

***В. В. ДУЩЕНКО, Р. А. НАНІВСЬКИЙ, С. М. ВОРОНЦОВ, В. Г. МАСЛІЄВ,  
А. О. МАСЛІЄВ***

## **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВІДРИВУ КОЛЕСА ВІД НЕРІВНОСТІ ДЛЯ КОЛІСНОЇ МАШИНИ З ГІДРОПНЕВМАТИЧНОЮ ПІДВІСКОЮ**

Представлено математичну модель процесу відриву колеса від нерівностей для колісної машини з гідропневматичною підвіскою, що має нову кінематичну схему. Розглянуто розрахунок моменту початку відриву, динаміку руху колеса в процесі відриву та моменту його зустрічі з нерівністю. Розраховано точні кінематичні і силові фактори та складено диференціальне рівняння руху колеса в процесі відриву. Отримані результати дозволять забезпечити високу точність математичного моделювання руху колісної машини по нерівностях при дослідженні плавності ходу, навантаженості силової установки, трансмісії та ходової частини, а також забезпечення керованості і стійкості руху.

**Ключові слова:** колісна машина, гідропневматична підвіска, кінематична схема підвіски, відрив колеса від нерівності.

***V. DUSHCHENKO, R. NANIVSKYI, S. VORONTSOV, V. MASLIEV, A. MASLIEV***

## **SIMULATION OF THE WHEEL SEPARATION PROCESS FROM A BUMP FOR A WHEELED MACHINE WITH HYDRO-PNEUMATIC SUSPENSION**

A mathematical model of the process of wheel detachment from bumps for a wheeled machine with hydropneumatic suspension, which has a new kinematic scheme, is presented. Kinematic and dynamic separations, calculation of the moment of their onset, dynamics of wheel movement during the separation process and the moment of its meeting with an unevenness and restoration of contact of the tire with the road are considered. Accurate kinematic and power factors are calculated, including the characteristics of the elastic hinges of the suspension arms. Analytical dependences of the calculation of displacement and speed of movement of the pneumohydraulic spring rod, as well as the angle and speed of rotation of the lower lever in the process of separation of the wheel from the ground were obtained. The differential equation of the movement of the wheel in the process of separation from the unevenness was formulated. The obtained results will allow to ensure high accuracy of mathematical modeling of the movement of a wheeled vehicle over unevenness when studying the smoothness of the course, the load of the power plant, transmission and undercarriage components, as well as ensuring the controllability and stability of the movement.

**Key words:** wheeled vehicle, hydropneumatic suspension, suspension kinematic scheme, separation of the wheel from unevenness.

### **Вступ.**

Висока точність математичного моделювання руху колісних машин (КМ) по нерівностях при дослідженні їх плавності ходу, навантаженості силової установки, трансмісії та вузлів ходової частини (ХЧ), а також керованості і стійкості руху, забезпечується точним розрахунком усіх кінематичних і силових характеристик підвіски в залежності від коливань підресореного корпусу, швидкості руху та профілю дорожніх нерівностей. Особливо це стосується моделювання процесу відриву колеса від нерівності, а саме розрахунку моменту його початку, динаміки руху колеса в процесі відриву і розрахунку моменту його зустрічі з нерівністю та відновлення контакту шини з дорогою. Для кожної кінематичної схеми підвіски та типів її пружного елемента (ПЕ) і демпфірувального пристрою (ДП) розрахунок динаміки руху колеса в процесі відриву від нерівності може суттєво відрізнятись.

Подальший розвиток систем підресорювання (СП), особливо для КМ військового призначення, відбувається у напрямках підвищення енергоємності підвіски та збільшення її динамічного ходу. Одними з засобів реалізації даних напрямків є застосування гідропневматичних підвісок (ГПП) та нових кінематичних схем підвіски. Таким чином, моделювання процесу відриву колеса від нерівності при дослідженні руху КМ і, зокрема, бойової броньованої машини (ББМ) з ГПП, що має нову кінематичну схему, є на часі та актуальним.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.**

На сьогоднішній день загальні питання математичного моделювання руху КМ по нерівностях визначені у достатньому обсязі. Їх повнота насамперед залежить від призначення машини – цивільного або військового, що у свою чергу обумовлює умови експлуатації, від яких залежить необхідність врахування та моделювання тих чи інших процесів, що відбуваються при русі машини. У повній мірі це стосується і питання моделювання процесу відриву колеса від нерівності та визначення усіх його параметрів, які можуть істотно вплинути на точність розрахунків.

Так, при дослідженні руху КМ цивільного призначення зазвичай використовуються еквівалентні схеми залежних або незалежних підвісок, а відриви коліс від дорожнього покриття вважаються не припустимими та не розглядаються зовсім або вважаються наслідком лише високочастотних коливань невідвіснених мас, які можуть вплинути тільки на керованість та стійкість руху [1, 2].

Докладно динаміку ведучого колеса, вплив еластичності шин та характеристик ДП на стійкість руху КМ у тому числі і військового призначення, розглянуто у роботах [3, 4, 5], недоліком яких є відсутність прив'язки до кінематичної схеми підвіски. Крім того, не розглядається можливість достатньо тривалого відриву колеса від дорожнього покриття.

