

ДИНАМІКА ПІДРЕСОРЕНОЇ ЧАСТИНИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ІЗ НЕКОНСЕРВАТИВНОЮ СИЛОВОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ ПІДВІСКИ

¹Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного;

²Національний університет "Львівська політехніка"

У роботі розглянуто динаміку підресореної частини колісних транспортних засобів на базі уточнених нелінійних математичних моделей.

ВСТУП

Система підвіски транспортних засобів (ТЗ) призначена для захисту людей, вантажів, спорядження від надмірних перевантажень, які зумовлені рухом вздовж шляху із нерівностями. Визначальними динамічними її характеристиками є відновлювальна сила пружних амортизаторів та сила опору демпферних пристроїв [1–4]. Що до впливу сил, які діють на неї зі сторони амортизаторів, то у низці праць показано, що підвіска із лінійним законом зміни відновлювальної сили повною мірою не виконує вказаної функції [5–7]. Це особливо стосується транспортних засобів спеціального призначення (ТЗСП), які експлуатуються у складних умовах – русі вздовж шляху із значними нерівностями чи пересіченою місцевістю. В той же час, основні теоретичні дослідження динаміки підресореної частини ТЗ отримано на базі лінійних чи близьких до них (квазілінійних) математичних моделей [2, 3, 8]. Лише в деяких працях досліджувались окремі питання, які стосуються впливу нелінійної характеристики пружних амортизаторів [5–7] та демпферних пристроїв на коливання підресореної частини. Нелінійні характеристики системи надають динамічному процесу якісно нових властивостей які вдається описати аналітично тільки в окремих випадках. Чисельна симуляція нелінійних математичних моделей динаміки ПЧ не дає змоги зробити якісь узагальнені висновки. Це, в першу чергу, стосується реакції ПЧ на періодичні збурення. Розроблені теоретичні результати за лінійної характеристики пружної сили справедливі для дослідження динаміки та стійкості руху ТЗ за умови незначних деформацій пружних елементів. Для випадку значних деформацій останніх, виникає необхідність розробки і дослідження динаміки ТЗ на базі уточнених нелінійних математичних моделей. Останні повинні урахувувати не тільки нелінійну залежність відновлювальної сили від деформації, але й її швидкості. Це, в першу чергу, стосується так званих керованих амортизаторів [9]. Для них відновлювальна сила описується якісно новим співвідношенням – неконсервативною функцією. Деякі питання наведеної вище проблеми, а саме: розгляд коливань підресореної частини ТЗСП за умови, що відновлювальна сила амортизаторів носить нелінійний неконсервативний характер, є предметом досліджень цієї роботи.

ОСНОВНА ЧАСТИНА

У роботі розглядаються вертикальні коливання підресореної частини колісного ТЗСП. За фізичну модель його береться тверде тіло (підресорена частина – 1), яка за допомогою системи підвіски – 3, 4 з'єднана із ходовою частиною – 2 (рис. 1).

Для вертикальних коливань підресореної частини за узагальнену координату достатньо вибрати переміщення її центра мас – т. О. Це переміщення фіксується відносно положення статичної рівноваги вказаної точки координатою $z(t)$. Приймається, що нелінійні пружні сили амортизаторів та демпферних пристроїв описуються відповідно функціями:

$$f\left(z, \frac{dz}{dt}\right) = \left(\alpha_1 + \alpha_2 \left(\frac{dz}{dt}\right)^{v_1}\right) (z + \Delta_{cm.})^{v_2+1}, \quad (1)$$

$$R\left(\frac{dz}{dt}\right) = \alpha_3 \left(\frac{dz}{dt}\right)^s \quad (2)$$

де $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, v_1, v_2, s$ – сталі, які задовольняють певні умови на котрих зупинимось нижче, $\Delta_{cm.}$ – статична деформація пружних амортизаторів.

