

УДК 629.113  
UDC 629.113

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ ПРИ ЙОГО РУСІ  
ПО НЕРІВНІЙ ОПОРНІЙ ПОВЕРХНІ

Поляков В.М., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна  
Разбойніков О.О., Національний транспортний університет, Київ, Україна

DETERMINATION OF SUSPENSION OPERATING PARAMETERS WHILE  
DRIVING BY UNEVEN SUPPORT SURFACE

Polyakov V.M., Ph.D in Technical Science, National Transport University, Kyiv, Ukraine  
Razboynikov A.A., National Transport University, Kyiv, Ukraine

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ЕГО  
ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Поляков В.М., кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, Киев, Украина  
Разбойников А.А., Национальный транспортный университет, Киев, Украина

Постановка проблеми. До задач теорії експлуатаційних властивостей автомобіля відноситься відображення реальних фізичних процесів, які відбуваються під час його руху. Відомо, що дорожнє покриття руйнується, а на деяких ділянках воно взагалі відсутнє. Разом з тим, рух автомобіля по нерівній опорній поверхні супроводжується динамічними навантаженнями на транспортний засіб і дорогу, що негативно впливає на їх технічний стан, а також погіршує показники експлуатаційних властивостей автомобіля, які характеризують безпеку руху (стійкість, керованість), екологічну безпеку (паливна економічність), а також комфортабельність (плавність ходу) та інші [1]. Тому, дослідження експлуатаційних властивостей автомобіля, при його русі по нерівній опорній поверхні, є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. Відомо [2], що підвіска автомобіля призначена для зменшення динамічних навантажень при передачі сил в контакт шини з опорною поверхнею. Напрямний пристрій підвіски визначає кінематику переміщення автомобільного колеса щодо несучої системи та передає зусилля між ними. Пружний пристрій підвіски перетворює енергію поштовхів та ударів, що створюються нерівностями дороги (дорожніх збурень), в потенційну енергію пружного елемента. Дисипативний (гасильний) пристрій підвіски перетворює механічну енергію коливань в теплову [3].

При моделюванні коливань автомобіля використовують приведені до його коліс пружні та гасильні пристрої підвіски [4]. Тобто, в розрахунках реальні параметри підвіски замінюють приведеними, які визначаються передаточною функцією її прямого пристрою. Передаточною функцією між елементами підвіски відображають як співвідношення плечей, так і сил, що діють в зазначеному ланцюгу конструкції. Тому, вирізняють передаточні функції по переміщенню та по силі [5]. Відомо [6], що передаточні функції незалежної підвіски визначаються геометричними параметрами її прямого пристрою. Відповідно, з вертикальним переміщенням центру колеса відносно несучої системи (з ходом підвіски) змінюються як її геометричні параметри прямого пристрою, так і передаточні функції по силі та переміщенню. Тобто з ходом незалежної підвіски (при роботі підвіски) відбувається зміна параметрів її приведених до колеса автомобіля елементів. Зазвичай при моделюванні коливань автомобіля використовують постійні параметри приведених елементів підвіски [1], [3 – 8]. Крім того, в роботах [1], [3 – 8] не враховуються включення в роботу буферів стискання та відбою, що також вносить неточності у відображення реальних фізичних процесів, які супроводжуються при русі автомобіля по нерівній дорозі.

Тому, при моделюванні руху автомобіля по нерівній дорозі доцільно враховувати роботу буферів обмеження ходу підвіски та зміну її передаточної функції.

Мета роботи полягає в визначенні параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні з урахуванням зміни передаточної функції прямого пристрою підвіски, а також роботи буферів стискання і відбою та зміни їх характеристик.

Основна частина. На основі математичних залежностей, отриманих в роботі [7], розглянуто прямолінійний рівномірний рух автомобіля по дорозі, що має нерівність синусоїдального профілю.

Відмінність від раніше розглянутої розрахункової схеми полягає у врахуванні зміни передаточної функції підвіски (кінематичних особливостей роботи напрямного пристрою підвіски) та в доповненні її приведеними пружними елементами обмеження ходу підвіски (буферами стискання і відбою).

Дана система складається з двох зосереджених мас (підресореної та непідресореної), з'єднаних між собою пружними (пружній пристрій підвіски, буфер стискання та відбою) та дисипативним (гасильний пристрій) елементами підвіски, параметри роботи яких визначено з врахуванням зміни передаточної функції підвіски під час роботи її напрямного пристрою. Зв'язок автомобільного колеса з опорною поверхнею здійснюється через пружну шину (рис.1).