У роботі [6] представлено математичну модель руху по нерівностях ББМ та експериментальну оцінку її вірогідності шляхом порівняння розрахункових результатів з результатами полігонних досліджень, яка показала достатньо високу точність даної моделі при розрахунках плавності ходу та динамічної навантаженості вузлів ХЧ. Досягнутий результат було забезпечено завдяки розгляду точної кінематичної схеми торсіонної підвіски на двох поперечних важелях, що дозволило отримати точні аналітичні залежності, які описували кінематичні і силові характеристики підвіски, у тому числі і в процесі відриву колеса від нерівності. Представлені розрахункові та експериментальні дослідження руху по нерівностях даної ББМ показали неспроможність її торсіонної підвіски забезпечити необхідні на теперішній час тактико-технічні характеристики (ТТХ).

У роботах [7, 8, 9] з метою підвищення ефективності КМ цивільного та військового призначення розглянуто застосування ГПП, моделювання їх роботи та оптимізацію конструкції і характеристик. Однак розглядалися еквівалентні схеми підвіски, без розрахунку процесу відриву колеса від нерівності.

У роботах [10, 11, 12] запропоновано нову кінематичну схему ГПП колісної ББМ, розглянуто розрахунок її точних кінематичних залежностей та представлено методику розрахунку динамічної навантаженості вузлів, шляхом розрахунку точних силових факторів, що діють у підвісці. Тим не менш, відрив колеса від нерівності розглянуто не було.

Таким чином, аналіз останніх досягнень і публікацій показав, що для подальшого підвищення точності математичної моделі руху по нерівностях колісної ББМ з новою кінематичною схемою ГПП, необхідно розглянути та описати процес відриву колеса від нерівності. Це дозволить забезпечити високу точність розрахунків при дослідженні плавності ходу, навантаженості силової установки, трансмісії та вузлів ходової частини, а також забезпечення керованості і стійкості руху.

**Мета та постановка задачі.**

Розробити математичну модель та отримати точні аналітичні кінематичні і силові залежності розрахунку процесу відриву колеса від нерівності при русі на місцевості для колісної бойової броньованої машини з гідропневматичною підвіскою, що має нову кінематичну схему.

**Основні положення та результати досліджень.**

Полігонні випробування та їх відеозйомка підтверджують, що відрив колеса ББМ від нерівності спостерігається вже в дорожніх умовах середньої важкості, на швидкостях руху, які перевищують 20 км/год. Таким чином, для забезпечення необхідної точності математичної

моделі руху ББМ при дослідженні плавності ходу, динамічної навантаженості вузлів, керованості та стійкості руху даний відрив необхідно розраховувати обов'язково.

Відрив колеса від нерівності може спостерігатися у двох випадках. Перший – при повному вивішуванні колеса, коли ходу підвіски на відбій не вистачає для відстеження колесом нерівності, так званий кінематичний відрив. Другий випадок – зависання колеса на зворотному ході підвіски, коли зусилля опору ДП протидіє зусиллю ПЕ, який розтискається і намагається опустити колесо та відслідковувати нерівність, так званий динамічний відрив.

Колісні ББМ виробництва України, а саме бронетранспортери БТР-3, БТР-4, Дозор та їх модифікації, мають незалежну торсіонну підвіску коліс на двох поперечних важелях, з телескопічними ГА. Дана підвіска зображена на рис. 1а. Практично без змін, вона повторює підвіску радянських БТР- 60...БТР-80 і має повний хід на рівні 220 мм, що у значній мірі не відповідає сучасним вимогам, які потребують рівня 500 мм. Такий рівень вже реалізовано на кращих серійних зразках закордонних ББМ.

Як вже згадувалося, однією з тенденцій розвитку підвісок ББМ, що дозволяє підвищити їх енергоємність та покращити ТТХ є збільшення динамічного ходу підвіски. Однак, для даної кінематичної схеми торсіонної підвіски подальше збільшення повного ходу зустрічає значні труднощі. Вони обумовлені необхідністю підведення до колеса крутного моменту, а саме наявністю коротких карданних валів зі звичайними шарнірами, що мають обмежені кути згину, а також вимогами по забезпеченню певного положення коліс відносно профілю дороги з метою отримання необхідної керованості і стійкості руху та зменшення зносу шин.

У свою чергу, застосування шарнірів рівних кутових швидкостей для забезпечення можливості збільшення кутів згину карданних валів призведе до значного подорожчання конструкції. Крім того, для відчутного збільшення повного ходу підвіски необхідне значне збільшення довжини важелів, що тягне за собою необхідність кардинальних змін корпусу машини та трансмісії. Саме цим і пояснюється збереження застарілої кінематичної схеми підвіски на вітчизняних колісних ББМ.

