

О. З. Горбай¹
Б. М. Дівесєв¹
І. С. Керницький²
Д. Л. Паращук³

ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ВІБРОЗАХИСТУ ДЛЯ КУЛЕМЕТА НА КОЛІСНОМУ АВТОМОБІЛІ

¹Національний університет «Львівська політехніка»

²SGGW, Warszawa

³Академія сухопутних військ, м. Львів

Анотація

У статті розглядаються методи розрахунку вібраційних процесів колісних машинах з чутливим елементом кулеметом. Запропоновано математичну модель для визначення пружно-демпфуючих властивостей турелі кулемета. Розроблено систему динамічних гасників коливань для віброзахисту турелі кулемета. Врахована взаємодія руки стрільця з туреллю

Ключові слова: колісна машина, турель, кулемет, рука, вібрація, динамічний гасник коливань

Abstract

This article discusses methods for calculating vibration processes wheeled vehicles with sensing element gun. The mathematical model to determine the elastic-damping properties turret gun. The system of dynamic oscillation quencher vibration protection for the gun turret. Hand counts interaction with the shooter turellyu

Keywords: wheel machine, turret, gun, hand, vibration, dynamic oscillation quencher

Важливим питанням розробки сучасних машин є зменшення вібрації. Традиційні методи віброізоляції часто стають недостатньо ефективними, особливо для такого класу машин як спеціальні військові автомобілі, з встановленими на них засобами ураження живої сили противника та легкоброньованих цілей. Ефективним у даному випадку може стати застосування динамічного гасника коливань (ДГК).

Навісні елементи колісних машин відіграють значну роль як і в технологічних процесах так і у визначенні ресурсних можливостей даного класу машин. Для забезпечення ефективності застосування вогнепальної зброї в русі, виникає необхідність її стабілізації. Однак, конструкції сучасних стабілізуючих пристроїв мають ряд параметрів, які роблять їх встановлення на військові автомобілі проблематичним, а саме: складність

конструкції, висока ціна, великі габаритні розміри та вага, підвищений рівень споживання електроенергії тощо. Особливо, це стосується військових автомобілів легкої та надлегкої категорії ваги. Тому, пропонується метод стабілізації зброї, оснований на зменшенні енергії коливань, яка передається на зброю.

Для моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою транспортних засобів, зокрема за допомогою колісних машин розроблено ряд розрахункових схем (Р. С.) [1-3]. Частий недолік традиційних моделей – це недостатній розгляд взаємозв'язку транспортних та технологічних процесів. Найбільш поширеними були незв'язані дискретні моделі [2]. Хоча вони й дозволяють доволі точно визначати вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках доволі значний, часто розглядається не досить повно. В даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [4-7], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси.

Дискретно-континуальне моделювання знайшло широке застосування в розрахунку динаміки колісних екіпажів та колісних поїздів [4-7]. Це насамперед пов'язане з необхідністю визначення напружень в такого роду конструкціях при динамічних навантаженнях. Дискретні Р. С. дозволяють лише визначати амплітудно-частотні характеристики (АЧХ). Часто вони переобтяжені деталями. Внесення додаткового дискретного елемента навіть малої маси, вносить значні зміни в АЧХ в області його власного резонансу, хоча сама наявність такого елемента може вносити доволі незначні зміни як в технологічний процес, так і в реальний напружено-деформований стан (н. д. с.) конструкції. Дискретно-континуальні моделі дозволяють, на основі значно меншого числа параметрів, описати як технологічний процес, так і саму динаміку екіпажу.

Для отримання рівнянь динамічної рівноваги використаємо варіаційний принцип Гамільтона-Остроградського [4]

$$\delta \int (V - T) dt = 0. \quad (1)$$

де V – потенціальна, T – кінетична енергія.

Для визначення F необхідно розглянути модель руки та врахувати трансмісію. Однією з найбільш вживаних є трьохмасова модель Рейнольдса (рис. 1) [8].

