

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ГІДРОПНЕВМАТИЧНОЇ ПІДВІСКИ КОЛІСНОЇ ЛЕГКОБРОНЬОВАНОЇ МАШИНИ

Постановка проблеми. При пересуванні колісних легкоброньованих машин (ЛБМ) по пересіченій місцевості з високими швидкостями її система підресорювання (СП) та бронекорпус у місцях кріплення вузлів підвіски зазнають значних динамічних навантажень. Це ж спостерігається і при підриві на вибухових пристроях. В результаті відбувається передчасний вихід вузлів з ладу, втрата рухливості, поява тріщин, порушення герметичності корпусу та втрата машиною плавучості. Таким чином, зниження динамічної навантаженості вузлів підвіски та бронекорпусу з боку ходової частини, при одночасному забезпеченні максимально можливої плавності ходу в умовах пересіченої місцевості, дозволить забезпечити достатній ресурс та високі тактико-технічні характеристики колісних ЛБМ, що обумовлює актуальність даної задачі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботі [1] проведено аналіз показників рухливості, захищеності і вогневої потужності військових гусеничних і колісних машин та сформульовано фактори впливу СП на їх забезпечення та зростання. Показано, що СП та рівень їх досконалості і можливостей суттєво впливають на дані показники і є вагомим потенціалом їх значного підвищення. У роботі [2] дано оцінку підвісці вітчизняних бронетранспортерів БТР-3, БТР-4 і «Дозор-Б» та зроблено висновок про її невідповідність сучасним вимогам, що зводить до мінімуму підвищення показників рухливості, захищеності та вогневої потужності в результаті встановлення більш потужних двигунів, вдосконалених трансмісії та комплексів озброєння. Відзначено, що перспективними напрямками удосконалення СП даних бронетранспортерів є суттєве збільшення динамічного ходу та енергоємності демпфірувальних пристроїв, застосування гідропневматичної підвіски (ГПП) та використання магнітореологічних еластомірів у шарнірах підвіски з метою реалізації керування її пружними і демпфірувальними характеристиками. У роботі [3] проведено аналіз та вибрано кінематичну схему ГПП колісних бронетранспортерів, що задовольняє сформульованим вимогам. Проведено попередній розрахунок одноступінчастої пневмогідравлічної ресори (ПГР), вибрано заправний тиск і об'єм пневмокамери та побудовано пружну характеристику підвіски для двох крайніх значень показника політропи.

Мета досліджень. Розробити методику розрахунку динамічної навантаженості ГПП та бронекорпусу колісної ЛБМ у місцях кріплення вузлів підвіски, з метою її подальшого використання при параметричній оптимізації СП з метою підвищенні тактико-технічних характеристик даних машин.

Основний зміст. Під розрахунком динамічної навантаженості будемо розуміти розрахунок зусиль, що виникають на штоках ПГР, колесах, у шарнірах важелів підвіски та у місцях їх кріплення до бронекорпусу при пересуванні ЛБМ по пересіченій місцевості з високими швидкостями при наявності пробіїв підвіски.

В загальному випадку, повну вертикальну складову N_{ZPi} реакції на осі i -го колеса до моменту повної деформації буферу стиску можна визначити як:

$$N_{ZPi} = N_{Ri} + N_{Ui} + N_{Шi}. \quad (1)$$

Тут N_{Ri} – вертикальна складова на осі i -го колеса, обумовлена зусиллям P_{Ri} на штоці ПГР, яке у свою чергу, визначається за допомогою математичної моделі роботи ПГР в залежності від переміщення та швидкості переміщення її штоку (розраховуються з використанням точної кінематичної схеми підвіски по вертикальним переміщенню та швидкості переміщення колеса, в залежності від дорожніх умов, параметрів коливань підресореного корпусу та швидкості руху машини); від даної складової N_{Ri} залежать плавність ходу машини та динамічна завантаженість її ходової частини; N_{Ui} – вертикальна складова на осі i -го колеса, обумовлена роботою буферу стиску до моменту його повної деформації (у разі повної деформації необхідно враховувати наступну деформацію шини та ґрунту під колесом); N_{Wi} – вертикальна складова на осі i -го колеса, обумовлена роботою гумових шарнірів важелів підвіски.

