

ВПЛИВ ВТОРИННОГО ПІДРЕСОРИЮВАННЯ НА ВІБРОНАВАНТАЖЕНІСТЬ ОБ'ЄКТА ТРАНСПОРТУВАННЯ СПЕЦІАЛІЗОВАНИМ АВТОМОБІЛЕМ

© Кіндрацький Б. І., Осмак О. А., 2017

Розроблено математичну модель та програмне забезпечення у середовищі Simulink для моделювання спеціалізованого автомобіля зі вторинним підресорюванням об'єкта транспортування під час руху по поверхні з різним профілем. Отримано значення амплітуд вертикальних коливань та прискорень об'єкта транспортування.

Ключові слова: спеціалізований автомобіль, коливання, моделювання, Simulink.

B. Kindratskiy, O. Osmak

INFLUENCE OF SECONDARY SUSPENSION ON OSCILLATIONS OF TRANSPORTATION OBJECT BY SPECIALIZED CAR

Mathematic model and Simulink software of specialized car with transportation object secondary suspension for modeling by movement through different road surface are developed. Values of amplitudes of vertical oscillations and accelerations of transportation object are obtained.

Keywords: specialized car, oscillations, modeling, Simulink.

Постановка проблеми. Забезпечення плавності ходу автомобіля безпосередньо пов'язане з будовою його підвіски. В умовах сучасного стрімкого розвитку конструкції автомобілів, широкого застосування мехатронних систем проблема захисту водія, пасажирів та вантажу від динамічних навантажень практично вичерпана. Однак застосування високошвидкісних адаптивних чи активних підвісок з електронними системами керування у спеціалізованих автомобілях економічно не завжди є доцільним. Крім того, транспортування об'єктів зі специфічними властивостями може потребувати вторинного підресорювання для забезпечення потрібної плавності ходу, не передбаченого виробником. Тому розроблення симуляційних моделей і дослідження впливу вторинного підресорювання на вібронавантаженисть об'єкта транспортування, параметри і масові характеристики якого змінюються в широких межах, з метою обґрунтування його раціональних параметрів, є актуальним і має важливе практичне значення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для аналізу коливань автомобіля застосовують еквівалентні розрахункові схеми (динамічні моделі) з дискретними параметрами [1], що описуються звичайними диференціальними рівняннями. За близького до однакового розподілу маси між передньою та задньою віссю часто застосовують двомасову динамічну модель [1, 2, 6]. Точніші результати дає тримасова модель (враховує невіднесені маси переднього та заднього моста, підресорену масу) [1, 2]. Обидві моделі слугують для розрахунків у низькочастотному діапазоні (до 25 Гц).

У працях [3, 5, 13] розглянуто дорожні автомобілі (обмеженої прохідності), а спеціалізовані, високої прохідності, що рухаються в умовах ґрунтових доріг, бездоріжжя залишаються нерозглянутими. При моделюванні плавності ходу автомобілів і дослідженні впливу систем підресорювання на вібронавантаженисть об'єктів транспортування збурення зі сторони дороги описують відповідними математичними моделями дорожньої поверхні [3, 4]. Для перевірки адекватності результатів моделювання плавності ходу автомобілів і ступеня захисту об'єкта транспортування від перевантаження проводять експериментальні дослідження [8]. Дослідженню ж впливу вторинного підресорювання на вібронавантаженисть вантажів, до яких ставляться підвищені вимоги, у відомій нам літературі уваги приділено не достатньо.

Формулювання мети дослідження. Під час перевезення спеціальних вантажів забезпечення підвищених вимог до плавності ходу може потребувати зміни параметрів підвіски автомобіля (жорсткості, коефіцієнта демпфування). Економічно не доцільно змінювати її конструкцію, а краще застосувати вторинне підресорювання об'єкта транспортування.

Метою статті є створення еквівалентної симуляційної моделі спеціалізованого автомобіля з об'єктом транспортування, що враховуватиме його конструктивні особливості і характеристики вторинного підресорювання, та дослідження впливу вторинного підресорювання на навантаженість об'єкта підресорювання під час руху автомобіля по поверхні різного профілю.

Основний матеріал. Спеціалізований автомобіль – це транспортний засіб, пристосований до перевезення вантажів зі специфічними властивостями. Найбільш небезпечнішими під час транспортування таких об'єктів є збурення у вертикальній площині. Для аналізу впливу вторинного підресорювання на навантаженість об'єкта транспортування динамічну модель автомобіля подано у вигляді чотиримасової динамічної моделі, зображеної на рис. 1. Поздовжні й поперечні коливання під час руху автомобіля зі сталою швидкістю є незначними, і ними можна знехтувати [2].