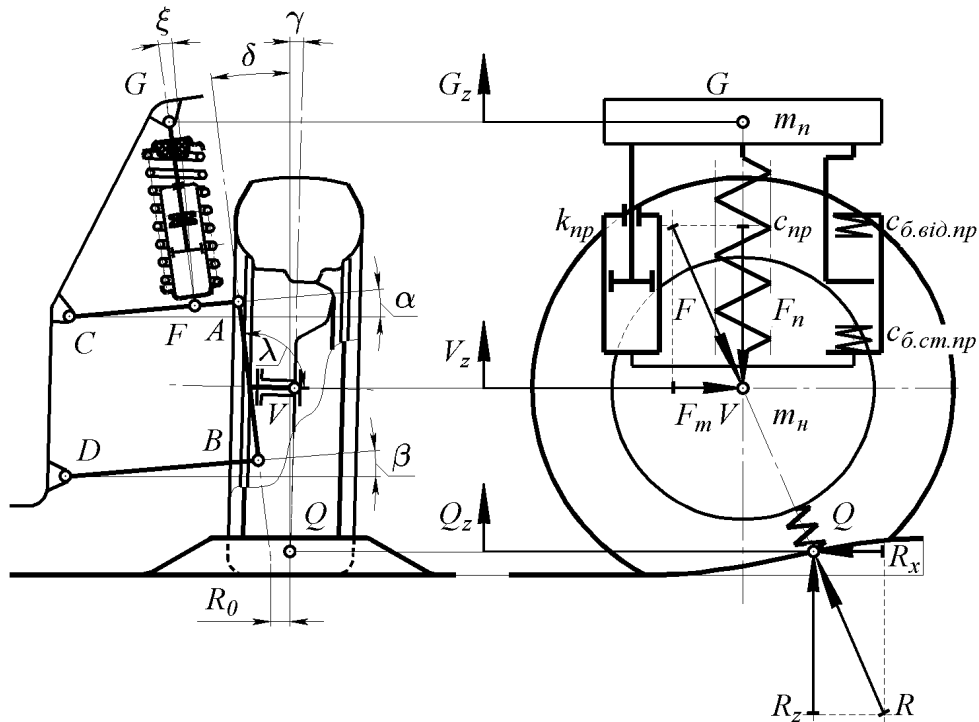


Рисунок 1 – Схема до визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі через нерівність дороги синусоїдального профілю

Відомо [8], що автомобільне колесо під час наїзду на дорожню нерівність отримує збурення у вигляді переміщення та динамічного навантаження, яке через підвіску передається підресореній масі автомобіля. Тому, рух автомобіля по нерівній опорній поверхні супроводжується коливаннями його непідресорених (точка  $V$ ) та підресорених (точка  $G$ ) мас (рис. 1). Відбувається хід стискання підвіски або її відбою, що супроводжується зміною геометричних параметрів роботи її напрямного пристрою і відповідно її передаточної функції. Тобто, при переміщенні непідресорених (точка  $V$ ) та підресорених (точка  $G$ ) мас відбувається зміна параметрів її елементів, приведених до колеса автомобіля, які і визначають їх переміщення.

Так, в роботі [7] коливальні процеси описані системою рівнянь динаміки

$$\begin{cases} m_n \cdot G_z - F_n + m_n \cdot g = 0 \\ m_n \cdot V_z - R_z + F_n + m_n \cdot g = 0, \\ (m_n + m_n) \cdot V_x - F_m + R_x = 0 \end{cases} \quad (1)$$

де  $m_n$  та  $m_n$  – приведена до колеса відповідно підресорена та непідресорена маси автомобіля;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $G_z$  та  $V_z$  – прискорення вертикального переміщення відповідно точок  $G$  та  $V$ ;  $V_x$  – прискорення горизонтального переміщення точок  $G$  та  $V$ ;  $F_n$   $F_m$  – відповідно вертикальна та горизонтальна складові рівнодіючої  $F$  сил, що діють в підвісці автомобіля;  $R_z$  та  $R_x$  – відповідно вертикальна та горизонтальна складові рівнодіючої  $R$  сил, що діють в контакті колеса з опорною поверхнею.

Вертикальна складова рівнодіючої  $F$  сил, що діють в підвісці автомобіля, записана [7]

$$F_n = F_{np} + F_a, \quad (2)$$

де  $F_{np}$  та  $F_a$  – відповідно сила від деформації пружного пристрою підвіски та сила опору гасильного пристрою підвіски, що в свою чергу визначаються як [7]

$$F_{np} = c_{np} \cdot (V_z - G_z + l_{n0}), \quad F_a = k_{np} \cdot (V_z - G_z), \quad (3)$$

де  $c_{np}$  – жорсткість приведенного до колеса пружного елемента підвіски;  $G_z$ ,  $V_z$  – вертикальна координата відповідно точок  $G$  та  $V$ ;  $l_{n0}$  – висота вільного від навантаження приведенного до колеса пружного елемента підвіски;  $k_{np}$  – коефіцієнт опору приведенного до колеса демпфера підвіски, що змінюється в залежності від ходу стискання або відбою (детальніше в роботі [1]);  $G_z$ ,  $V_z$  – швидкості вертикального переміщення відповідно точок  $G$  та  $V$ .

В роботі [7] чисельні значення параметрів, приведених до колеса автомобіля елементів підвіски, постійні і відповідають положенню її напрямного пристрою при статичному номінальному навантаженні. Проте, в дійсності значення параметрів роботи приведених елементів підвіски автомобіля під час руху по нерівній опорній поверхні постійно змінюються, тому для подальших досліджень варто визначити характер зміни передаточних функцій напрямного пристрою при роботі підвіски.

В роботі [5] наведені залежності до визначення передаточних функцій по силі та переміщенню відповідно

$$i_y = \frac{AC \cdot \cos \alpha \cdot (R_0 + \operatorname{tg} \delta \cdot (AB \cdot \cos \delta + B_z - Q_z))}{FC \cdot \cos \xi \cdot AB \cdot \cos \delta} \times \left( \frac{AB \cdot \cos \delta}{R + \operatorname{tg} \delta \cdot (AB \cdot \cos \delta + B_z - Q_z)} + \frac{l}{\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{tg} \delta} + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg} \delta \cdot \operatorname{tg} \beta} \right), \quad (4)$$

$$i_x = \frac{AC}{FC \cdot \cos \xi}, \quad (5)$$

де  $AC$  і  $FC$  – відстань між точками  $A$ ,  $C$  і  $F$ ,  $C$  згідно (рис. 1);  $\alpha$  і  $\beta$  – кут нахилу верхнього та нижнього важелів відповідно;  $\delta$  – кут поперечного нахилу шворня;  $\xi$  – кут між віссю пружного елемента та опущеного до верхнього важеля перпендикуляра;  $R_0$  – плече обкатки.

