

ОЦІНКА ВПЛИВУ СИСТЕМИ ПІДРЕСОРИЮВАННЯ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ НА НАВАНТАЖЕНІСТЬ ЇЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ І ТРАНСМІСІЇ

Постановка проблеми. Рух військових гусеничних або колісних машин (ВГКМ) по пересіченій місцевості супроводжується значними поздовжньо-кутовими та вертикальними коливаннями підресореного корпусу машини, для демпфірування яких необхідно застосовувати ефективні демпфіруючі пристрої (ДП). На швидкохідних військових гусеничних машинах (ВГМ), потужність, що поглинається даними пристроями та перетворюється ними у тепло, складає в середньому до 10% і більше від максимальної потужності двигуна. Це говорить про значну додаткову навантаженість силової установки та трансмісії, яку необхідно враховувати при моделюванні нерівномірного прямолінійного або криволінійного руху ВГКМ.

Аналіз останніх публікацій. У роботі [1] представлено результати розрахунку та оцінки теплової напруженості ДП ВГМ. У роботі [2] представлено методику розрахунку додаткових моментів навантаження на ведучих колесах машини, які обумовлені роботою системи підресорювання (СП).

Ціль досліджень. На основі проведених розрахунків теплової напруженості, з використанням результатів полігонних випробувань ВГМ, провести перевірку вірогідності, згаданої вище, розробленої методики та оцінити вплив СП на навантаженість силової установки і трансмісії ВГМ.

Вочевидь, що при русі по нерівностях, енергія силової установки витрачається не тільки на подолання опору руху та повороту, а й на виникнення коливань підресореного корпусу машини, які обумовлені роботою СП. Ці коливання відразу ж необхідно гасити за допомогою потужних ДП. Причому, чим вище швидкість, важче машина та більш несприятливіший профіль нерівностей, тим значнішими стають втрати енергії та додаткове навантаження на двигун і трансмісію. Крім того, у зв'язку з підвищенням вимог до плавності ходу, дані втрати та навантаження продовжують різко збільшуватися.

Проведемо розрахунок потужностей, що поглинаються ДП, на прикладі сьоміопорної ВГМ проміжної категорії по масі, у випадку її руху по найбільш несприятливому низькочастотному профілю нерівностей, в якості якого оберемо синусоїдальний профіль з відстанню між вершинами рівною двом базам машини та висотою нерівностей 200мм. Розрахунок проведемо на експериментально перевіреній математичній моделі руху ВГМ по нерівностях [3].

На рис.1 представлені графіки потужностей, що поглинаються ДП кожної з підвісок, в залежності від швидкості руху, з яких витікає, що на дорезонансному і резонансному режимах руху найбільш навантаженими є ДП перших двох підвісок. Це пояснюється тим, що на зазначених режимах спостерігаються найбільші амплітуди вертикальних і поздовжньо-кутових коливань корпусу машини, які для передніх підвісок складаються, збільшуючи хід підвіски, а, відповідно, і роботу ДП, а для задніх – віднімаються, зменшуючи його. Зі збільшенням швидкості руху, на зарезонансному режимі, машина починає стрибати з нерівності на нерівність, приземляючись на всі підвіски, що приводить до істотного росту потужностей, які поглинаються ДП задніх підвісок. Менша робота ДП 7-ї підвіски, у порівнянні з ДП 6-ї підвіски, пояснюється її піджаттям робочим натягінням гусениці.

Таким чином, на резонансному режимі, при швидкостях руху 10,0...13,33 м/с (36...48 км/год), потужність, яка поглинається кожним з ДП перших двох підвісок, доходить до 12,5 кВт, а сумарна потужність, що поглинається усіма ДП, складає близько 58...70 кВт, або приблизно до 30% потужності двигуна.