Визначимо вертикальну складову N_{Ri} реакції ґрунту на колесі i -ї підвіски, обумовлену роботою ПГР. Силами інерції важелів, з огляду на їх незначну величину у порівнянні з діючими навантаженнями, будемо нехтувати. Розрахункова схема представлена на рис. 1.

Розглянемо рівновагу всієї підвіски відносно т. В.

$$N_{Ri} \cdot PN_i - P_{Ri} \cdot l_{PRi} - N_{03ni} \cdot l_{03ni} = 0. \quad (2)$$

Розглянемо рівновагу ланки 2 відносно т. С.

$$N_{Ri} \cdot l_{Ri} \cdot \cos \delta_i - N_{32ni} \cdot l_{32ni} = 0, \quad (3)$$

$$\text{де } N_{32ni} = N_{03ni}; \quad \Rightarrow \quad N_{03ni} = \frac{N_{Ri} \cdot l_{Ri} \cdot \cos \delta_i}{l_{32ni}}. \quad (4)$$

Підставимо вираз (4) до виразу (2) та вирішимо рівняння відносно N_{Ri} :

$$N_{Ri} = \frac{P_{Ri} \cdot l_{PRi} \cdot l_{32ni}}{PN_i \cdot l_{32ni} - l_{Ri} \cdot \cos \delta_i \cdot l_{03ni}}. \quad (5)$$

Визначимо реакції у шарнірах важелів підвіски та у місцях її кріплення до бронекорпусу. Реакція на верхній опорі ПГР визначиться як

$$N_{40i} = -N_{04i} = -P_{Ri}. \quad (6)$$

Реакцію на опорі верхнього важеля знайдемо з виразу (4), підставивши туди вираз (5).

$$N_{03ni} = \frac{P_{Ri} \cdot l_{PRi} \cdot l_{Ri} \cdot \cos \delta_i}{PN_i \cdot l_{32ni} - l_{Ri} \cdot \cos \delta_i \cdot l_{03ni}}. \quad (7)$$

Визначимо реакції на опорі нижнього важеля. Для знаходження її тангенціальної складової розглянемо рівновагу ланки 1 відносно т. С.

$$N_{01\tau i} = \frac{P_{Ri} \cdot l_{RCi}}{l_1}. \quad (8)$$

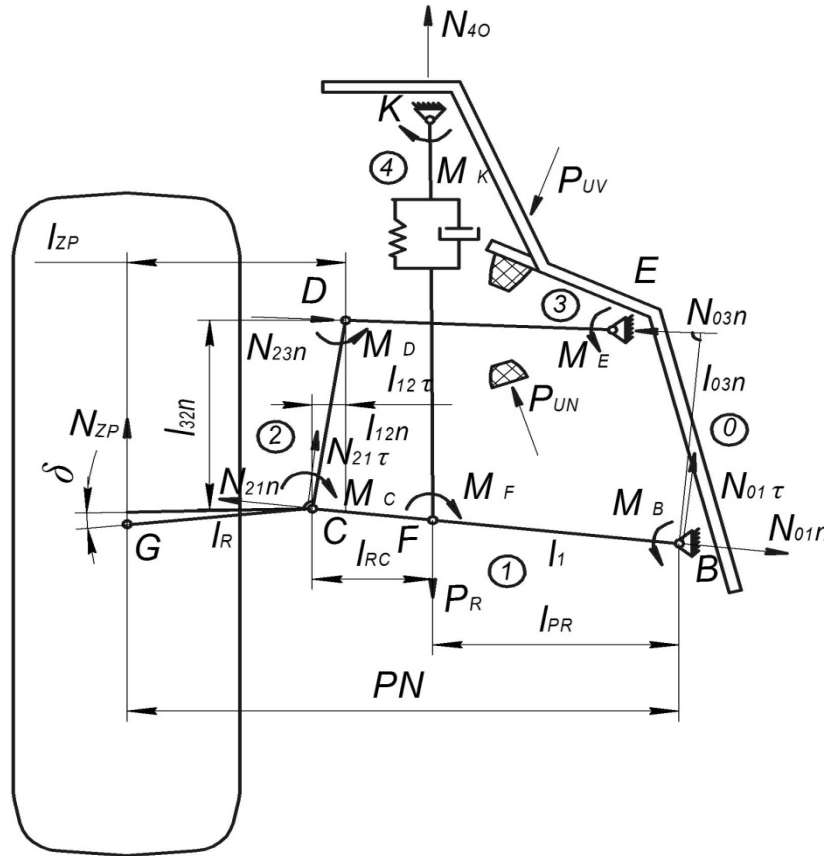


Рисунок 1 – Розрахункова схема зусиль 2-х важільної гідропневматичної підвіски (i-ті індекси не показані)