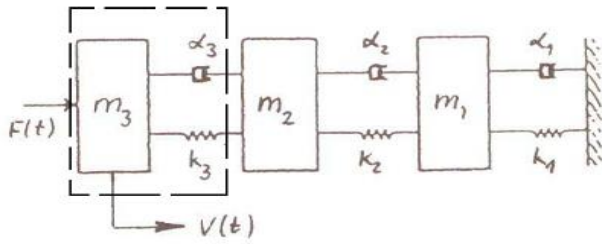


Рисунок 1 – Модифікована модель руки Рейнольдса

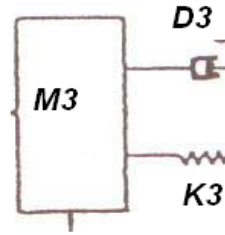


Рисунок 2 – Модифікована частина моделі руки Рейнольдса

Замінімо частину моделі, що контактує з ручкою (обведена штриховою лінією, рис. 1) Тут $M_3 = m_3 + m_T$, $K_3 = k_3 / N$. Тут m_T – ефективна маса зубчатої передачі, N – передавальне число зубчатої передачі. На рис. 3 схематично показана розрахункова схема турелі з рукою оператора та з двома ДГК.

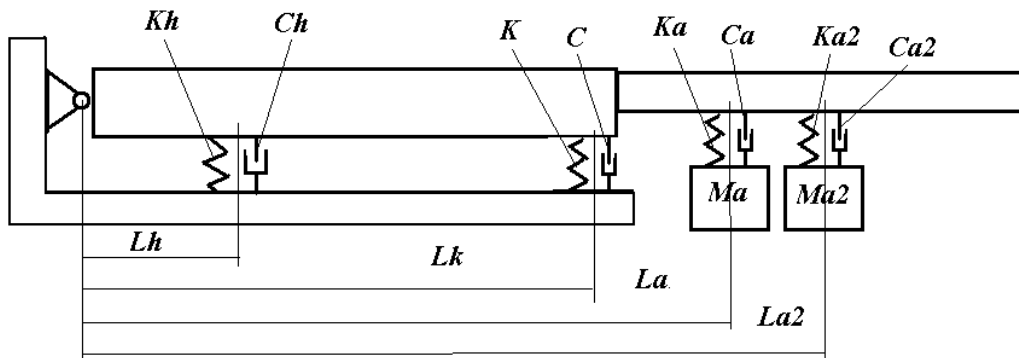


Рисунок 3 – Модель турелі

В результаті отримуємо систему 5-ти диференціальних. рівнянь для моделі Рейнольдса (лінеаризовану)

$$\begin{aligned}
 & J_{\Sigma} \ddot{\phi} + KL_K \left[(L_K \phi - U_0) + \eta_K (L_K \dot{\phi} - \dot{U}_0) \right] + K_A L_a \left[(L_a \phi - U_A) + \eta_A (L_a \dot{\phi} - \dot{U}_A) \right] + \\
 & + K_{A2} L_{a2} \left[(L_{a2} \phi - U_{A2}) + \eta_{A2} (L_{a2} \dot{\phi} - \dot{U}_{A2}) \right] + k_{3\phi} \phi + k_{3\phi} D_{\phi} \dot{\phi} - k_{32} u_2 - k_{32} D_{\phi} \dot{u}_2 = 0 \\
 & M_2 \ddot{u}_2 + k_2 u_2 + k_2 D_{\phi} \dot{u}_2 - k_{3\phi} \phi - k_{3\phi} D_{\phi} \dot{\phi} + k_{32} u_2 + k_{32} D_{\phi} \dot{u}_2 - k_1 u_1 - k_1 D_1 \dot{u}_1 = 0 \quad (2) \\
 & M_1 \ddot{u}_1 - k_2 u_2 - k_2 D_{\phi} \dot{u}_2 + k_1 u_1 + k_1 D_1 \dot{u}_1 = 0 \\
 & M_A \ddot{U}_A - K_A L_a \left[(L_a \phi - U_A) + \eta_A (L_a \dot{\phi} - \dot{U}_A) \right] = 0
 \end{aligned}$$