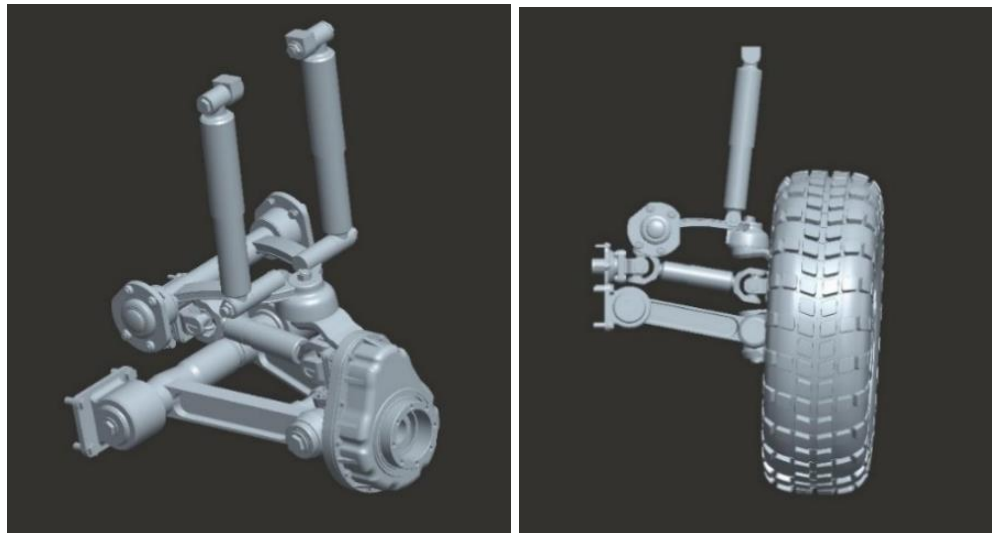
Часткове подолання даних протиріччя можливе шляхом застосування ГПП з нелінійною пружною характеристикою, що дозволить збільшити енергоємність підвіски без значного збільшення її динамічного ходу. У цьому випадку виникає проблема вибору нової кінематичної схеми підвіски та компоновки її вузлів у ХЧ. З метою збереження більшості деталей і вузлів серійної торсіонної підвіски, авторами було запропоновано нову кінематичну схему ГПП [10], яка показана на рис. 1б.

ГПП містить верхній і нижній поперечні важелі та одноступінчасту пневмогідролічну ресору (ПГР), нижня опора якої за допомогою вилки, через яку пропущений карданний вал, спирається на нижній важіль. Верхній важіль навантажений зусиллями від буферів стиску та відбою. Дана кінематична схема у порівнянні з кінематичною схемою серійної торсіонної підвіски додатково дозволяє підвищити ефективність роботи ДП та забезпечує компактність підвіски. Розрахунок кінематики даної ГПП та методика розрахунку її динамічної навантаженості були розглянуті авторами у роботах [11,12].

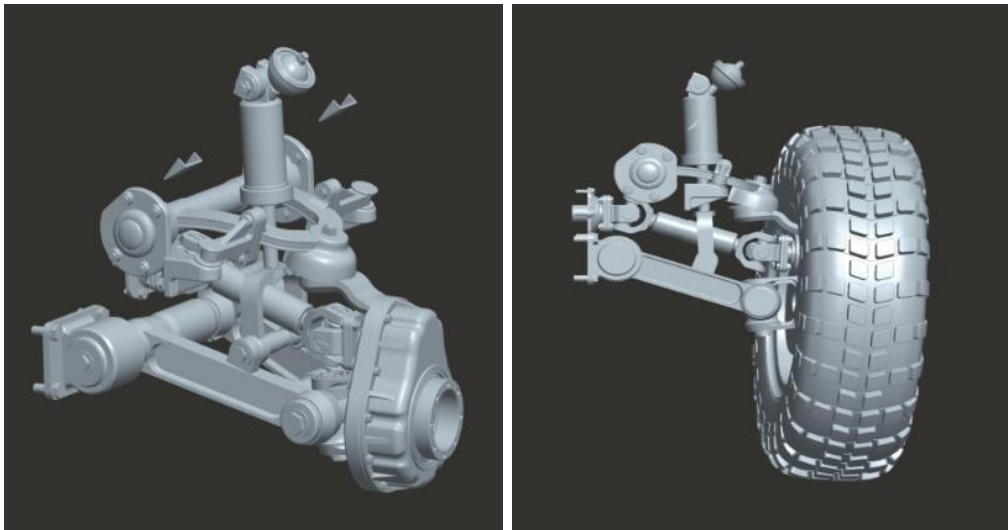
Розглянемо процес відриву колеса від нерівності для запропонованої кінематичної схеми ГПП. Кінематичний відрив буде визначатися шляхом розрахунку поточного ходу підвіски та його порівняння з заданим статичним ходом  $h_{cti}$ . У загальному випадку поточний хід  $i$ -ї підвіски (відраховується від статичного положення) в залежності від узагальнених координат вертикальних  $Z$  та поздовжньо-кутових  $\varphi$  коливань підресореного корпусу, а також величини вертикального переміщення  $q_{ki}$  осі  $i$ -го колеса можна визначити як:

$$Z_{li} = -l_{ki} \cdot \varphi - Z + q_{ki}; \quad (1)$$

де:  $l_{ki}$  – відстань по горизонталі від ц.в. до осі  $i$ -го колеса (береться додатним до носу машини і від'ємним до корми).



а)



б)

Рис. 1 – Кінематичні схеми підвісок:

а – серійна торсіонна підвіска; б – запропонована гідропневматична підвіска.