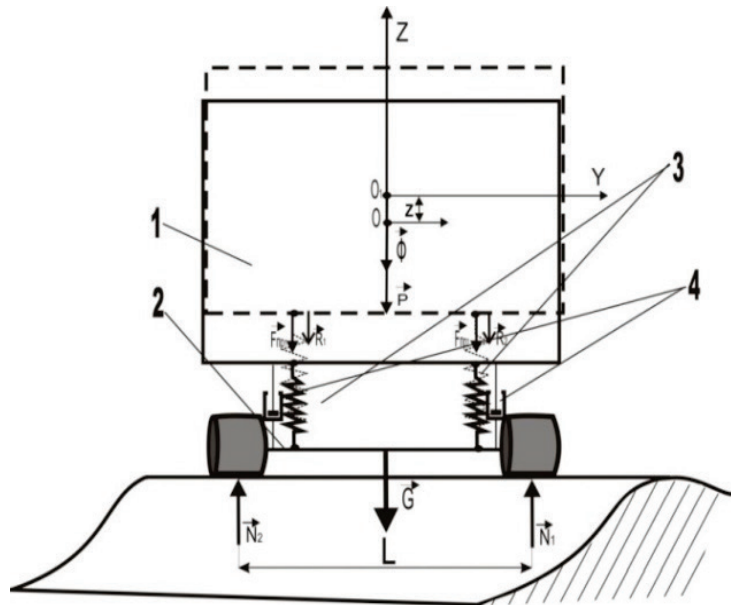


Рисунок 1 – Фізична модель колісного ТЗСП для дослідження динаміки підресореної частини

В такому разі диференціальне рівняння коливань підресореної частини набуває вигляду:

$$m\ddot{z} + \left(\alpha_1 + \alpha_2 \left(\frac{dz}{dt} \right)^{v_1} \right) (z + \Delta_{cm})^{v_2+1} = P - \alpha_3 \left(\frac{dz}{dt} \right)^s, \quad (3)$$

де m – маса підресореної частини.

Примітка. Вказані сили замінюють з достатнім ступенем точності силові характеристики підвіски та шин, тобто виражають еквівалентну пружну силу та силу опору амортизаторів, демпферних пристроїв та гістерезису коліс.

Для того, щоб рівняння (3) описувало коливальний процес підресореної частини, необхідно, щоб функція $f\left(z, \frac{dz}{dt}\right)$ була непарною за аргументом z та парною за $\frac{dz}{dt}$; $R\left(\frac{dz}{dt}\right)$ – непарною.

Нижче будемо розглядати випадок, так званої, малої сили опору, тобто випадок, коли $\max\left|P - \alpha_3\left(\frac{dz}{dt}\right)^s\right| \ll \max\left|f\left(z, \frac{dz}{dt}\right)\right|$. Це дозволяє стверджувати, що параметри, які описують

нелінійні сили, повинні набувати значень: $v_1 = \frac{2(r_1 - q_1)}{2q_1 + 1}$; $v_2 + 1 = \frac{2q_2 + 1}{2q_2 + 1}$; $s = \frac{2q_1 + 1}{2q_2 + 1}$. $s = \frac{2q_1 + 1}{2q_2 + 1}$, r_i, q_i

$= 0, 1, 2, \dots, i = 1, 2$. Заміною змінних $z^* = z + \Delta_{\tilde{n}0}$ рівняння (3) трансформується до вигляду:

$$m\ddot{z}^* + \alpha_2 \left(\frac{dz^*}{dt} \right)^{v_1} (z^*)^{v_2+1} = P - \alpha_1 (z^*)^{v_2+1} - \alpha_3 \left(\frac{dz^*}{dt} \right)^s. \quad (4)$$

Покажемо, що за накладених вище умов, та $v_1 < 1$ динамічний процес підресореної частини з достатнім ступенем точності можна описати аналітично. Для цього шляхом використання для нього основної ідеї методів збурень [10] знайдемо, перш за все, розв'язок незбуреного рівняння, яке відповідає (4), тобто

$$m\ddot{z}^* + \alpha_2 \left(\frac{dz^*}{dt} \right)^{v_1} (z^*)^{v_2+1} = 0. \quad (5)$$

Можна показати, що динамічний процес механічних систем, математичною моделлю яких є рівняння (5) описується за допомогою періодичних Атеб-функцій [11,12] у вигляді:

$$\bar{z}^*(t) = a \begin{cases} sa \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2 + 1, \omega(a)t + \theta \right), \\ ca \left(\nu_2 + 1, \frac{1}{1-\nu_1}, \omega(a)t + \theta \right). \end{cases} \quad (6)$$