Для визначення нормальної складової розглянемо рівновагу ланки 2 відносно т. D.

$$N_{Ri} \cdot l_{ZPi} - N_{12\tau i} \cdot l_{12\tau i} - N_{12ni} \cdot l_{12ni} = 0,$$

де $N_{01ni} = N_{12ni}$.

Тоді

$$N_{01ni} = \frac{N_{Ri} \cdot l_{ZPi} - N_{12\tau i} \cdot l_{12\tau i}}{l_{12ni}}. \quad (9)$$

Визначимо $N_{12\tau i}$, розглянувши рівновагу ланки 1 відносно т. F.

$$N_{12\tau i} = -N_{21\tau i}, \quad \text{де} \quad N_{21\tau i} = \frac{N_{01\tau i} \cdot l_{FB}}{l_{CF}}. \quad (10)$$

Усі плечі сил, які було використано у виразах (2) – (10), знаходяться з розрахунку точної кінематики підвіски в процесі руху ЛБМ по нерівностям.

Розглянемо знаходження зусиль, які виникають у підвісці при її пробі. Розрахункова схема представлена на рис. 2. Визначимо складову N_{Ui} повної вертикальної реакції на осі колеса обумовлену деформацією буферу стиску.

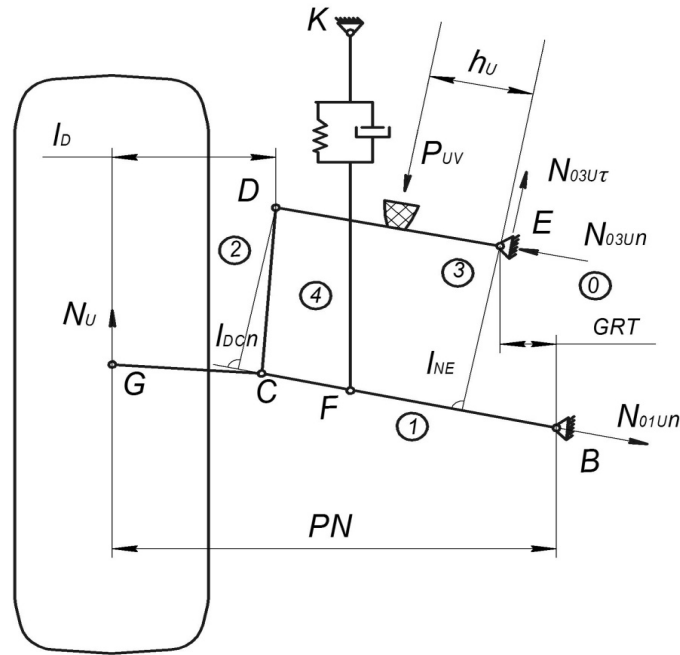


Рисунок 2 – Розрахункова схема зусиль при деформації буферу стиску (i -ті індекси не показані)

Розглянемо рівновагу всієї підвіски відносно т. E .

$$N_{Ui} \cdot (PN_i - GRT_i) - P_{UVi} \cdot h_{Ui} - N_{01Uni} \cdot l_{NEi} = 0. \quad (11)$$

Суму моментів відносно т. D для ланки 2 запишемо як:

$$N_{Ui} \cdot l_{Di} - N_{01Uni} \cdot l_{DCni} = 0. \quad (12)$$

Вирішимо вираз (12) відносно N_{01Uni} , підставимо у вираз (11) та вирішимо його відносно N_{Ui} .

$$N_{Ui} = \frac{P_{UVi} \cdot h_{Ui} \cdot l_{DCni}}{(PN_i - GRT_i) \cdot l_{DCni} - l_{Di} \cdot l_{NEi}}. \quad (13)$$

Зусилля P_{UVi} буферу стиску розраховується по експериментальній пружній характеристиці в залежності від його деформації, яка визначається кінематикою підвіски на даний момент часу.