Динамічний відрив колеса від нерівності буде відбуватися у разі, коли реакція ґрунту  $N_{ZNi}$  під колесом стане рівною нулю. Якщо знехтувати силами інерції невідвіреної частини, які через невисокі пришвидшення в процесі відриву є незначними, то умову початку відриву колеса від нерівності можна записати як (див. розрахункову схему рис. 2):

$$N_{ZNi} = N_{ZPi} + G_{ki} = 0; \quad (2)$$

де:  $G_{ki}$  – вага невідвіреної частини (колеса у зборі та ін.);  $N_{ZPi}$  – повна вертикальна складова реакції на осі колеса, яка на зворотному ході підвіски буде дорівнювати:

$$N_{ZPi} = N_{zi} + N_{ui} - N_{ai} - K_{ui} \cdot \dot{\psi}_{vpi}; \quad (3)$$

де:  $N_{zi}, N_{ui}, N_{ai}$  – вертикальні складові на осі колеса обумовлені дією відповідно ПЕ, пружних шарнірів важелів підвіски (їх пружна складова) та ДП;  $K_{ui} \cdot \dot{\psi}_{vpi}$  – приведена до осі колеса вертикальна демпфівувальна складова, обумовлена втратами у пружних шарнірах важелів ( $K_{ui}$  – емпіричний коефіцієнт демпфівування,  $\dot{\psi}_{vpi}$  – кутова швидкість нижнього важеля підвіски).

Таким чином, в процесі динамічного відриву повинна виконуватися умова:

$$N_{ai} - N_{zi} - G_{ki} - N_{ши} + K_{ш} \cdot \dot{\psi}_{врi} = 0; \Rightarrow N_{ai} = N_{zi} + G_{ki} + N_{ши} - K_{ш} \cdot \dot{\psi}_{врi}; \quad (4)$$

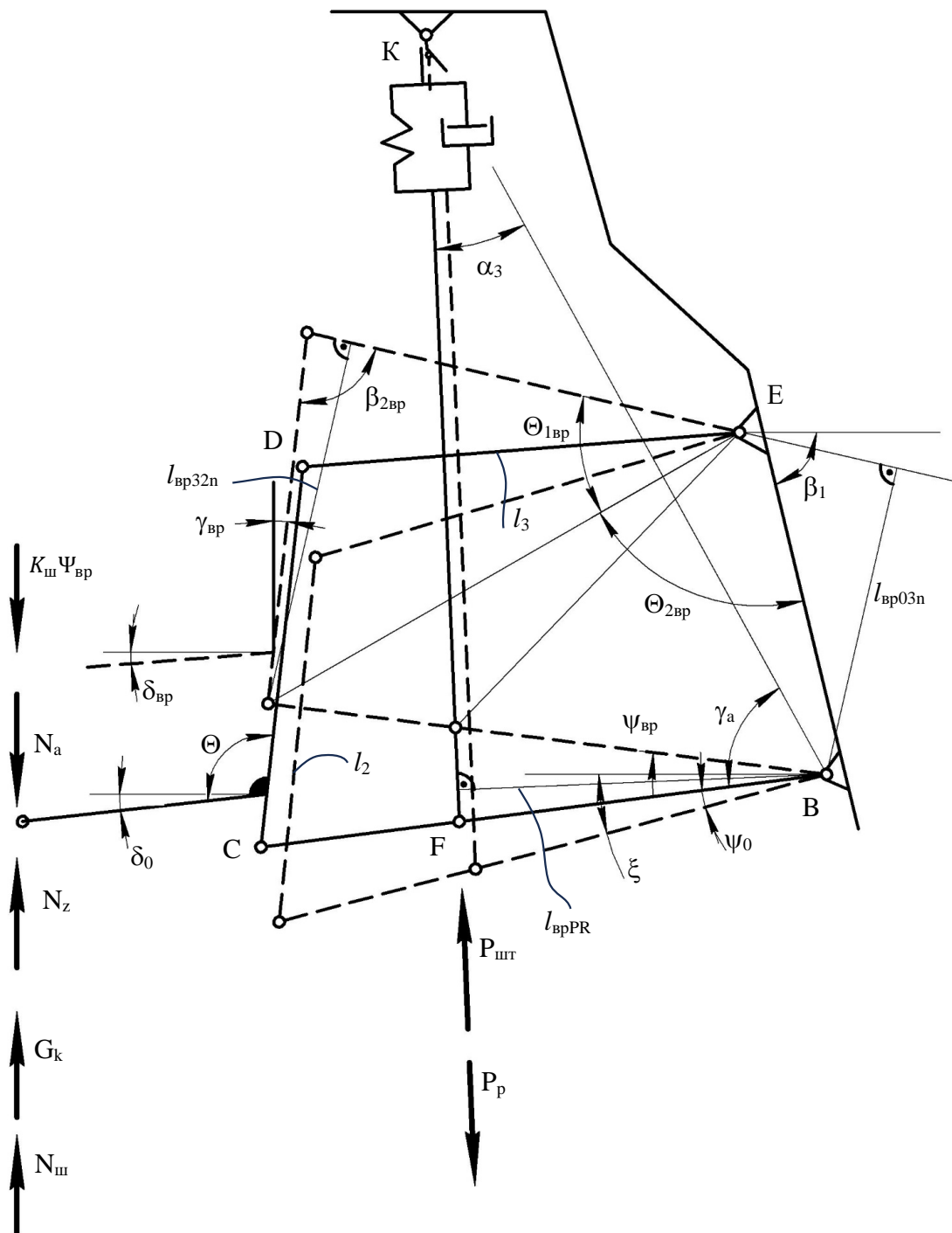


Рис. 2 – Розрахункова схема процесу відриву колеса від нерівності ( $i$  – ті індекси не показано).