На зарезонансних швидкостях руху 15,56...18,89 м/с (56...68 км/год), внаслідок зменшення амплітуд вертикальних і поздовжньо-кутових коливань корпусу, стрибків машини з нерівності на нерівність та приземлення на усі підвіски, потужність, що поглинається ДП перших двох підвісок трохи знижується, однак, різко росте потужність, що поглинається ДП 6-ї підвіски, яка доходить до 16 кВт на швидкості 18,89 м/с (68 км/год). У середньому, на зарезонансному режимі сумарна потужність, що поглинається усіма ДП, складає близько 80...83 кВт, або приблизно до 35% потужності двигуна.

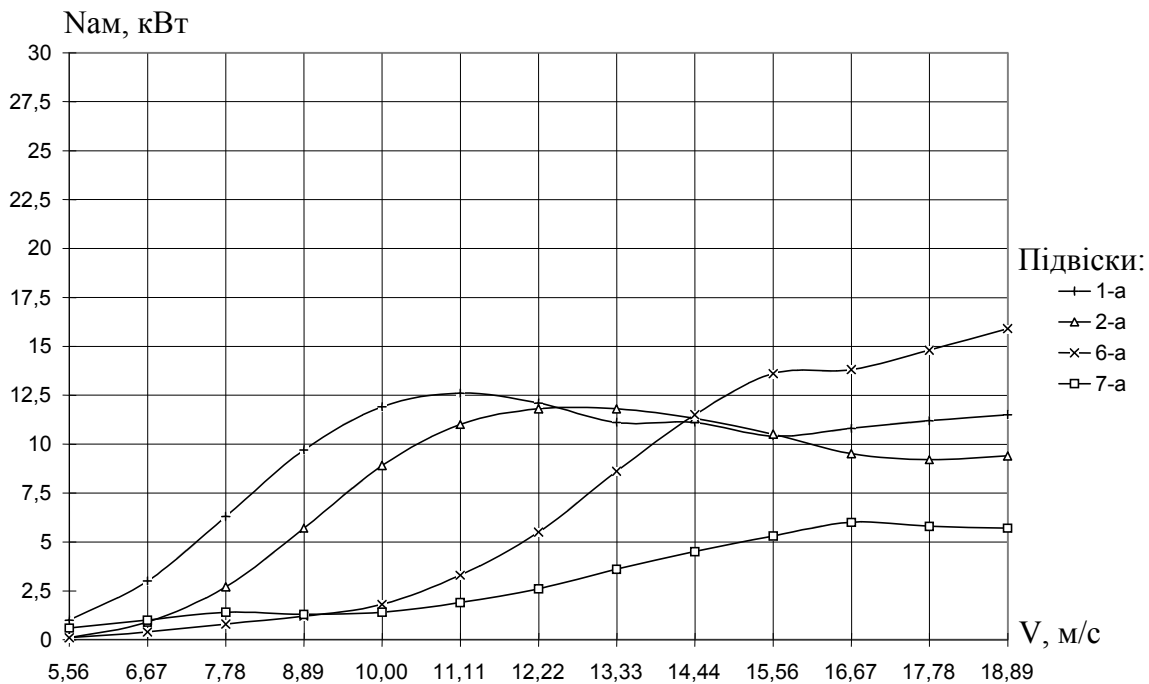


Рис. 1. Потужності, що поглинаються ДП підвісок

Необхідно зазначити, що синусоїдальний профіль викликає набагато більші коливання підресореного корпусу, ніж реальні траси з такою ж висотою нерівностей. Це підтверджують результати полігонних випробувань ВГКМ на штучних синусоїдальних нерівностях та реальних трасах. На практиці, профіль нерівностей, близький до синусоїдального, зустрічається не так часто та має кінцеву довжину. Тому отримані величини потужностей, що поглинаються ДП, у розмірі 30...35% від потужності двигуна, є крайнім випадком.

Проведемо розрахунок додаткового навантаження силової установки і трансмісії, яке обумовлене роботою СП, із залученням результатів полігонних випробувань, представлених у роботі [3]. Методика даного розрахунку, на прикладі ВГКМ з торсіонною підвіскою та телескопічними гідроамортизаторами (ГА), була представлена у роботі [2].