Визначимо складову $N_{Шi}$ повної вертикальної складової реакції на осі i -го колеса, обумовлену деформацією шарнірів підвіски, використовуючи вираз для балансу роботи:

$$N_{Шi} = M_{Bi} \cdot \frac{d\psi_{Bi}}{dz_{1i}} + M_{Ci} \cdot \frac{d\psi_{Ci}}{dz_{1i}} + M_{Di} \cdot \frac{d\psi_{Di}}{dz_{1i}} + M_{Ei} \cdot \frac{d\psi_{Ei}}{dz_{1i}} + \quad (14)$$

$$+M_{Fi} \cdot \frac{d\psi_{Fi}}{dz_{1i}} + M_{Ki} \cdot \frac{d\psi_{Ki}}{dz_{1i}}.$$

Тут z_{1i} – динамічний хід i -ї підвіски; $M_{Bi}, M_{Ci}, M_{Di}, M_{Ei}, M_{Fi}, M_{Ki}$ – моменти в шарнірах i -ї підвіски, що виникають при їх повороті відповідно на кути $d\psi_{Bi}, d\psi_{Ci}, d\psi_{Di}, d\psi_{Ei}, d\psi_{Fi}, d\psi_{Ki}$.

Зазначені моменти можна визначити як:

$$M_{\text{ШАР}} = C_{\text{ШАР}} \cdot \psi_{\text{ШАР}}, \quad (15)$$

де $C_{\text{ШАР}}$ – кутова жорсткість шарніра, яка знаходиться за наступним виразом [4]:

$$C_{\text{ШАР}} = \frac{dM_{\text{ШАР}}}{d\psi_{\text{ШАР}}} = \pi \cdot G \cdot b_z \frac{D_H^2 \cdot D_{BH}^2}{D_H^2 - D_{BH}^2}, \quad (16)$$

де G – модуль пружності гуми 2-го роду, b_z – довжина гумової втулки, D_H та D_{BH} – відповідно, зовнішній та внутрішній діаметр гумової втулки.

Величини $\frac{d\psi_{Bi}}{dz_{1i}}, \frac{d\psi_{Ci}}{dz_{1i}}, \frac{d\psi_{Di}}{dz_{1i}}, \frac{d\psi_{Ei}}{dz_{1i}}, \frac{d\psi_{Fi}}{dz_{1i}}$ і $\frac{d\psi_{Ki}}{dz_{1i}}$ визначимо графічно, задаю-

чи приріст динамічного ходу dz_{1i} та обчислюючи приріст кута повороту відповідного шарніра. Кути повороту шарнірів визначаються, виходячи з положення важелів підвіски при якому відбувалася затяжка шарнірів.

В процесі роботи підвіски, при повороті її нижнього важеля зі швидкістю $\dot{\psi}_i$, реакцію $N_{\text{Ш}}$ необхідно збільшувати на величину $K_{\text{Ш}} \cdot \dot{\psi}_i$; де коефіцієнт $K_{\text{Ш}}$ характеризує втрати в шарнірах підвіски.

Таким чином, у кожний момент часу, використовуючи точну кінематику підвіски можна розрахувати усі складові вертикальної реакції на колесі i -ї підвіски.

Висновки. Розроблена методика розрахунку динамічної навантаженості 2-х важільної гідропневматичної підвіски та бронекорпусу колісної ЛБМ у місцях кріплення її вузлів, завдяки використанню точної кінематики підвіски, дозволить з високою точністю знаходити моменти та зусилля, що діють.

Подальше використання даної методики при розрахунку параметрів плавності ходу та динамічної завантаженості вузлів і бронекорпусу дозволить при проведенні параметричної оптимізації забезпечити максимально можливу рухливість в умовах пересіченої місцевості, достатній ресурс та високі тактико-технічні характеристики колісних ЛБМ.