Складову  $N_{zi}$  для ГПП знайдемо з її приведенної до осі колеса пружної характеристики, яка вважається відомою:

$$N_{zi} = N_{0z} + A \cdot h_{врki}^n; \quad (5)$$

де:  $N_{0z}$  – вертикальна складова на осі колеса при повністю вивішеній підвісці, обумовлена заправним тиском ПГР;  $A$  – емпіричний коефіцієнт;  $n$  – коефіцієнт нелінійності пружної характеристики ПГР;  $h_{врки}$  – хід підвіски в процесі відриву (буде розраховуватися в процесі відриву, вимірюється від положення повністю вивішеної підвіски).

Для знаходження складової  $N_{ші}$  використаємо методику, описану у роботі [6], яка розглядає баланс роботи між даною складовою та деформацією пружних шарнірів важелів підвіски у відповідних точках:

$$N_{ші} = M_{Bi} \cdot \frac{d\psi_{Bi}}{dz_{1i}} + M_{Fi} \cdot \frac{d\psi_{Fi}}{dz_{1i}} + M_{Ci} \cdot \frac{d\psi_{Ci}}{dz_{1i}} + M_{Di} \cdot \frac{d\psi_{Di}}{dz_{1i}} + M_{Ei} \cdot \frac{d\psi_{Ei}}{dz_{1i}} + M_{Ki} \cdot \frac{d\psi_{Ki}}{dz_{1i}}; \quad (6)$$

де:  $M_{Bi}$ ,  $M_{Fi}$ ,  $M_{Ci}$ ,  $M_{Di}$ ,  $M_{Ei}$ ,  $M_{Ki}$  – моменти в шарнірах  $i$ -ї підвіски, що виникають при їх повороті відповідно на кути  $d\psi_{Bi}$ ,  $d\psi_{Fi}$ ,  $d\psi_{Ci}$ ,  $d\psi_{Di}$ ,  $d\psi_{Ei}$ ,  $d\psi_{Ki}$ .

Дані моменти можна визначити як:

$$M_{ШАР} = C_{ШАР} \cdot \psi_{ШАР}; \quad (7)$$

де  $C_{ШАР}$  – кутова жорсткість шарніра, що знаходиться як:

$$C_{ШАР} = \frac{dM_{ШАР}}{d\psi_{ШАР}} = \pi \cdot G \cdot b_z \frac{D_H^2 \cdot D_{ВН}^2}{D_H^2 - D_{ВН}^2}; \quad (8)$$

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

Величини  $\frac{d\psi_{Bi}}{dz_{1i}}$ ,  $\frac{d\psi_{Fi}}{dz_{1i}}$ ,  $\frac{d\psi_{Ci}}{dz_{1i}}$ ,  $\frac{d\psi_{Di}}{dz_{1i}}$ ,  $\frac{d\psi_{Ei}}{dz_{1i}}$  та  $\frac{d\psi_{Ki}}{dz_{1i}}$  визначимо графо-аналітичним способом, задаючи 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.

Хід підвіски в процесі відриву визначиться як:

$$h_{врки} = Z_{вр1i} + h_{стi}; \quad (9)$$

де  $Z_{вр1i}$  – хід підвіски, що вимірюється від статичного положення та розраховується за виразом:

$$Z_{вр1i} = l_1 \cdot \sin(\psi_{врi} + \psi_{0i} - \xi_i) + l_1 \cdot \sin(\xi_i - \psi_{0i}) + l_R \cdot (\sin \delta_{0i} - \sin \delta_{врi}); \quad (10)$$

де:  $\psi_{врi}$  – кут повороту нижнього важеля в процесі відриву, який на початку відриву береться рівним поточному куту  $\psi_i$ , а далі розраховується шляхом інтегрування окремого диференційного рівняння повороту нижнього важеля в процесі відриву, яке буде складено нижче;  $\delta_{врi}$  – розраховується за допомогою наступних виразів:

$$\begin{aligned} \delta_{врi} &= \theta_i - \frac{1}{2} \pi - \gamma_{врi}; \\ \gamma_{врi} &= \beta_{2врi} - \frac{3}{2} \pi + \beta_{1i} + \theta_{1врi} + \theta_{2врi}; \\ \beta_{2врi} &= \arccos \left( \frac{l_2^2 + l_3^2 - EC_{врi}^2}{2 \cdot l_2 \cdot l_3} \right); \end{aligned}$$

$$EC_{\text{вpi}}^2 = l_1^2 + EB_i^2 - 2 \cdot EB_i \cdot l_1 \cdot \cos(\beta_{1i} + \xi_i - \psi_{0i} - \psi_{\text{вpi}}); \quad (11)$$

$$\theta_{1\text{вpi}} = \arccos\left(\frac{l_3^2 + EC_{\text{вpi}}^2 - l_2^2}{2 \cdot l_3 \cdot EC_{\text{вpi}}}\right);$$

$$\theta_{2\text{вpi}} = \arccos\left(\frac{EB_i^2 + EC_{\text{вpi}}^2 - l_1^2}{2 \cdot EB_i \cdot EC_{\text{вpi}}}\right).$$

Знайдемо складову  $N_{ai}$  на осі  $i$ -го колеса в залежності від демпфірувальної складової  $P_{\text{шт}i}$  на штоці ПГР. З використанням розрахункової схеми рис. 2 можна скласти та розглянути наступні рівняння рівноваги підвіски.