В загальному випадку, у кожний момент часу, корпус ВГКМ та її СП мають таку загальну енергію:

$$T_{заг} = P_{п.е.} + Q_{ДП} + K_{п.к.к.} + T_{в.к.}, \quad (1)$$

де: $\Pi_{П.Е}$ – потенціальна енергія пружних елементів СП, яка у випадку торсіонної підвіски дорівнює :

$$\Pi_{П.Е.} = \Pi_{П.Е.0} + \Pi_{П.Е.Т.} = n \cdot \frac{C_T}{2} \Psi_0^2 + \sum_{i=1}^n \frac{C_T}{2} \Psi_i^2 \cdot \text{Sign} (\Psi_i), \quad (2)$$

де: $\Pi_{П.Е.0}$ і $\Pi_{П.Е.Т.}$ – потенціальні енергії, відповідно, в початковий момент часу і її приріст на поточний момент часу; n – кількість підвісок; C_T – жорсткість торсіонів; Ψ_0 – кут закрутки торсіонів у статичному положенні машини; Ψ_i – поточний кут закрутки торсіонів, що відлічується від статичного положення.

$Q_{ДП}$ – кількість енергії, що перетворена у тепло в ДП СП за певний проміжок часу. Для телескопічних ГА вона буде дорівнювати:

$$Q_{ДП} = \sum_{i=1}^m \int P_{ai} \cdot dS_{ai}, \quad (3)$$

де : m – число ГА; P_{ai} – зусилля на штоці i -го ГА; S_{ai} – переміщення штока i -го ГА за проміжок часу, що розглядається.

$K_{П.К.К.}$ – кінетична енергія поздовжньо-кутових коливань корпусу ВГКМ, яка дорівнює:

$$K_{П.К.К.} = \frac{I}{2} \dot{\phi}^2, \quad (4)$$

де: I – момент інерції підресореного корпусу ВГКМ щодо поперечної осі, яка проходить через ц.в.; $\dot{\phi}$ – поточна кутова швидкість поздовжньо-кутових коливань.

$T_{В.К.}$ – енергія вертикальних коливань підресореного корпусу ВГКМ, яка дорівнює:

$$T_{В.К.} = \frac{m}{2} \dot{z}^2 + mg \cdot z + mg \cdot h, \quad (5)$$

де: m – підресорена маса ВГКМ, z і \dot{z} – поточні значення відповідно амплітуди і швидкості вертикальних коливань ц.в. корпусу ВГКМ, що відлічуються від рівня в початковий момент часу; h – висота розташування ц.в. у початковий момент часу над деяким умовним рівнем, який забезпечує моделювання руху ВГКМ на гору та під ухил.

У початковий момент часу машина буде мати енергію:

$$T_0 = \Pi_{П.Е.0} + T_{В.К.0} = n \frac{C_T}{2} \cdot \psi_0^2 + mg \cdot h. \quad (6)$$

Розглянемо збільшення загальної енергії корпусу ВГКМ та її СП між i -м та $i-1$ -м моментами часу:

$$\Delta T_i = T_{ЗАГ.i} - T_{ЗАГ.i-1}. \quad (7)$$

Тоді можна сказати, що якщо $\Delta T_i > 0$, то навантаження на трансмісію та двигун зросло і між зазначеними моментами часу він виконав додаткову роботу $A_{i\partial} = \Delta T_i$. Якщо ж $\Delta T_i < 0$, то навантаження зменшилося, а енергія ΔT_i витратилася на подолання опору руху машини і виконала роботу, або перетворилася у тепло в гальмах.

Зазначену додаткову роботу за час між i -м і $i-1$ -м моментами можна записати як:

$$A_{i\partial} = M_{Hi} \cdot d\theta, \quad (8)$$

де: M_{Hi} – додатковий момент на ведучих колесах, який викликаний зміною загальної енергії $T_{ЗАГ}$ корпусу ВГКМ та її СП; $d\theta$ – кут повороту ведучого колеса за час між моментами, що розглядаються.