Для визначення геометричних параметрів роботи напрямного пристрою підвіски в залежності від вертикального переміщенні підресореної та невідресореної мас (точок  $G$  і  $V$ ) пропонується кут нахилу верхнього важеля розраховувати за формулою

$$\alpha = \arcsin \frac{V_z - G_z + h_{GC} + AW \cdot \cos \delta + VW \cdot \sin \gamma}{AC}, \quad (6)$$

де  $V_z$  і  $G_z$  – відповідно вертикальна координата точки  $V$  і  $G$ ;  $AW$  та  $VW$  – відстань між точками  $A$ ,  $W$  і  $V$ ,  $W$  згідно (рис. 1);  $h_{GC}$  – відстань по вертикалі між точками  $G$  і  $C$ ;  $\gamma$  – кут розвалу.

Інші геометричні параметри роботи підвіски визначено за законами класичної геометрії з урахуванням того, що механізм напрямного пристрою підвіски має одну ступінь вільності. Так, наприклад, кут розвалу записано у вигляді

$$\gamma = \lambda - 90 - \delta, \quad (7)$$

де  $\lambda$  – кут між шворнем і віссю обертання колеса (рис. 1).

На основі математичних залежностей, запропонованих у роботі [7], визначено жорсткість приведенного пружного елемента, в роботі [6] – коефіцієнт опору приведенного демпфера підвіски (з урахуванням умови, запропонованої в роботі [1]). Зазначені параметри відповідно записані у вигляді

$$c_{np} = \frac{c_F}{i_y \cdot i_x}, \quad \begin{cases} k_{np} = \frac{F_{cm}}{v_D \cdot i_x^2}, & \text{якщо } V_z - G_z \geq 0 \\ k_{np} = \frac{F_{\text{від}}}{v_D \cdot i_x^2}, & \text{якщо } V_z - G_z < 0 \end{cases}, \quad (8)$$

де  $c_F$  – коефіцієнт жорсткості реального пружного елемента;  $F_{cm}$  і  $F_{\text{від}}$  – зусилля на штоці амортизатора при швидкості руху його поршня  $v_D$  відповідно на ході стискання і відбою.

Коефіцієнт жорсткості приведенного буфера стискання з урахуванням його конструктивного положення в підвісці автомобіля (рис. 1) визначено

$$c_{\text{б.см.п}} = \frac{c_{\text{б.см.}}}{i_y \cdot i_x}, \quad (9)$$

де  $c_{\text{б.см.}}$  – коефіцієнт жорсткості буфера стискання.

Тоді рівняння щодо визначення сил від деформації пружного пристрою підвіски та сили опору її гасильного пристрою (3) відповідно набувають вигляду

$$F_{np} = \frac{c_F}{i_y \cdot i_x} \cdot (l_{n0} - (G_z - V_z)), \quad \begin{cases} F_a = \frac{F_{cm}}{v_D \cdot i_x^2} \cdot (V_z - G_z), & \text{якщо } V_z - G_z \geq 0 \\ F_a = \frac{F_{\text{від}}}{v_D \cdot i_x^2} \cdot (V_z - G_z), & \text{якщо } V_z - G_z < 0 \end{cases}. \quad (10)$$

Сила від пружної деформації буфера стискання визначено з урахуванням умов включення його у роботу

$$\begin{cases} F_{\text{б.см.}} = \frac{c_{\text{б.см.}}}{i_y \cdot i_x} \cdot (h_{\text{б.см.}} - ((G_z - V_z) - (h_{GV.st} - h_{cm}))), & \text{якщо } (G_z - V_z) - (h_{GV.st} - h_{cm}) \leq h_{\text{б.см.}}, \\ F_{\text{б.см.}} = 0, & \text{якщо } (G_z - V_z) - (h_{GV.st} - h_{cm}) > h_{\text{б.см.}} \end{cases}, \quad (11)$$

де  $h_{\text{б.см.}}$  – висота вільного від навантаження приведенного буфера стискання;  $h_{GV.st}$  – відстань між точками  $G$  і  $V$  при статичному навантаженні;  $h_{cm}$  – хід стискання підвіски від положення статичного навантаження.

На підставі наведеного рівняння (2) вертикальної складової  $F_n$  рівнодіючої  $F$  сил, що діють в підвісці автомобіля, та з урахуванням (10) та (11) набуває вигляду

$$F_n = F_{np} + F_{\text{б.см.}} + F_{\text{б.від}} + F_a, \quad (12)$$

де  $F_{\text{б.від}}$  – зусилля від пружної деформації буфера відбою (визначається аналогічно рівнянню (11)).

Підставивши (12) в систему (1), отримано систему рівнянь, що визначає параметри роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні з урахуванням зміни передаточної функції напрямного пристрою підвіски, з урахуванням роботи буферів стискання і відбою та зміни їх характеристик.

За отриманими математичними залежностями проведено розрахунки для легкового автомобіля Renault 15TS. Прийнято, що автомобіль рухається прямолінійно з постійною швидкістю 8,3 м/с (30 км/год) по опорній поверхні, що має одиничну синусоїдальну нерівність (параметри нерівності: висота – 70 мм довжина – 1 м). Параметри автомобіля, що необхідні для розрахунків отримані з [5], [6] деякі з них наведені у таблиці.