Рівновага всієї підвіски відносно т. В.

$$N_{ai} \cdot PN - P_{\text{шт}i} \cdot l_{PRi} - N_{03ani} \cdot l_{03ni} = 0; \quad (12)$$

де  $N_{03ani} = -N_{23ani} = N_{32ani}$ ;

Рівновага ланки 2 відносно т. С.

$$N_{ai} \cdot l_R \cdot \cos \delta_i - N_{32ani} \cdot l_{32ni} = 0, \Rightarrow N_{03ani} = \frac{N_{ai} \cdot l_R \cdot \cos \delta_i}{l_{32ni}}; \quad (13)$$

Підставимо вираз (13) у вираз (12) та знайдемо  $N_{ai}$  як функцію  $P_{\text{шт}i}$ .

$$N_{ai} = \frac{P_{\text{шт}i} \cdot l_{PRi} \cdot l_{32ni}}{PN \cdot l_{32ni} - l_R \cdot \cos \delta_i \cdot l_{03ni}}; \quad (14)$$

З виразу (14) визначимо зусилля на штоці ПГР  $P_{\text{шт.вр}i}$ , яке обумовлене дією ДП, в процесі відриву:

$$P_{\text{шт.вр}i} = \frac{N_{ai} \cdot (PN \cdot l_{\text{вр}32ni} - l_R \cdot \cos \delta_{\text{вр}i} \cdot l_{\text{вр}03ni})}{l_{\text{вр}PRi} \cdot l_{\text{вр}32ni}}. \quad (15)$$

Невідомі плечі відповідних зусиль знайдемо за наступними виразами:

$$l_{\text{вр}32ni} = l_2 \cdot \sin(\beta_{2\text{вpi}}); \quad (16)$$

$$l_{\text{вр}03ni} = EB \cdot \sin(\pi - \theta_{1\text{вpi}} - \theta_{2\text{вpi}}); \quad (17)$$

$$l_{\text{вр}PRi} = KB \cdot \sin(\alpha_{3i}); \quad (18)$$

$$\alpha_{3i} = \arccos\left(\frac{KF^2 + KB^2 - FB^2}{2 \cdot KF \cdot KB}\right). \quad (19)$$

По знайденому зусиллю на штоці ПГР  $P_{\text{шт.вр}i}$  та використовуючи відому характеристику її ДП на зворотному ході, можна розрахувати швидкість штоку ПГР  $V_{\text{шт.вр.зв}i}$  в процесі відриву:

$$P_{\text{шт.вр}i} = K2 \cdot V_{\text{шт.вр.зв}i} \Rightarrow V_{\text{шт.вр.зв}i} = P_{\text{шт.вр}i} / K2 \quad (20)$$

Дана швидкість буде дорівнювати похідній  $KF'_{\text{вр}i}$  від поточної «довжини»  $KF_i$  ПГР.

Визначимо швидкість повороту нижнього важеля  $\dot{\psi}_{\text{врі}}$  в процесі відриву, в залежності від швидкості штоку ПГР  $KF'_{\text{врі}}$ .

Знайдемо «довжину» ПГР  $KF_{\text{врі}}$  в процесі відриву, використовуючи теорему косинусів:

$$KF_{\text{врі}} = \sqrt{FB_i^2 + KB_i^2 - 2 \cdot FB_i \cdot KB_i \cdot \cos(\gamma_{ai} - \psi_{\text{врі}})}. \quad (21)$$

Продиференціюємо за часом вираз (21) та отримаємо швидкість штоку в процесі відриву:

$$KF'_{\text{врі}} = \frac{FB_i \cdot KB_i \cdot \sin(\gamma_{ai} - \psi_{\text{врі}}) \cdot (-\dot{\psi}_{\text{врі}})}{\sqrt{FB_i^2 + KB_i^2 - 2 \cdot FB_i \cdot KB_i \cdot \cos(\gamma_{ai} - \psi_{\text{врі}})}}. \quad (22)$$

Вирішивши рівняння (22) відносно кутової швидкості нижнього важеля  $\dot{\psi}_{\text{врі}}$  отримаємо:

$$\dot{\psi}_{\text{врі}} = -\frac{KF'_{\text{врі}}}{FB_i \cdot KB_i \cdot \sin(\gamma_{ai} - \psi_{\text{врі}})} \cdot \sqrt{FB_i^2 + KB_i^2 - 2 \cdot FB_i \cdot KB_i \cdot \cos(\gamma_{ai} - \psi_{\text{врі}})}; \quad (23)$$

Рівняння (23) описує кутову швидкість руху нижнього важеля підвіски в процесі динамічного відриву колеса від ґрунту. Інтегруючи його за часом можна отримувати кут  $\psi_{\text{врі}}$  повороту даного важеля в процесі відриву. При цьому у праву частину рівняння даний невідомий кут необхідно підставляти з попереднього кроку інтегрування.

По знайденому куту  $\psi_{\text{врі}}$  та швидкості  $\dot{\psi}_{\text{врі}}$  можна розрахувати хід підвіски  $h_{\text{врі}}$  в процесі відриву та усі необхідні пружні і демпфірувальні характеристики підвіски.