Отже, у кожний i -й момент часу, додатковий момент від корпусу ВГКМ, що коливається, і працюючої СП, приведений до ведучих коліс, буде дорівнювати:

$$M_{Hi} = \frac{\Delta T_i}{d\theta \cdot \eta}; \quad \text{при } \Delta T_i > 0, \quad (9)$$

де: M_{Hi} – додатковий момент навантаження;

$$M_{Hi} = \frac{\Delta T_i}{d\theta} \cdot \eta; \quad \text{при } \Delta T_i < 0, \quad (10)$$

де: M_{Hi} – додатковий рушійний момент.

Тут: $d\theta = \theta_i - \theta_{i-1} = \omega_{в.к.} \cdot \Delta t$; η – к.к.д. рушії; $\omega_{в.к.}$ – кутова швидкість ведучого колеса; Δt – проміжок часу між i -м та $i-1$ -м моментами.

Розрахуємо додаткове навантаження на силову установку і трансмісію, що викликане роботою СП, на прикладі ходового макета на базі танка Т-64Б, результати полігонних випробувань якого, представлені у роботі [3]. Дані випробування проводилися на ділянці реальної траси, з профілем, близьким до гармонічного, яка відповідала важким дорожнім умовам і викликала низькочастотні коливання підресореного корпусу, швидкість руху V складала 8,57 м/с (30,85 км/год). Оскільки ґрунт був супіщаний, сумарний коефіцієнт опору руху f_0 будемо вважати рівним 0,1.

Вихідні дані для розрахунку: вага машини $G = 450$ кН; момент інерції підресореного корпусу $I = 160$ кН·м·с²; жорсткість торсіонів $C_T = 18$ кН·м/рад; підвіска симетрична, клапан „відсічки” ГА спрацьовує на прямому ході при зусиллі на штоці 70 кН; динамічний хід підвіски 300 мм.

Необхідна для руху, вільна потужність двигуна, без врахування к.к.д. гусеничного рушії буде дорівнювати:

$$N_g = f_0 \cdot G \cdot V = 385,65 \text{кВт.} \quad (11)$$

Розглянемо процес наїзду машини на нерівність. У перший момент часу відбувається закрутка торсіонів перших підвісок та поява зусиль опору їх ГА, які призводять до підйому носа машини та появи амплітуди і швидкості поздовжньо-кутових коливань. В подальшому відбувається осадка машини на корму, закрутка торсіонів задніх підвісок (крайньої на половину динамічного ходу) та поява зусиль опору її ГА, при цьому перші підвіски розкручуються назад, а швидкість поздовжньо-кутових коливань стає максимальною і рівною 0,479рад/с. Для даного прикладу це відбувається через час $t = 0,5\text{с}$. Визначимо приріст потенціальної енергії торсіонів, кількість енергії, що перетворена у тепло в ДП та кінетичну енергію поздовжньо-кутових коливань підресореного корпусу по відповідним виразам (2), (3) та (4):

$$\begin{aligned} P_{П.Е.Т.} &= \sum_{i=1}^n \frac{C_T}{2} \Psi_i^2 \cdot \text{Sign}(\Psi_i) = 2,92 \text{кН}\cdot\text{м}; \\ Q_{ДП} &= \sum_{i=1}^m \int P_{ai} \cdot dS_{Ai} = 2,63 \text{кН}\cdot\text{м}; \\ K_{П.К.К.} &= \frac{I}{2} \dot{\phi}^2 = 18,36 \text{кН}\cdot\text{м}. \end{aligned} \quad (12)$$

Енергія вертикальних коливань за момент часу, що розглядається, змінилася незначно, тому нею можна знехтувати. Тоді приріст загальної енергії СП $T_{ЗАГ}$ складе 23,91кН·м або 23,91кДж. Оскільки даний приріст енергії відбувся за час $t = 0,5\text{с}$, то додаткове навантаження на силову установку буде дорівнювати:

$$N_{cn} = T_{ЗАГ}/t = 47,82 \text{кВт}, \quad (13)$$

що складає 12,4% від вільної потужності двигуна N_g , необхідної для руху у дорожніх умовах, які розглядалися.

В загальному випадку, враховуючи постійне перетворення енергії з одного виду в інший, додаткове навантаження на силову установку на швидкостях руху до 10м/с (36км/год) в середньому складе 10...15%, що відповідає результатам проведених розрахункових досліджень та полігонних випробувань.