У (6) a, θ – сталі, а функція $\omega(a)$ визначається співвідношенням

$$\omega(a) = \frac{\nu_2 + 2}{2} \left(\frac{\alpha_2}{m} \frac{2 - \nu_1}{(1 - \nu_1)(\nu_2 + 2)} \right)^{\frac{1}{2 - \nu_1}} a^{\frac{\nu_1 + \nu_2}{2 - \nu_1}}. \quad (7)$$

Що стосується впливу правої частини рівняння (3) на динамічний процес, то використовуючи основну ідею методу Ван-дер-Поля [13], можна стверджувати: динамічний процес підресореної частини описується у першому наближенні залежністю (6) у якій параметри a та θ є повільно змінними функціями часу. Таким чином, з достатнім ступенем точності розв’язок рівняння (3) можна представляти у вигляді $z^*(t) = a(t)ca \left(\nu_2 + 1, \frac{1}{1-\nu_1}, \psi \right)$, $\psi = \omega(a(t))t + \theta(t)$. Задача полягає у визначенні законів зміни в часі параметрів $a(t)$ та $\theta(t)$. Шляхом диференціювання наведеного вище, отримуємо:

$$\frac{dz^*}{dt} = -\frac{2a(t)}{\nu_2 + 2} \left(\omega(a) + \frac{d\theta}{dt} \right) \left(sa \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2 + 1, \psi \right) \right)^{\frac{1}{1-\nu_1}} + \frac{da}{dt} ca \left(\nu_2 + 1, \frac{1}{1-\nu_1}, \psi \right). \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z^*}{dt^2} = & -\frac{2}{\nu_2 + 2} \left\{ \frac{2a}{(2-\nu_1)} \omega(a) \left(sa \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2 + 1, \psi \right) \right)^{\frac{\nu_1}{1-\nu_1}} \times \left(ca \left(\nu_2 + 1, \frac{1}{1-\nu_1}, \psi \right) \right)^{\nu_2 + 1} \right. \\ & \left. \times \left(\omega(a) + \frac{d\theta}{dt} \right) + \frac{da}{dt} \left(\omega(a) + a \frac{d\omega}{da} \right) \left(sa \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2 + 1, \psi \right) \right)^{\frac{1}{1-\nu_1}} \right\}. \end{aligned} \quad (9)$$

Зауважимо, що у виразі для $\frac{d^2 z^*}{dt^2}$ ураховано той факт, що відповідно до ідеї методу Ван-дер-Поля:

$$\frac{2a(t)}{\nu_2 + 2} \frac{d\theta}{dt} \left(sa \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2 + 1, \psi \right) \right)^{\frac{1}{1-\nu_1}} + \frac{da}{dt} ca \left(\nu_2 + 1, \frac{1}{1-\nu_1}, \psi \right) = 0 \quad (10)$$

Якщо підставити вище наведені вирази у диференціальне рівняння (4), отримаємо після не складних перетворень друге співвідношення, яке зв’язує похідні шуканих функцій:

$$\frac{2a}{(2-\nu_1)} \left(ca \left(\nu_2 + 1, \frac{1}{1-\nu_1}, \psi \right) \right)^{\nu_2 + 1} \frac{d\theta}{dt} + \frac{da}{dt} \frac{2 + \nu_2}{2 - \nu_1} \omega(a) \left(sa \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2 + 1, \psi \right) \right) = -\frac{\nu_2 + 2}{2\omega(a)} \left(sa \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2 + 1, \psi \right) \right)^{\frac{\nu_1}{1-\nu_1}} G(a, \psi), \quad (11)$$

де $G(a, \psi) = g - \frac{\alpha_1}{m} a^{\nu_1 + 1} ca^{\nu_1 + 1} \left(\nu_2 + 1, \frac{1}{1-\nu_1}, \psi \right) + \frac{\alpha_3}{m} \left(\frac{2a}{\nu_2 + 2} \omega(a) \left(sa \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2 + 1, \psi \right) \right)^{\frac{1}{1-\nu_1}} \right)^s$.