Динамічний відрив закінчиться, коли колесо торкнеться нерівності і з'явиться ненульова реакція  $N_{ZNi}$ , тобто буде виконуватися умова:

$$Z_{mi} - Z_{\text{врі}} < 0; \quad (24)$$

де хід підвіски в процесі відриву  $Z_{\text{врі}}$  розраховується за виразом (10), а величина  $Z_{mi}$  характеризує можливий хід підвіски за відсутності відриву та розраховується за виразом:

$$Z_{mi} = -l_{ki} \cdot \varphi - Z + q_i + q_{koi}; \quad (25)$$

де:  $q_i$  – висота нерівності під колесом;  $q_{koi}$  – статична радіальна деформація шини.

Якщо ж «довжина» ПГР  $KF_{\text{врі}}$  в процесі відриву перевищить  $KF_{00i}$  – задану максимальну «довжину» ПГР у вивішеному стані підвіски, то динамічний відрив перетвориться на кінематичний.

### Аналіз результатів досліджень.

Розглянуто кінематичний та динамічний відрив колеса від нерівності при русі колісної бойової броньованої машини на місцевості. Приведено розрахунок моменту їх початку, динаміку руху колеса в процесі відриву і розрахунок моменту його зустрічі з нерівністю та відновлення контакту шини з дорогою. З врахуванням пружної і демпфірувальної характеристик пневмогідролічної ресори та аналогічних характеристик пружних шарнірів важелів підвіски, отримано точні кінематичні і силові залежності для розрахунку процесу відриву.

В залежності від коливань підресореного корпусу, швидкості руху машини та профілю дорожніх нерівностей отримано аналітичні залежності розрахунку переміщення та швидкості переміщення штоку пневмогідролічної ресори, а також куту і швидкості повороту нижнього важеля для нової кінематичної схеми гідропневматичної підвіски в процесі відриву колеса від нерівності. Складено диференціальне рівняння руху колеса в процесі відриву від нерівності, інтегрування якого дозволить точно визначати його положення у просторі та розраховувати усі



кінематичні та силові фактори, що характеризують роботу гідропневматичної підвіски з новою кінематичною схемою.

### Висновки.

Розроблено математичну модель процесу відриву колеса від нерівностей для колісної бойової броньованої машини з гідропневматичною підвіскою, що має нову кінематичну схему. Отримані результати дозволять забезпечити високу точність математичного моделювання руху колісної бойової броньованої машини на місцевості при дослідженні плавності ходу, навантаженості силової установки, трансмісії та вузлів ходової частини, а також забезпечення керованості і стійкості руху.

### Список літератури:

1. Волков В.П. Теорія руху автомобіля: підручник / В.П. Волков, Г.Б. Вільський. – Суми: Університетська книга, 2015. – 320 с.
2. Говорущенко Н.Я. Системотехніка автомобільного транспорту (расчетные методы исследований) / Н.Я. Говорущенко. – Харків: Изд-во ХНАДУ, 2011. – 323 с.
3. Динаміка машин з пружними ланками (на прикладі автомобілів і тракторів): монографія / За ред. М.А. Подригало, О.С. Полянського. – Харків: «Естет Прінт», 2024. – 272 с.
4. Динаміка колісних машин / Подригало М.А., Клец Д.М., Кайдалов Р. О. та ін. – Харків: Національна акад. НГУ, 2018. – 185 с.
5. B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil, P. Popovich, Y. Vovk and O. Perenchuk. Dynamic Effect of Cushion Part of Wheeled Vehicles on Their Steerability (2018). International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, Volume 15, Issue 1 pp. 4880-4892 March. Doi/org/10/15282/ijame/15.1.2018.1.0380.
6. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / [Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Дущенко В.В. и др. ]. Учебное пособие. – Харків: НТУ «ХПИ», 2012. – 356 с.
7. Abid H. J., Chen J., Nassar A.A. (2015). Equivalent Air Spring Suspension Model for Quarter-Passive Model of Passenger Vehicles. International Scholarly Research Notices, 2015, 1– 6. doi: <https://doi.org/10.1155/2015/974020>.
8. Qin B., Zeng R., Li X., Yang J. Design and Performance Analysis of the Hydropneumatic Suspension System for a Novel Road-Rail Vehicle. Appl. Sci. 2021, 11, 2221. <https://doi.org/10.3390/app11052221>
9. Lawniczak S. Hydropneumatic suspension modelling for wheeled armoured fighting vehicle / S. Lawniczak, P. Siminski // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 16, No. 2 2009, 285–297.
10. Дущенко В.В. Вибір кінематичної схеми та попередній розрахунок гідропневматичної підвіски колісних бронетранспортерів / В.В. Дущенко, О.М. Агапов, Ю.В. Горбенко // Вісник НТУ «ХПИ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування. Харків: НТУ «ХПИ». 2013. № 32. С. 96–105.
11. Дущенко В.В. Розрахунок кінематики гідропневматичної підвіски колісної легкоброньованої машини / В.В. Дущенко, Р.А. Нанівський, О.М. Ярмак // Наукові нотатки Луцького національного технічного університету. Луцьк, – 2018. – Вип. 62. – С. 112–115.
12. Дущенко В.В. Методика розрахунку динамічної навантаженості гідропневматичної підвіски колісної легкоброньованої машини / В.В. Дущенко, М.С. Ярмак, А.О. Маслієв, Г.І. Цимбал // Механіка та машинобудування. Харків, – 2018. – №1. – С. 75-80.