Висновки.

1. Рух ВГМ по гармонічному низькочастотному профілю нерівностей, який відповідає важким дорожнім умовам, супроводжується втратами у ДП СП, що досягають 30% від потужності силової установки.

2. На реальних трасах (важкі дорожні умови) втрати в СП ВГМ в середньому складають 10...15% даної потужності.

3. Запропонована методика оцінки впливу СП ВГМ на навантаженість її силової установки і трансмісії забезпечує отримання вірогідних результатів та дозволяє підвищити точність розрахунку моментів навантажень на ведучих колесах по бортах ВГМ при моделюванні її нерівномірного та криволінійного руху по нерівностях.

Література: 1. Дущенко В.В. Оценка влияния параметров системы поддресоривания транспортного средства на тепловую напряженность демпфирующих элементов / В.В. Дущенко, С.М. Воронцов // Вестник ХГПУ, Сб. науч. трудов. – 2000. – Вып. 110. – С. 183–195. 2. Дущенко В.В. Определение моментов нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины, обусловленных работой системы поддресоривания / В.В. Дущенко // Механіка та машинобудування. – 1998. – №1. – С.88–90. 3. Колебания в транспортных машинах / [Александров Е.Е., Грита Я.В., Дущенко В.В. и др.] ; – Харьков: ХДПУ, 1996. – 256 с.

Bibliography (transliterated): 1. Duwenko V.V. Ocenka vlijanija parametrov sistemy podressorivanija transportnogo sredstva na teplovuju naprjazhennost' dempfirujuvix jelementov / V.V. Duwenko, S.M. Voroncov // Vestnik HGPU, Sb. nauch. trudov. – 2000. – Вып. 110. – С. 183–195. 2. Duwenko V.V. Opredelenie momentov nagruzki na veduvix kolesah guseni-chnoj mashiny, obuslovlennyh rabotoj sistemy podressorivanija / V.V. Duwenko // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 1998. – №1. – С.88–90. 3. Kolebanija v transportnyh mashinah / [Aleksandrov E.E., Grita Ja.V., Duwenko V.V. i dr.] ; – Har'kov: HDPU, 1996. – 256 s.

Дущенко В.В., Мусницкая И.В.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СИСТЕМЫ ПОДРЕСОРИВАНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ЕЕ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ И ТРАНСМИССИИ

Проведен расчет потерь в демпфирующих устройствах системы поддресоривания гусеничной машины, движущейся в тяжелых дорожных условиях. На основе результатов полигонных испытаний подтверждена достоверность предложенной методики расчета дополнительной нагруженности силовой установки, обусловленной работой системы поддресоривания.

Dushchenko V.V., Musnitskaja I.V.

ESTIMATION OF INFLUENCE OF A SUSPENSION SYSTEM OF THE FULL-TRACK MACHINE ON OF A LOAD ITS ENGINE AND THE POWER TRAIN

Calculation of losses in damping devices of a suspension system of the full-track machine propellented in heavy road requirements is conducted. On the basis of results trials reliability of the offered design procedure additional of a load on engine installation stipulated by operation of a suspension system is confirmed.

УДК 632.438.32

*Климов В.Ф., канд. техн. наук; Магерамов Л.К-А., канд. техн. наук;
Герасименко В.И., Кудреватых Д.Н., Шипулин А.А.*

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ – ОСНОВНОЙ ФАКТОР, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЙ ПОДВИЖНОСТЬ БРОНИРОВАННЫХ ОБЪЕКТОВ

Постановка проблемы. К объектам бронированной техники – танкам, бронетранспортерам или боевым машинам пехоты - постоянно повышаются требования к техническим характеристикам, и в первую очередь к параметрам подвижности. Подвижность машин – это комплексный показатель, включающий увеличенные максимальные и средние скорости движения, запасы хода при движении по бездорожью и по дорогам с покрытием, возможность эксплуатации в условиях высоких температур до 55⁰ С без ограничений по скоростным и нагрузочным характеристикам.