Таблица – Параметри автомобіля Renault 15TS [6], [7]

Параметр	Умовне позначення	Значення
Приведена до колеса підресорена маса, кг	$m_n$	307,3
Приведена до колеса непідресорена маса, кг	$m_n$	28,5
Коефіцієнт жорсткості пружного елемента підвіски, Н/мм	$c_F$	21,5
Зусилля опору амортизатора на ході стискання з швидкістю $v_D$ , Н	$F_{cm}$	700
Зусилля опору амортизатора на ході відбою з швидкістю $v_D$ , Н	$F_{від}$	3000
Швидкість поршня амортизатора, м/с	$v_D$	0,524
Загальний хід підвіски	$h_{відв}$	165
Хід стискання підвіски від положення статичного навантаження, мм	$h_{cm}$	50
Хід відбою підвіски від положення статичного навантаження, мм	$h_{від}$	115

За результатами розрахунків визначено траєкторії точок, що належать елементам розрахункової схеми (рис. 1). На рис. 2 відображено переміщення та траєкторії точок підресореної (точка  $G$ ) та непідресореної (точка  $V$ ) мас автомобіля при його русі по нерівній дорозі. З урахуванням роботи буферів обмеження ходу підвіски, зображено можливе переміщення підресореної маси (точки  $G$ ) по відношенню до непідресореної (точки  $V$ ), тобто залишок ходу стискання та відбою на кожному кроці математичного моделювання. При цьому, в зоні вершини нерівності вибирається весь можливий хід стискання підвіски (з урахуванням роботи буфера стискання), а в кінця нерівності відбувається відрив автомобільного колеса від опорної поверхні. Поновлення контакту супроводжується поступовим відновленням характеристик роботи підвіски, властивих для руху по рівній дорозі.

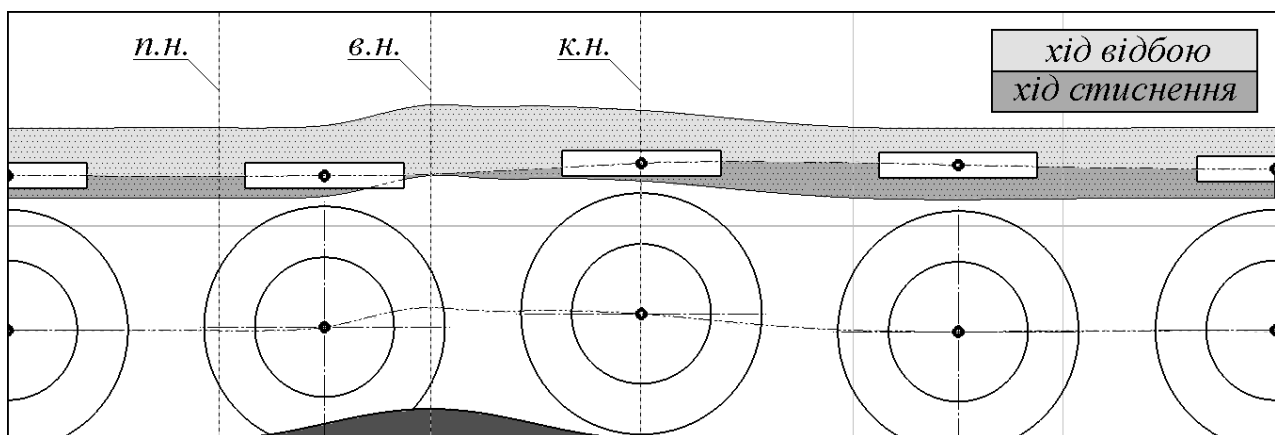


Рисунок 2 – Траєкторії підресореної та непідресореної мас автомобіля Renault 15TS при його русі на швидкості 30 км/год по нерівній дорозі (параметри синусоїдальної нерівності: висота – 70 мм; довжина – 1 м)

На основі розрахунків отримано графічні залежності жорсткості приведенного пружного елемента підвіски, відстані по вертикалі (далі за текстом «відстані») між точками  $G$  і  $V$  (рис. 3); вертикальної проекції рівнодіючої сил, що діють в контактні колеса з опорною поверхнею  $R_z$ , вертикальної складової рівнодіючої сил, що діють в підвісці автомобіля  $F_n$ , сили від деформації пружного пристрою підвіски  $F_{np}$ , сили опору гасильного пристрою підвіски  $F_a$  та зусилля від пружної деформації буферу стискання  $F_{б.см}$  (рис. 4) від поточної горизонтальної координати центру колеса автомобіля Renault 15TS при його русі з швидкістю 30 км/год по опорній поверхні, що має одиничну синусоїдальну нерівність.

