тертя відповідна статичній «осадці» машини 0,12 м).

Релаксаційні якості об'єкта дослідження, зокрема повільне зменшення параметра $z \approx const$, підтверджуються результатами розрахунків. Наприклад, для варіанта 2 (на інтервалі t від 5 с до 10 с) при $t = 5$ с $z = 0,125$ м, при $t = 7,5$ с $z = 0,124$ м, а при $t = 10$ с $z = 0,123$ м. Разом з тим для варіанта 1 (без урахування «конструкційного» тертя) $z = 0,137$ м на всьому інтервалі від 5 с до 10 с.

Зауважимо, що релаксаційні якості об'єкта дослідження проявляються при відносно незначних величинах сили PTR «конструкційного» тертя підвіски кожного колеса (809 Н і 897 Н відповідно за варіантами 2 та 3). Величина сили PTR відносно пружної сили у підвісці одного колеса в статиці дорівнює від 6,35 % до 7,04 % цієї сили.

Висновки

1. «Конструкційне» тертя суттєво змінює якісні і кількісні характеристики процесу вільних коливань машини – процес загасання коливань значно розтягується у часі і має ознаки автоколивального характеру.
2. Коливання транспортного засобу із запропонованою гідропневматичною підвіскою з кулько-гвинтовим передаточним механізмом при коливаннях, що збуджуються в результаті «скидання» машини на опорну поверхню, також мають ознаки автоколивального характеру.
3. «Конструкційне» тертя зменшує «осадку» машини.

Список використаних джерел

1. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные концепции, парадоксы и ошибки. 2-е изд., доп. Москва : Наука, 1967. 420 с.
2. Вибрации в технике : справочник : в 6 т. / ред. совет : В. Н. Челомей (пред). Москва : Машиностроение, 1978. Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. В. В. Болотина. 352 с.
3. Аврамов В. П., Калейчев Н. Б. Динамика гусеничной машины при установившемся движении по неровностям. Харьков : Выща шк., 1989. 112 с.
4. Пісарєв В. П., Юрчук Ю. М. Удосконалення ходових якостей бойових машин. *Збірник наукових праць Військового інституту внутрішніх військ МВС України*. Харків, 2005. Вип. 1–2. С. 30–32.
5. Пісарєв В. П., Горбунов А. П. Можливості по компоновці нових конструктивних елементів підвіски в межах існуючого конструктивного рішення БТР-70. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2009. № 5/6 (41). С. 31–33.
6. Пісарєв В. П., Горбунов А. П. Особливості проектування легких броньованих колісних машин з горизонтально розташованими неметалевими пружними елементами. *Системи озброєння і військова техніка*. 2009. № 3(19). С. 42–45.
7. Пісарєв В. П. Можливості транспортного засобу з гальмування за відсутності пробую підвіски. *Вестник НТУ «ХПИ». Автомобиле- и тракторостроение* : сб. науч. тр. Харьков, 2011. № 56. С. 29–33.
8. Пісарєв В. П. Оцінювання ступеня можливої ураженості екіпажу бойової колісної машини за місцем його розташування у разі підриву на міні. *Честь і закон*. 2013. № 1(44). С. 91–93.
9. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. Москва : Машиностроение, 1978. Т. 1. 5-е изд., перераб. и доп. 728 с.

Стаття надійшла до редакції 02.10.2022 р.

UDC 629.4.027

V. Pisarev

FEATURES OF VIBRATION PROCESSES OF VEHICLES IN THE PRESENCE OF RELAXATION PROPERTIES OF SUSPENSION

Issues related to the theory and practice of creating or upgrading vehicles using elastic elements in suspensions with nonlinear progressive characteristics are considered. As such, a suspension with a pneumatic elastic element having design features that affect vibrational processes is considered. Theoretical studies (development of a mathematical model and calculations of free vibrations) were carried out at an object with parameters (mass, size) close to armored personnel carriers BTR70, BTR80. The aim of the work is to create the necessary tools within the framework of the methodology of applied optimal design of complex technical systems. A mathematical model is proposed for studies by numerical methods of free oscillations of a vehicle with the relaxation qualities of a suspension. A numerical experiment was carried

out to assess the effect of "structural" friction in the movable suspension joints on the configuration of the object of study in the process of disturbance perturbation and attenuation, as well as to identify the features of the oscillatory process. A numerical experiment was carried out at the facility with the proposed hydropneumatic suspension from the ball - a helical gear mechanism. The calculations were carried out using the Runge - Kutta method using the original program.

K e y w o r d s: design scheme, mathematical model of the object of study, the process of free oscillations, self-oscillations, relaxation, adequacy of the natural object, a comparative assessment.

Пісарєв Валерій Петрович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри автобронетанкової техніки Національної академії Національної гвардії України.
<https://orcid.org/0000-0003-3396-1492>