Література: 1. Дуценко В. В. Фактори впливу систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин на забезпечення зростання показників рухливості, захищеності та вогневої потужності / В. В. Дуценко, Р. А. Нанівський // *Механіка та машинобудування*. – 2017. – №2. – С. 88–98. 2. Дуценко В. В. Оцінка якості систем підресорювання бронетранспортерів БТР-3, БТР-4 і «Дозор-Б» та можливі напрямки їх удосконалення / В. В. Дуценко, А. О. Маслієв, О. М. Ярмач, Г. І. Цимбал // *Механіка та машинобудування*. – 2017. – № 2. – С. 76–88. 3. Дуценко В. В. Вибір кінематичної схеми та попередній розрахунок гідропневматичної підвіски колісних бронетранспортерів / В. В. Дуценко, О. М. Агапов, Ю. В. Горбенко // *Вестник НТУ „ХПИ”*. Сб. науч. трудов. *Транспортне машинобудування*. – 2013. – Вып. 32. – С. 96–105. 4. Успенский И. Н. Проектирование подвески автомобиля / И. Н. Успенский,

А. А. Мельников. – М. : Машиностроение, 1976. – 168 с.

Bibliography (transliterated): 1. Dushchenko V. V. Faktori vplivu sistem pidresoryuvannya vijs'kovih gusenichnih i kolisnih mashin na zabezpechennya zrostannya pokaznikiv ruhlivosti, zahishchenosti ta vagnevoi potuzhnosti / V. V. Dushchenko, R. A. Nanyv's'kij // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – 2017. – №2. – S. 88–98. 2. Dushchenko V. V. Ocinka yakosti sistem pidresoryuvannya bronetransporteriv BTR-3, BTR-4 i «Dozor-B» ta mozhlivi napryamki ih udoskonalennya / V. V. Dushchenko, A. O. Masliev, O. M. Yarmak, G. I. Cimbal // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – 2017. – № 2. – S. 76–88. 3. Dushchenko V. V. Vibir kinematichnoї skhemi ta poperednij rozrahunok gidropnevmatichnoї pidviski kolisnih bronetransporteriv / V. V. Dushchenko, O. M. Agapov, YU. V. Gorbenko // *Vestnik NTU „HPI”*. Sb. nauch. trudov. *Transportne mashinobuduvannya*. – 2013. – Vyp. 32. – S. 96–105. 4. Uspenskij I. N. Proektirovanie podveski avtomobilya / I. N. Uspenskij, A. A. Mel'nikov. – М. : Mashinostroenie, 1976. – 168 s.

Дущенко В.В., Ярмак М.С., Маслієв А.О., Цимбал Г.І.

**МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ
ГІДРОПНЕВМАТИЧНОЇ ПІДВІСКИ КОЛІСНОЇ ЛЕГКОБРОНЬОВАНОЇ
МАШИНИ**

Розроблено методику розрахунку динамічної навантаженості 2-х важільної гідропневматичної підвіски та бронекорпусу колісної легкоброньованої машини, яка завдяки використанню точної кінематики підвіски, дозволить з високою точністю знаходити моменти та зусилля, що діють. Використання даної методики при розрахунку параметрів плавності ходу та динамічної завантаженості вузлів і бронекорпусу дозволить при проведенні параметричної оптимізації забезпечити максимально можливу рухливість колісних легкоброньованих машин в умовах пересіченої місцевості, достатній ресурс та їх високі тактико-технічні характеристики.

Дущенко В.В., Ярмак Н.С., Маслиев А.О., Цымбал А.И.

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ КОЛЕСНОЙ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ
МАШИНЫ**

Разработана методика расчета динамической нагруженности 2-х рычажной гидропневматической подвески и бронекорпуса колесной легкобронированной машины, которая благодаря использованию точной кинематики подвески, позволит с высокой точностью определять действующие моменты и усилия. Использование данной методики при расчете параметров плавности хода и динамической загрузки узлов и бронекорпуса позволит при проведении параметрической оптимизации обеспечить максимально возможную подвижность колесных легкобронированных машин в условиях пересеченной местности, достаточный ресурс и их высокие тактико-технические характеристики.

V. Dushchenko, M. Yarmak, A. Masliev, G. Tsymbal

**METHOD OF CALCULATION OF DYNAMIC LOADINGHYDROPNEVMATIC
SURFACE OF COLLASSED LIGHT-BROWNEDCARS**

The method of calculating the dynamic load of the 2-lever guiderotatable suspension and armored frame of the wheeled light-armored machine is developed, which, due to the use of the exact kinematics of the suspension, will allow with high precision to determine the moments and forces acting. The use of this technique in calculating parameters of smoothness and dynamic loading of knots and armor corps will allow, in the course of parametric optimization, to ensure the maximum possible movement of the wheeled armored vehicles in the conditions of a rough terrain, sufficient recurs and their high tactical and technical characteristics.