Система диференціальних рівнянь (10), (11) визначає закони зміни основних параметрів коливальних підресореної частини у вигляді:

$$\frac{da}{dt} = -\frac{2-\nu_1}{2\omega(a)} \left(sa \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2+1, \psi \right) \right) G(a, \psi), \quad (12)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = -\frac{(\nu_2+2)(2-\nu_1)}{2a\omega(a)} ca \left(\nu_2+1, \frac{1}{1-\nu_1}, \psi \right) \left(sa \left(\frac{1}{1-\nu_1}, \nu_2+1, \psi \right) \right)^{\frac{\nu_1}{1-\nu_1}} G(a, \psi).$$

Беручи до уваги, що за один період коливальних підресореної частини основні характеристики динамічного її процесу змінюються на незначну величину, систему диференціальних рівнянь можна замінити простішою – усередненою [14]:

$$\frac{da}{dt} = -\frac{2-\nu_1}{2\Pi m\omega(a)} \alpha_3 \left(\frac{2a}{\nu_2+2} \omega(a) \right)^s \Gamma \left(\frac{s+2-2\nu_1}{2-\nu_1} \right) \Gamma \left(\frac{1}{\nu_2+2} \right) \Gamma^{-1} \left(\frac{s+2-2\nu_1}{2-\nu_1} + \frac{1}{\nu_2+2} \right),$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \omega(a) + \frac{(\nu_2+2)(2-\nu_1)a^{\nu_2}}{4\Pi\omega(a)} \frac{\alpha_1}{m} 2\Gamma \left(\frac{2\nu_1-1}{\nu_1-2} \right) \Gamma \left(\frac{\nu_2+3}{\nu_2+2} \right) \Gamma^{-1} \left(\frac{2\nu_1-1}{\nu_1-2} + \frac{\nu_2+3}{\nu_2+2} \right). \quad (13)$$

Нижче, на рис. 2, представлено залежності амплітуди та частоти затухаючих коливальних підресореної частини від часу за різних значень параметрів ν_1, ν_2 .

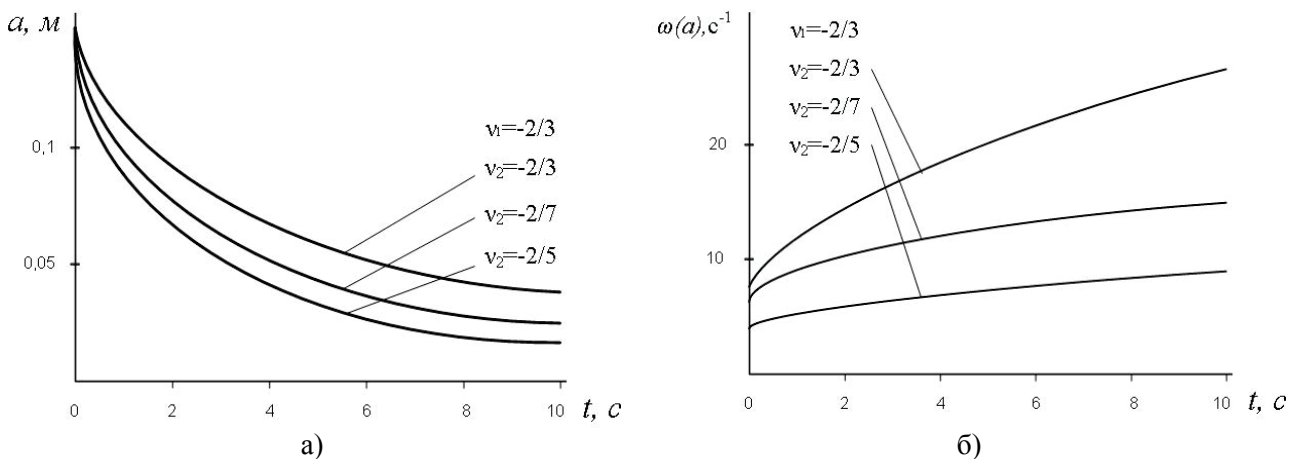


Рисунок 2 – Закони зміни затухаючих коливальних за різних значень параметрів нелінійної підвіски: а) – залежність амплітуди затухаючих коливальних від часу; б) – залежність частоти затухаючих коливальних від часу