$$M_{A2} \ddot{U}_{A2} - K_{A2} L_{a2} \left[(L_{a2} \varphi - U_{A2}) + \eta_{A2} \left(L_{a2} \dot{\varphi} - \dot{U}_{A2} \right) \right] = 0$$

$$J_{\Sigma} = J_T + J_G + h^2 n^2 M_3 \quad k_{3\varphi} = k_3 h^2 n^2, \quad k_{32} = k_3 h n$$

Тут $J_S = \int_0^L \rho(x) x dx$ – момент інерції турелі відносно осі обертання,

η – відповідні до жорсткостей K коефіцієнти в'язкого демпфування. Тут J_{Σ} – сумарний момент інерції турелі J_T , шестерні з ручкою J_G та приведеної маси

$$J_{\Sigma} = J_T + J_G + h^2 n^2 M_3. \quad (3)$$

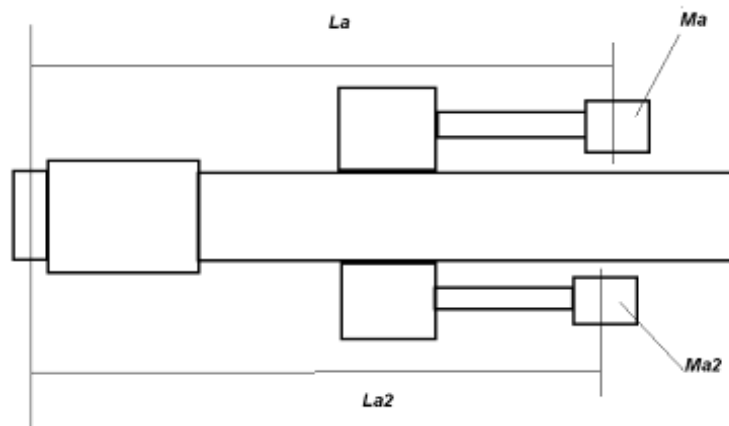


Рисунок 4 – Відстані мас першого та другого ДГК від осі обертання

Коефіцієнти у (3) будуть: k_{φ} – поворотна жорсткість пружного закріплення турелі (у загальному випадку нелінійна); $k_{3\varphi} = k_3 h^2 n^2$, $k_{32} = k_3 h n$ – приведені жорсткості, отримані з кінематичних умов, де h – віддаль осі рукоятки від осі обертання шестерні рукоятки. Величини La , $La2$ – відстані, відповідно, мас першого та другого ДГК від осі обертання (рис. 4).

Математичному моделюванню динамічних процесів у динаміці колісних машинах приділяється значна увага. Разом з цим важливим завданням є визначення якісної і кількісної оцінки динамічної поведінки та одержання практичних рекомендацій для оптимального проектування цих конструкцій. На рис. 3 наведені результати оптимізації ДГК за допомогою генетичного алгоритму за чотирма параметрами: частотами та демпфуванням в ДГК на основі рівнянь (2). На рис. 5. показані АЧХ оптимальних ДГК для різних діапазонів оптимізації: $S_{MAX} = \text{Max}(w_0(f)) \quad 1.5\text{Гц} < f < 2.5\text{Гц}$ та $S_{MAX} = \text{Max}(w_0(f)) \quad 1.9\text{Гц} < f < 2.1\text{Гц}$

Тут пунктирною лінією позначено АЧХ турелі без ДГК. Для вузького діапазону частот можна досягти значного зменшення амплітуди коливань турелі. Для широкого діапазону це вдається у значно меншій мірі. Проте таке налаштування ДГК корисне, коли відсутня апріорна інформація про частоти зовнішнього збурення, а лише відомий їх, досить широкий діапазон.