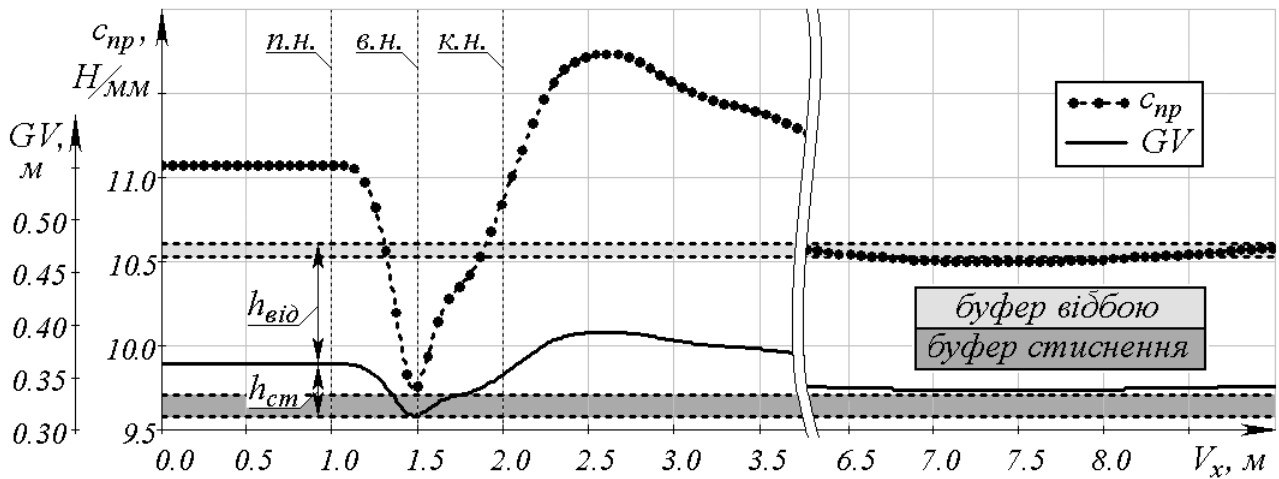


Рисунок 3 – Залежності жорсткості приведенного пружного елемента підвіски та відстані  $GV$  по вертикалі від поточної горизонтальної координати центру колеса автомобіля Renault 15TS при його русі з швидкістю 30 км/год по нерівній дорозі (параметри синусоїдальної нерівності: висота – 70 мм; довжина – 1 м)

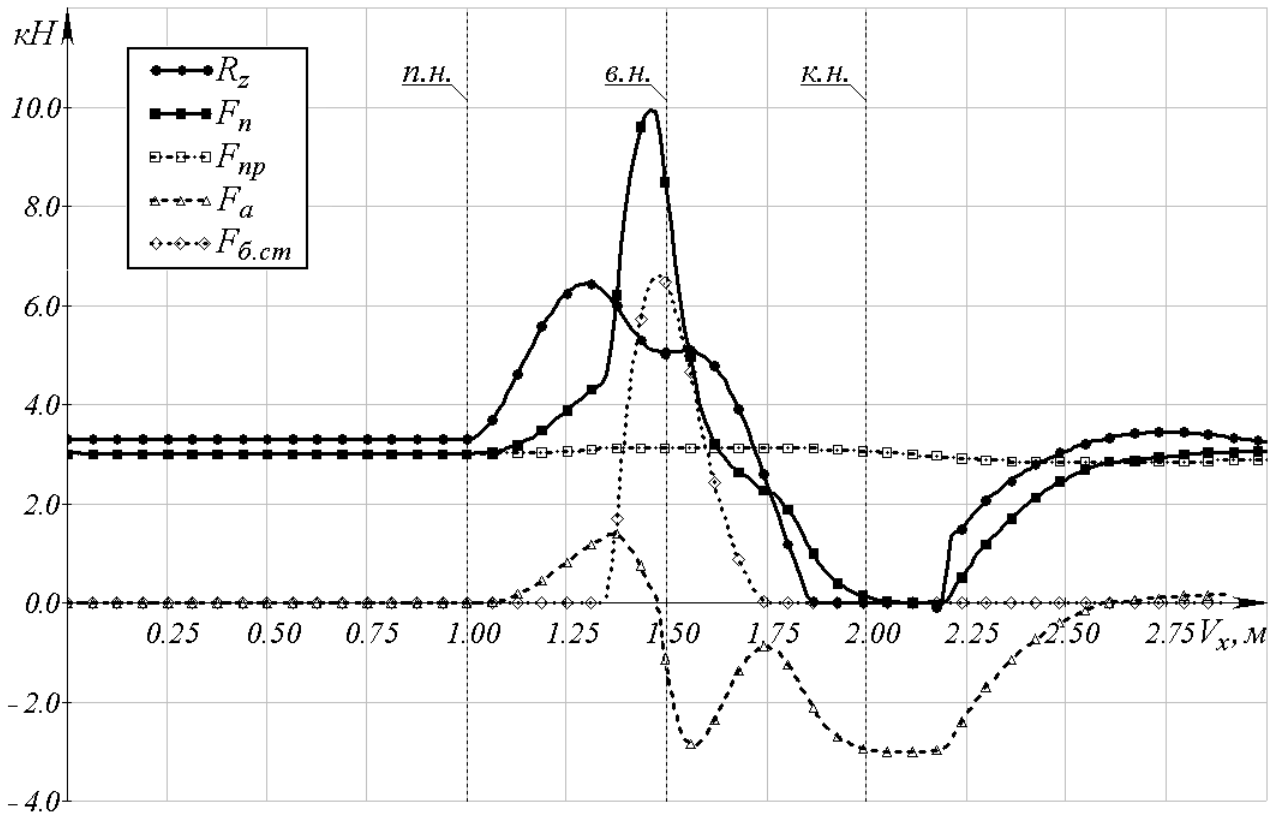


Рисунок 4 – Залежності вертикальної проекції рівнодіючої сил, що діють в контактні автомобільного колеса з опорною поверхнею  $R_z$ , вертикальної складова рівнодіючої сил, що діють в підвісці автомобіля  $F_n$ , сили від деформації пружного пристрою підвіски  $F_{np}$ , сили опору гасильного пристрою підвіски  $F_a$  та зусилля від пружної деформації буфера відбою  $F_{б.від}$  від поточної горизонтальної координати центру колеса автомобіля Renault 15TS при його русі з швидкістю 30 км/год по нерівній дорозі (параметри синусоїдальної нерівності: висота – 70 мм; довжина – 1 м)

Для зручності аналізу графічних залежностей (рис. 2 – 4) через початок нерівності (координата 1,0 м) проведено вертикаль *п.н.*, через вершину нерівності (координата 1,5 м) – вертикаль *в.н.*, через

кінець нерівності (координата 2,0 м) – вертикаль *к.н.* При цьому висота нерівності (70 мм) обмежена амплітудою синусоїди, а її довжина (1,0 м) – періодом синусоїди.