ВИСНОВКИ

Отримані результати та представлені графічні залежності показують:

- для прогресивної характеристики відновлювальної консервативної сили ($\nu_1 = 0, \nu_2 > 0$) більшим значенням амплітуди коливальних підресореної частини відповідає більше значення її власної частоти. Вказані пружні характеристики підвіски можуть бути використані при модернізації та удосконаленні підвісок бойових колісних машинах, а також при проектуванні автомобілів підвищеної прохідності, що використовуються у народному господарстві, нафтовидобувній та лісовій галузях

для руху у важкодоступних місцях. Адекватність якісної картини зміни основних характеристик коливань підресореної частини підтверджена у ході натурального експерименту [15, 16].

- для регресивної характеристики відновлювальної сили амортизатора ($v_1 = 0$, $-1 < v_2 < 0$) – навпаки, більшим значенням амплітуди коливань відповідає менше значення частоти. Такі підвіски використовуються у висококомфортбельних повнопривідних легкових автомобілях.

- для неконсервативної сили у випадку $v_1 = -v_2$, динамічний процес підресореної частини є ізохронним, що дозволяє за рахунок вибору параметрів α_2, m досягнути ергономічних вимог.

Одночасно треба відзначити, що окремим випадком викладеного вище при $v_1 = 0$ є результати, які стосуються нелінійної консервативної відновлювальної сили [5], а при $v_1 = v_2 = 0$ – квазілінійної моделі коливань підресореної частини.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Артюшенко А. Д. Дослідження впливу характеристик підвіски автомобіля малого класу на плавність ходу та її модернізація / А. Д. Артюшенко, О. Г. Суярков // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2013. – № 32 (1004). – С. 21–27.
2. Дущенко В. В. Недостатки, причины их возникновения и противоречия развития известных физических принципов действия упругих элементов систем поддресоривания военных гусеничных и колесных машин / В. В. Дущенко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2007. – № 33. – С. 46–52.
3. Мельников А. А. Теория автомобиля. Колебания и плавность хода : уч. пособие / А. А. Мельников. – Нижний Новгород : Нижегородский гос. техн. ун-т, 1998. – 112с.
4. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля / Р. В. Ротенберг. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.
5. Величко Л. Д. Розробка методу розрахунку нелінійних поздовжньо-кутових коливань гусеничних транспортних засобів / Л. Д. Величко, Б. І. Сокіл, Ю. А. Чаган // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні : зб. наук. пр. – Львів, 2011. – Вип. 702. – С. 49–53.
6. Hrubel M. Influence of characteristics of wheeled vehicle suspensions of its road-holding along curved stretches of track / M. Hrubel, R. Nanivskyi, M. Sokil // Science & military. – 2014. – V. 9, № 1. – P. 15–19.
7. Кузьо І. В. Вплив параметрів підвіски на нелінійні коливання транспортних засобів / І. В. Кузьо, Б. І. Сокіл, В. М. Палюх // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів : зб. наук. пр. – Львів, 2007. – Вип. 588. – С. 49–52.
8. Лобас Л. Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л. Г. Лобас, В. Г. Вербицкий. – К. : Наукова думка, 1990. – 232 с.
9. Куклес І. С. Про дві проблеми теорії нелінійних коливань / І. С. Куклес // Міжнародний симпозиум з питань нелінійних коливань. – К., 1963. – Т. 2. – С. 212–219.
10. Коул Дж. Методы возмущений в прикладной математике / Джулиан Коул ; пер. с англ. А. И. Державиной и В. Н. Диесперова, под ред. О. С. Рыжова. – М. : Мир, 1972. – 276 с.
11. Сенік П. М. Обернення неповної Beta-функції / П. М. Сенік // Український математичний журнал. – 1969. – Т. 21, № 3. – С. 325–333.
12. Сенік П. М. Про табулювання періодичних Ateb-функцій / П. М. Сенік, А. М. Возний // Доп. АН УРСР. – 1969. – № 12. – С. 1089–1092.
13. Митропольский Ю. А. Метод усреднения в нелинейной механике / Ю. А. Митропольский. – К. : Наукова думка, 1971. – 440 с.
14. Боголюбов Н. Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н. Н. Боголюбов, Ю. А. Митропольский. – М. : Наука, 1974. – 501 с.
15. Спосіб визначення параметрів нелінійно-пружної підвіски колісних транспортних засобів // Б. І. Сокіл, Я. І. Яльницький, М. Г. Грубель, Р. А. Нанівський // Збірник наукових праць НУОУ. – Київ, 2015. – №2 (129). – С.223–227.
16. Грубель М. Г. Резонансні коливання підресореної частини колісних транспортних засобів під час руху вздовж впорядкованої системи нерівностей / М. Г. Грубель, Р. А. Нанівський, М. Б. Сокіл // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2015. – № 1. – С. 155–161.