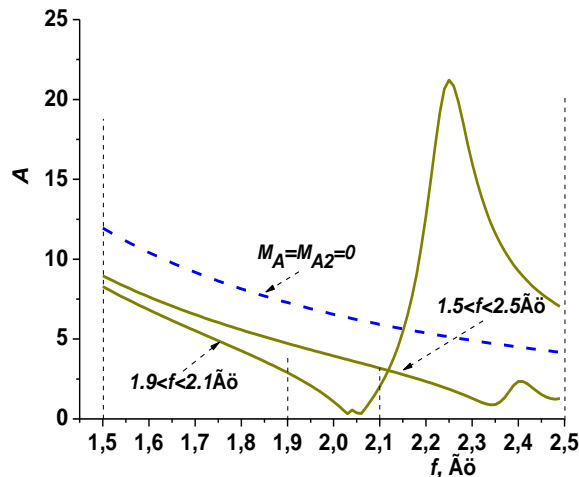


Рисунок 5 – АЧХ турелі для оптимальних ДГК при різних діапазонах оптимізації

Розглянуто розрахункові схеми турелі кулемета з двома ДГК при широкочастотному навантаженні. Отримані мало параметричні моделі вібрації системи. На основі генетичних алгоритмів отримані оптимальні схеми вібропоглинання. Досліджено характер зовнішнього збурення на параметри оптимальних ДГК. Для вузько частотного збурення продемонстровано високий рівень зменшення вібрації турелі. Для широко частотного сигналу це зменшення значно менше, проте рівномірне у всьому діапазоні частот.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Раймпель И. Шасси автомобиля – элементы подвески / И. Раймпель. Машиностроение, 1987.
2. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. Под ред. А. А. Хачатурова. – М. : “Машиностроение”, 1976. – 530 с.
3. Пархилковский И. Г. Автомобильные листовые рессоры: Теория, расчет и испытания. 2-е.изд / И. Г. Пархилковский. – М. : Машиностроение 1978. – 227с.
4. Вікович І. А. Розрахунок та мінімізація коливних процесів у штангах обприскувачів. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвідомчий

науково-технічний збірник // І. А. Вікович, Б. М. Дівеєв, І. Р. Дорош – Львів : Вид-во «Львівська політехніка», 2011. – № 45. – С.460-465.

5. Богдан Дівеєв, Ігор Височан, Дмитро Паращук. Оптимізація системи динамічних гасників коливань для чутливих елементів автомобілів. 11 – й Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові 2013, С. 107-108.

6. Паращук Д. Л. Дослідження динаміки колісного екіпажу. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні // Д. Л. Паращук. – Вісник НУЛП. № 746. Львів. – 2012. – С.168-171.

7. Вплив параметрів об'єкту віброзахисту та динамічного гасника коливань на енергоефективність вібропоглинання // Б. М. Дівеєв, Д. Л. Паращук, Р. В. Сава, Г. Т. Черчик. Наукові нотатки. Міжвузівський збірник. – Луцьк. – Вип. 41, 2. – 2013. – С. 28-33.

8. A comparison of biodynamic models of the human hand-arm for applications to hand-held power tools // S. Rakheja, J. Wu, R. Dong, A. Schopper. – Journal of Sound and Vibration. – 2002. – 249 (1), P. 55-82.

Горбай Орест Зенонович, доктор технічних наук, зав. кафедри «Автомобілебудування», Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: orest_60@yahoo.ca

Паращук Дмитро Леонідович, старший викладач кафедри ААГ, Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, м. Львів, e-mail: naukovec79@ukr.net

Horbay Orest, Sc. D., Head of the department "Automotive", National University «Lviv Polytechnic», Lviv, e-mail: orest_60@yahoo.ca

Dmytro Paraschuk, assistant professor of ААН, National Army Academy named after Hetman Petro Sahaydachny, Lviv, naukovec79@ukr.net