Аналіз графіків (рис. 3) свідчить, що до наїзду на нерівність (вертикаль *п.н.*) жорсткість приведенного пружного елемента підвіски та відстань *GV* постійні і дорівнюють їх статичним значенням. Після наїзду на синусоїдальну нерівність жорсткість приведенного пружного елемента підвіски та відстань *GV*, зменшуючись (хід стискання підвіски), досягають своїх мінімальних значень до подолання (по горизонталі) вершини нерівності (вертикаль *в.н.*) центром автомобільного колеса. При цьому, в роботу включився буфер відбою, який обмежив подальший хід стискання підвіски. Далі жорсткість приведенного пружного елемента підвіски та відстань *GV* зростають (хід відбою) і досягають максимальних значень. Після чого, зменшуючись (хід стискання), досягають другого мінімуму (близько до координати 7,5 м) та у подальшому поступово повертається до своїх статичних значень. Так, жорсткість приведенного пружного елемента підвіски до наїзду на нерівність дорівнює 11,00 Н/мм, після наїзду на нерівність її мінімальне значення (що було обмежене буфером стискання підвіски) менше статичного на 11,4 % і дорівнює 9,75 Н/мм, а максимальне - більше статичного на 6,6 % і становить 11.73 Н/мм.

Аналіз графіків (рис. 4) показує, що до наїзду на нерівність (вертикаль *п.н.*) вертикальна всі відображені сили постійні і дорівнюють своїм статичним значенням (а саме, проекція  $R_z$  рівнодіючої сил, які діють в контакті автомобільного колеса з опорною поверхнею, вертикальна складова  $F_n$  рівнодіючої сил, що діють в підвісці автомобіля, сила від деформації пружного пристрою підвіски  $F_{np}$ , сила опору гасильного пристрою підвіски  $F_a$  та зусилля від пружної деформації буферу стискання  $F_{б.см}$ ). Після наїзду автомобільного колеса на дорожню нерівність зазначені сили зростають. Варто відзначити, що при спрацюванні буферу стискання зростає не тільки вертикальна складова  $F_n$  рівнодіючої сил, що діють в підвісці автомобіля, але й вертикальна проекція  $R_z$  рівнодіючої сил, що діють в контакті автомобільного колеса з опорною поверхнею. Після чого всі сили, зменшуючись, досягають своїх мінімальних значень. Важливо, що вертикальна проекція  $R_z$  рівнодіючої сил зменшується до нуля, що свідчить про відрив (!) (рис. 2) автомобільного колеса від опорної поверхні. При цьому, (під час відсутності контакту) на ході відбою сила опору гасильного пристрою підвіски  $F_a$ , змінивши напрямок своєї дії, протидіє силі від деформації пружного пристрою підвіски  $F_{np}$  таким чином, що вертикальна складова  $F_n$  рівнодіючої сил, що діють в підвісці автомобіля, також стає рівною нулю.

До наїзду на нерівність вертикальна проекція  $R_z$  рівнодіючої сил, що діють в контакті автомобільного колеса з опорною поверхнею, дорівнює 3,3 кН; вертикальна складова  $F_n$  рівнодіючої сил, що діють в підвісці автомобіля – 3,0 кН; сила від деформації пружного пристрою підвіски  $F_{np}$  – 3,0 кН; сила опору гасильного пристрою підвіски  $F_a$  – 0; зусилля від пружної деформації буферу відбою  $F_{б.см}$  – 0. Максимальне значення вертикальної проекції  $R_z$  рівнодіючої сил, що діють в контакті автомобільного колеса з опорною поверхнею – 6,5 кН. На момент досягнення максимального значення вертикальної складової  $F_n$  рівнодіючої сил, що діють в підвісці автомобіля дорівнює 9,9 кН; сила від деформації пружного пристрою підвіски  $F_{np}$  складає всього 3,1 кН; сила опору гасильного пристрою підвіски  $F_a$  рівна – 0 (що свідчить про зміну ходу стискання підвіски на хід відбою); зусилля від пружної деформації буферу стискання  $F_{б.см}$  досягає – 6,6 кН. При цьому (з початком роботи буфера стискання), призупиняється на деякий час стрімке зменшення вертикальної проекції  $R_z$  рівнодіючої сил, що діють в контакті автомобільного колеса з опорною поверхнею.

Висновки. При визначенні параметрів роботи підвіски автомобіля, що рухається по нерівній опорній поверхні, враховано зміни передаточної функції напрямного пристрою підвіски, роботу буферів стискання і відбою та зміну їх характеристик. Запропонована методика дозволяє більш точно оцінити процеси, що відбуваються в підвісці автомобіля, а також в контакті його колеса з нерівною дорогою. Так, на ході стискання підвіски передаточна функція напрямного пристрою змінюється таким чином, що жорсткість приведенного до колеса пружного елемента підвіски автомобіля зменшується (в той час, коли з міркувань забезпечення якісної роботи підвіски бажане її зростання). При цьому, за отриманими результатами, з урахуванням обмеження ходу підвіски, різниця мінімальної жорсткості приведенного пружного елемента від жорсткості, що відповідає статичному

положенню підвіски, складає 11.4 % (без урахування буферу стискання ця різниця могла бути більшою). В момент спрацювання буферу стискання зусилля (в наслідок його деформації) передається не тільки на несучу систему автомобіля, але й на опорну поверхню (при наявності контакту автомобільного колеса з дорогою), що вносить зміни як в характер сил, що діють в зазначеному контакті, так і в характер траєкторій переміщення підресореної та невідресорених мас автомобіля.

#### ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Поляков В.М. Визначення сил взаємодії колеса легкового автомобіля під час руху нерівною дорогою / В.М. Поляков, О.О. Разбойніков // Вісник ЖДТУ. 2016. – №2 (77). С. 215-223.
2. Поляков В.М. Аналіз розвитку конструкцій підвісок автомобіля / В.М. Поляков, І.С. Мурований, О.О. Разбойніков // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ. 2015. – №1(3). С. 128-135.
3. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч 2. Плавність ходу та прохідність автотранспортних засобів: [навчальний посібник] / [В.П. Сахно, В.М. Поляков А.В. Костенко та ін.]. – Донецьк: ТОВ «Ноуліджа» (донецьке відділення), 2014. – 356 с.
4. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
5. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Й. Раймпель; [пер. с нем. А.Л. Карпухина]; под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
6. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель; [пер. с нем. В.П. Агапова]; под ред. О.Д. Златовратского. – М.: Машиностроение, 1986. – 316 с.
7. Разбойніков О.О. / Системний аналіз взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги / О.О. Разбойніков // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Серія «Технічні науки» – К.: НТУ, 2016. – Вип. 17. ч. 1. С. 80-88
8. Поляков В.М. Визначення рівнодіючої сил взаємодії автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги / В.М. Поляков, О.О. Разбойніков // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2017. – Вип. 1 (37). С. 329-338

#### REFERENCES

1. Poljakov, V.M., Razbojnikov, O.O. «Vyznachennja syl vzajemodii' koleasa legkovogo avtomobilja pry rusi po nerivnij dorozji», Visnyk ZhDTU, 2016. Issue 2(77). pp. 215-223. (Ukr)
2. Poljakov, V.M., Murovanyj, I.S. and Razbojnikov, O.O. (2015), «Analiz rozvytku konstrukcij pidvisok avtomobilja», Suchasni tehnologii' v mashynobuduvanni ta transporti, No1(3), pp. 128-135. (Ukr)
3. Sahno V.P. et al. (2014) Ekspluatatsiyni vlastivosti avtotransportnykh zasobiv. V 3 ch. Ch 2. Plavnist' khodu ta prokhdnist' avtotransportnykh zasobiv: [navchal'nyj posibnik]: Donec'k, TOV «Noulidzha» (donets'ke viddilennja), 356 p. (Ukr)
4. Tarasik V.P. (2006), Teoriya dvizheniya avtomobilya: Uchebnik dlya vuzov, BKhV-Peterburg, SPb. 478 p. (Rus)
5. Raympel' Y. (1987) Shassi avtomobilya: Elementy podveski Mashinostroenie, Moscow, – 288 p. (Rus)
6. Raympel' Y. (1986), Shassi avtomobilya: Amortizatory, shiny i koleasa, Mashinostroenie, Moscow, 316 p. (Rus)
7. Razbojnikov O.O. (2016), «Systemnyj analiz vzajemodii' avtomobil'nogo koleasa z nerivnoju poverhneju dorogy» Upravlinnja proektamy, systemnyj analiz i logistyka. Serija «Tehnichni nauky», No. 17 ch. 1. pp. 80-88. (Ukr)
8. Poljakov, V.M. and Razbojnikov, O.O. (2017), «Vyznachennja rivnodijuchoi' syl vzajemodii' avtomobil'nogo koleasa z nerivnoju poverhneju dorogy» Visnyk Nacional'nogo transportnogo universytetu. Serija «Tehnichni nauky». Naukovo-tehnichnyj zbirnyk, No. 1 (37). pp. 329-338. (Ukr)

#### РЕФЕРАТ

Поляков В.М. Визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні / В.М. Поляков, О.О. Разбойніков // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К.: НТУ, 2017. – Вип. 3 (39).

Запропоновано методику визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні. Враховано особливості реальної конструкції підвіски та обмеження її ходу. Наведено графічні залежності параметрів роботи підвіски (жорсткості приведенного пружного



елемента, ходу, сил, що діють на несучу систему та сил, що діють на опорну поверхню) від горизонтального переміщення автомобільного колеса.

Об'єкт дослідження – параметри роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній дорозі.

Мета роботи – визначення параметрів роботи підвіски автомобіля при його русі по нерівній опорній поверхні з урахуванням зміни передаточної функції напрямного пристрою підвіски, а також роботи буферів стискання і відбою та зміни їх характеристик.

Метод дослідження – математичне моделювання.

Визначено параметри роботи підвіски при рівномірному прямолінійному русі автомобіля по дорозі з синусоїдальною нерівністю. В розрахунках враховано зміну передаточної функції напрямного пристрою підвіски, а також роботу буферів стискання і відбою та зміни їх характеристик. Наведено результати розрахунків для автомобіля Renault 15TS.

Запропонована методика дозволяє більш точно оцінити процеси, що відбуваються в підвісці автомобіля, а також в контакті його колеса з нерівною дорогою. Дослідженнями доведено, що параметри приведених елементів підвіски змінюються при її роботі. Показано, що робота буферів обмеження ходу підвіски вносить зміни в характер траєкторій переміщення підресореної та невідресорених мас автомобіля, а також сил, що діють на несучу систему автомобіля і опорну поверхню дороги. На графічних залежностях відображено характер зміни жорсткості приведенного пружного елемента підвіски, сил, що діють в ній та в контакті колеса з опорною поверхнею при русі по нерівній дорозі.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** НЕРІВНА ДОРОГА, ПІДВІСКА АВТОМОБІЛЯ, ПЕРЕДАТОЧНА ФУНКЦІЯ ПІДВІСКИ, БУФЕР СТИСКАННЯ, БУФЕР ВІДБЮЮ.