REFERENCES

1. Artiuschenko A. D. Research of influence of a suspension characteristics of a small class automobile on the smoothness of movement and its modernization / Artiuschenko A. D., Suiarkov O. G. // *visnyk NTU "KHPI"*. – 2013. – № 32 (1004). – P. 21–27.
2. Dushenko V. V. Shortcomings, causes of their emergence and contradictions of development of known physical principles of resilient elements action of cushioning systems of military tracked and wheeled vehicles / V. V. Dushenko // *Vestnik NTU "KHPI"*. – 2007. – № 33. – P. 46–52.
3. Melnikov A. A. Theory of a motor car. Vibrations and smoothness of movement: a course book. – Nizhgorod state techn. University. Nizhnii Novgorod. – 1998. – 112 p.
4. Rotenberg R. V. An automobile suspension. / Rotenberg R. V. – M. : Machine construction. – 1972. – 392 p.
5. Velychko L. D. Development of a calculation method of non-linear longitudinal and angular vibrations of tracked vehicles / L. D. Velychko, B. I. Sokil, Y. A. Chagan // *Optimization of production processes and a technical control in machine construction and instrument engineering*. – Lviv: Visnyk NU "LP". – 2011. – № 702. – P. 49–53.
7. Hrubel M. Influence of characteristics of wheeled vehicles suspensions along curved stretches of a track / Hrubel M., R. Nanivskyi, M. Sokil // *Science & military*. 2014. – Vol. 9, – № 1, – P. 15–19. Liptovsey Mikulas, Slovak Republska.
8. Lobas L. G. Qualitative and analytical methods in dynamics of wheeled vehicles / Lobas L. G., Verbytskyi V. G. : Scientific opinion, 1990. – 232 p.
9. Kukles I. S. About two problems of non-linear vibrations theory / Kukles I. S. // *International symposium on non-linear vibrations Vol. 2*. – Kyiv : Publishing AS USSR, 1963. – P. 212–219.
10. J. Cole. Methods of perturbation in applied mathematics / Jukian Cole ; [Eng translation A. I. Derzhavinand, V. N. Diesperov, edited by O. S. Ryzhov]. // – M. : Mir. – 1972. – 276 p.
11. Senyk P. M. Revolving of in complete Beta-function / Senyk P. M. // *Ukr. math. journal*. – 1969. – 21, №3. – P. 325–333.
12. Senyk P. M. About tabulating periodical Ateb-functions / Senyk P. M., Voznyi A. M. // *AS USSR*. – 1969. – №12. – P. 1089–1092.
13. Mytropolskyi Y. A. The averaging method in the non-linear mechanics / Y. A. Mytropolskyi. – Kyiv, 1971. – 440 p.
14. Boholiubov N. N. Asymphtotic methods in non-linear vibrations theory / Boholiubov N. N., Mytropolskyi Y. A. – M. : Science, 1974. – 501p.
15. Sokil B. I. Determining method of parameters of nonlinear-elastic suspension of the wheeled vehicles // B. I. Sokil, Ya. I. Yalnytskyi, M. H. Hrubel, R. A. Nanivskyi // *Collection of scientific works of National University of Defense of Ukraine*. – Kyiv, 2015. – №2 (129). – P.223–227.
16. Hrubel M. H. Resonance oscillations of the sprung part of wheeled vehicles during the movement along an ordered system of inequalities / M. H. Hrubel, R. A. Nanivskyi, M. B. Sokil // *Journal of Vinnytsia Polytechnic Institute*. – Vinnytsia, 2015. – № 1. – P. 155–161.