### References (transliterated):

1. Volkov V.P. Teoriia rukhu avtomobilia: pidruchnyk [Theory of car motion: textbook] / V.P. Volkov, H.B. Vil'skyi. – Sumy: Universytetska knyha [University book], 2015. – 320 p.
2. Hovorushchenko N.Ia. Systemotekhnika avtomobylnoho transporta (raschetnye metody yssledovanyi) [Systems engineering of automobile transport (calculation methods of research)] / N.Ia. Hovorushchenko. – Kharkov: Publishing House KhNAHU, 2011. – 323 p.
3. Dynamika mashyn z pruzhnymy lankamy (na prykladi avtomobiliv i traktoriv): monohrafiia [Dynamics of machines with elastic links (on the example of cars and tractors): a monograph] / Edited by M.A. Podryhalo, O.S. Polianskoho. – Kharkiv: «Estet Print», 2024. – 272 p.
4. Dynamika kolisnykh mashyn [Dynamics of wheeled vehicles] / Podryhalo M.A., Klets D.M., Kaidalov R. O. and others. – Kharkiv: Natsionalna akademiia NGU [National Academy NGU], 2018. – 185 p.
5. B. Sokil, O. Lyashuk, M. Sokil, P. Popovich, Y. Vovk and O. Perenchuk. Dynamic Effect of Cushion Part of Wheeled Vehicles on Their Steerability (2018). International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, Volume 15, Issue 1 pp. 4880-4892 March. Doi/org/10/15282/ijame/15.1.2018.1.0380.
6. Matematycheskoe modelyrovanye protsessov vozmushchennoho dvyzheniya ahrehatov y system bronetankovoi tekhniky [Mathematical modelling of processes of perturbed motion of units and systems of armoured vehicles] /

- [Aleksandrov E.E., Volontsevych D.O., Dushchenko V.V. and others]. Uchebnoe posobyе [Study guide]. – Kharkov: NTU «KhPI», 2012. – 356 p.
7. Abid H. J., Chen J., Nassar A.A. (2015). Equivalent Air Spring Suspension Model for Quarter-Passive Model of Passenger Vehicles. International Scholarly Research Notices, 2015, 1– 6. doi: <https://doi.org/10.1155/2015/974020>.
  8. Qin B., Zeng R., Li X., Yang J. Design and Performance Analysis of the Hydropneumatic Suspension System for a Novel Road-Rail Vehicle. Appl. Sci. 2021, 11, 2221. <https://doi.org/10.3390/app11052221>
  9. Lawniczak S. Hydropneumatic suspension modelling for wheeled armoured fighting vehicle / S. Lawniczak, P. Siminski // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 16, No. 2 2009, 285–297.
  10. Dushchenko V.V. Vybir kinematychnoi skhemy ta poperednii rozrakhunok hidropnevmatychnoi pidvisky kolisnykh bronetransporteriv [Selection of the kinematic scheme and preliminary calculation of the hydropneumatic suspension of wheeled armored personnel carriers] / V.V. Dushchenko, O.M. Ahapov, Yu.V. Horbenko // Visnyk NTU "KhPI". Zbirnyk naukovykh prats. Tematychnyi vypusk: Transportne mashynobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: transport engineering]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2013. No 32. –pp. 96–105.
  11. Dushchenko V.V. Rozrakhunok kinematyky hidropnevmatychnoi pidvisky kolisnoi lehkobronovanoi mashyny [Calculation of the kinematics of the hydropneumatic suspension of a wheeled light armoured vehicle] / V.V. Dushchenko, R.A. Naniivskyi, O.M. Yarmak // Naukovi notatky Lutskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu [Scientific notes of Lutsk National Technical University]. Lutsk, – 2018. – No. 62. – pp. 112–115.
  12. Dushchenko V.V. Metodyka rozrakhunku dynamichnoi navantazhenosti hidropnevmatychnoi pidvisky kolisnoi lehkobronovanoi mashyny [Methods for calculating the dynamic load of the hydropneumatic suspension of a wheeled lightly armored vehicle] / V.V. Dushchenko, M.S. Yarmak, A.O. Masliiev, H.I. Tsybal // Mekhanika ta mashynobuduvannia [Mechanics and mechanical engineering]. Kharkiv, – 2018. – No 1. – pp. 75-80.

*Надійшла (received): 15.10.2024*

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Дущенко Владислав Васильович (Dushchenko Vladyslav)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6308-7068>; e-mail: [dushchenko@ukr.net](mailto:dushchenko@ukr.net).

**Нанівський Роман Антонович (Naniivskyi Roman)** - кандидат технічних наук, доцент, Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, начальник кафедри; м. Львів, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6504-1178>; e-mail: [roman\\_nani@ukr.net](mailto:roman_nani@ukr.net).

**Воронцов Сергій Миколайович (Vorontsov Sergii)** - кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1273-7742>; e-mail: [snvorontsov@gmail.com](mailto:snvorontsov@gmail.com).

**Маслієв Вячеслав Георгійович (Masliiev Vyacheslav)** ) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри електричного транспорту і тепловозобудування; Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4575-7077>; e-mail: [masliiev@ukr.net](mailto:masliiev@ukr.net).

**Маслієв Антон Олегович (Masliiev Anton)** - доктор філософії, Збройні Сили України; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1120-0660>; e-mail: [tonny-posha@ukr.net](mailto:tonny-posha@ukr.net).