#### ABSTRACT

Polyakov V.M., Razboynikov A.A. Determination of suspension operating parameters while driving by uneven support surface. Visnyk National Transport University. Series “Technical sciences”. Scientific and Technical Collection. – Kyiv. National Transport University, 2017. – Issue 3 (39).

A technique for determining the conditions of the car suspension system while driving on uneven supporting surface was proposed. Takes into account constructional features of the real suspension system and suspension stroke limitation. It was presented the graphical dependences conditions of the car suspension system (the rigidity of the reduced elastic element, its stroke, forces acting on the undercarriage and bearing surface) from the horizontal movement of the car wheel.

The object of study – conditions of the car suspension system while driving on uneven road.

Objective – Determining conditions of the car suspension system while driving on uneven supporting surface with taking into account the change in the transfer function of the suspension system, as well as the work of bump stop, rebound bumper and changing their characteristics.

The research method – mathematical modeling.

The conditions of the car suspension system while its driving with an uniform rectilinear movement was determined. The calculations takes into account the change in the change in the transfer function of the suspension system, as well as the work of bump stop, rebound bumper and changing their characteristics. Conducted calculations for car Renault 15TS was presented.

The proposed technique makes it possible to estimate more accurately processes occurring in the suspension of the car, as well as in contact of its wheels with an uneven road. Research proves that parameters of reduced suspension elements change while its work. It is shown that the work of suspension buffers changes the nature of the trajectories of the sprung and unsprung masses of the car, as well as the forces acting on undercarriage and road bearing surface. Character of the changes rigidity of reduced elastic element of suspension system, forces acting in the vehicle suspension system and contact of its wheels with bearing surface, while driving on uneven road surface displayed on the graphical dependencies.

**KEY WORDS:** UNEVEN ROAD, CAR SUSPENSION, TRANSFER FUNCTION OF SUSPENSION SYSTEM, BUMP STOP, REBOUND BUMPER.

#### РЕФЕРАТ

Поляков В.М. Определение параметров работы подвески автомобиля при его движении по неровной опорной поверхности / В.М. Поляков, А.А. Разбойников // Вестник Национального транспортного университета. Серия "Технические науки". Научно-технический сборник. – К.: НТУ, 2017. – Вып. 3 (39).

Предложена методика определения параметров работы подвески автомобиля при его движении по неровной опорной поверхности. Учтены особенности реальной конструкции подвески и

ограничения ее хода. Приведены графические зависимости параметров работы подвески (жесткости приведенного упругого элемента, хода, сил, действующих на несущую систему и сил, действующих на опорную поверхность) от горизонтального перемещения автомобильного колеса.

Объект исследования – параметры работы подвески автомобиля при его движении по неровной дороге.

Цель работы – определение параметров работы подвески автомобиля при его движении по неровной опорной поверхности с учетом изменения передаточной функции направляющего устройства подвески, а также работы буферов сжатия и отбоя и изменения их характеристик.

Метод исследования – математическое моделирование.

Определены параметры работы подвески при равномерном прямолинейном движении автомобиля по дороге с синусоидальной неровностью. В расчетах учтено изменение передаточной функции направляющего устройства подвески, а также работу буферов сжатия и отбоя и изменения их характеристик. Приведены результаты расчетов для автомобиля Renault 15TS.

Предложенная методика позволяет более точно оценить процессы, происходящие в подвеске автомобиля, а также в контакте его колеса с неровной дорогой. Исследованиями доказано, что параметры приведенных элементов подвески изменяются при ее работе. Показано, что работа буферов ограничения хода подвески вносит изменения в характер траекторий перемещения подрессоренной и непрессоренных масс автомобиля, а также сил, действующих на несущую систему автомобиля и опорную поверхность дороги. На графических зависимостях отражено характер изменения жесткости приведенного упругого элемента подвески, сил, действующих в ней и в контакте колеса с опорной поверхностью при движении по неровной дороге.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** НЕРОВНАЯ ДОРОГА, ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЯ, ПЕРЕДАТОЧНАЯ ФУНКЦИЯ ПОДВЕСКИ, БУФЕР СЖАТИЯ, БУФЕР ОТБОЯ.

**АВТОРИ:**

Поляков Віктор Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: poljakov\_2006@ukr.net, тел. +380673861468, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1, к. 306.

Разбойников Олександр Олександрович, інженер лабораторії «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: razboyn1k@ukr.net, тел. +380972214790 Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1, к. 306.

**AUTHOR:**

Polyakov Victor M., Ph.D in Technical Science, associate professor, professor of «Automobiles», National Transport University, e-mail: poljakov\_2006@ukr.net, tel. +380673861468, Ukraine, 01010, Kyiv, Omelianovycha-Pavlenka str. 1, of. 306.

Razboynikov Alexander, laboratory engineer «Automobiles», National Transport University, e-mail: razboyn1k@ukr.net, tel. +380972214790 Ukraine, 01010, Kyiv, Omelianovycha-Pavlenka str. 1, of. 306.

**АВТОРЫ:**

Поляков Виктор Михайлович, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: poljakov\_2006@ukr.net, тел. +380673861468, Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленко 1, к. 306.

Разбойников Александр Александрович, инженер лаборатории «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: razboyn1k@ukr.net, тел. +380972214790 Украина, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленко 1, к. 306.

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

Кравченко О.П., доктор технічних наук, професор, Житомирський державний технологічний університет, професор кафедри автомобілі та автомобільне господарство, Житомир, Україна

**REVIEWER:**

Sakhno V.P., Doctor of Technical Science, professor, National Transport University, Head of the Automobiles Department, Kiev, Ukraine.

Kravchenko A.P., Doctor of Technical Science, professor, Zhytomyr State Technological University, Professor of Department of Automobiles and Automobile Industry, Zhytomyr, Ukraine.