М. Г. Грубель¹, М. Б. Сокіл²

ДИНАМІКА ПІДРЕСОРЕНОЇ ЧАСТИНИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ІЗ НЕКОНСЕРВАТИВНОЮ СИЛОВОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ ПІДВІСКИ

¹ Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного;

² Національний університет «Львівська політехніка»

У роботі розглянуто динаміку підресореної частини колісних транспортних засобів на базі уточнених нелінійних математичних моделей. Зазначені математичні моделі враховують як нелінійну залежність відновлювальної сили від деформації, так і її швидкість.

Запропонований математичний апарат дає змогу встановити вплив кінематичних, силових та інших чинників на динаміку підресореної частини. Отримані результати можуть бути базою для проектування нових типів підвісок автомобілів.

Ключові слова: динаміка підресореної частини; відновлювальна сила пружних амортизаторів; статична деформація; нелінійна підвіска; амплітуда затухаючих коливань.

Грубель Михайло Григорович, кандидат технічних наук, доцент, Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, доцент кафедри «Автомобілі та автомобільне господарство», e-mail: m.g.grybel@gmail.com.

Сокил Марія Богданівна, кандидат технічних наук, доцент, Національний університет «Львівська політехніка», доцент кафедри «Транспортні технології», e-mail: Socilb_i@ukr.net.

M. H. Hrubel¹, M. B. Sokil²

DYNAMICS OF THE SPRUNG PART OF WHEELED VEHICLE WITH NON-CONSERVATIVE FORCE CHARACTERISTIC OF SUSPENSION

¹ National Army Academy named after hetman Petro Sahaydachyi;

² National University «Lviv Politechnics»

The paper considers the dynamics of the sprung part of wheeled vehicles on the basis of revised non-linear mathematical models. These mathematical models take in to account the non-linear dependence of restoring force from deformation and its speed. Proposed mathematical apparatus enables to determine the effect of kinematic, force and other factors on the dynamics of the sprung part. Obtained results can be the basis of for designing the new types of suspensions.

Keywords: dynamics of the sprung part; restoring force of elastic shockabsorbers; static deformation; non-linear suspension; damped oscillation amplitude.

Myhailo Hrubel, Candidate of Technical Sciences, National Army Academy named after hetman P. Sahaidachnyi, Associate Professor, Assistant Professor of the department “Cars and car economy”, e-mail: m.g.grybel@gmail.com.

Mariia Sokil, Candidate of Technical Sciences, National University “Lviv Polytechnic”, Assistant Professor of the department “Transport technologies”, e-mail: Socilb_i@ukr.net.

М. Г. Грубель¹, М. Б. Сокил²

ДИНАМИКА ПОДРЕССОРЕННОЙ ЧАСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ИЗ НЕКОНСЕРВАТИВНОЙ СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ ПОДВЕСКИ

¹ Национальная академия сухопутных войск имени гетмана Петра Сагайдачного;

² Национальный университет «Львовская политехника»

В работе рассмотрено динамику подрессоренной части колесных транспортных средств на базе уточненных нелинейных математических моделей. Указанные математические модели учитывают, как нелинейную зависимость восстановительной силы от деформации, так и ее скорость. Предложенный математический аппарат дает возможность установить влияние кинематических, силовых и других факторов на динамику подрессоренной части. Полученные результаты могут быть базой для проектирования новых типов подвесок автомобилей.

Ключевые слова: динамика подрессоренной части; восстановительная сила упругих амортизаторов; статическая деформация; нелинейная подвеска; амплитуда затухающих колебаний.

Грубель Михаил Григорьевич, кандидат технических наук, доцент, Национальная академия сухопутных войск имени гетмана Петра Сагайдачного, доцент кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство», e-mail: m.g.grybel@gmail.com

Сокол Мария Богдановна, кандидат технических наук, доцент, Национальный университет «Львовская политехника», доцент кафедры «Транспортные технологии», e-mail: Socilb_i@ukr.net