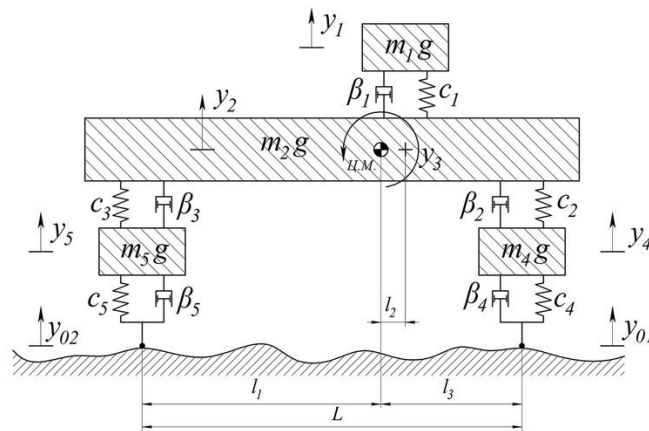


Рис. 1. Динамічна модель автомобіля з об'єктом транспортування

На рис. 1 позначено: y_1 – вертикальне переміщення об'єкта транспортування; y_2 , y_3 – відповідно вертикальне та кутове переміщення підресореної маси (навколо осі, що проходить перпендикулярно до рисунка); y_4 , y_5 – відповідно вертикальні переміщення непідресорених мас переднього та заднього мостів; y_{01} , y_{02} – відповідно збурення, що діють на передні та задні колеса; m_1 , m_2 , m_4 , m_5 – відповідно маси об'єкта транспортування, підресореної частини, непідресорених частин переднього та заднього мостів; I – момент інерції підресореної частини; c_1 , c_2 , c_3 , c_4 , c_5 – відповідно жорсткості вторинного підресорювання, передньої та задньої підвісок, передньої та задньої шин; β_1 , β_2 , β_3 , β_4 , β_5 – відповідно коефіцієнти демпфування вторинного підресорювання, передньої та задньої підвісок, передньої та задньої шин; L – колісна база; l_1 , l_2 , l_3 – відстані між компонентами схеми.

Математична модель, що описує коливні процеси у такій динамічній моделі автомобіля, має вигляд [9]:

$$\begin{cases}
 m_1 \ddot{y}_1 + b_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2 - l_2 \dot{y}_3) + c_1 (y_1 - y_2 - l_2 y_3) = 0, \\
 m_2 \ddot{y}_2 - b_1 \dot{y}_1 + \dot{y}_2 (b_1 + b_2 + b_3) + \dot{y}_3 (l_2 b_1 + l_3 b_2 + l_1 b_3) - b_2 \dot{y}_4 - b_3 \dot{y}_5 - c_1 y_1 + \\
 + y_2 (c_1 + c_2 + c_3) + y_3 (l_2 c_1 + l_3 c_2 + l_1 c_3) - c_2 y_4 - c_3 y_5 = 0, \\
 I \ddot{y}_3 - l_2 b_1 \dot{y}_1 + \dot{y}_2 (l_2 b_1 + l_3 b_2 - l_1 b_3) + \dot{y}_3 (l_2^2 b_1 + l_3^2 b_2 - l_1^2 b_3) - l_3 b_2 \dot{y}_4 + l_1 b_3 \dot{y}_5 - \\
 - l_2 c_1 y_1 + y_2 (l_2 c_1 + l_3 c_2 - l_1 c_3) + y_3 (l_2^2 c_1 + l_3^2 c_2 - l_1^2 c_3) + l_3 c_2 y_4 + l_1 c_3 y_5 = 0, \\
 m_4 \ddot{y}_4 - b_2 \dot{y}_2 - l_3 b_2 \dot{y}_3 + \dot{y}_4 (b_2 + b_4) - c_2 y_2 - l_3 c_2 y_3 + y_4 (c_2 + c_4) = c_4 y_{01} + b_4 \dot{y}_{01}, \\
 m_5 \ddot{y}_5 - b_3 \dot{y}_2 - l_1 b_3 \dot{y}_3 + \dot{y}_5 (b_3 + b_5) - c_3 y_2 + l_1 c_3 y_3 + y_5 (c_3 + c_5) = c_5 y_{02} + b_5 \dot{y}_{02}.
 \end{cases} \quad (1)$$

Вплив вторинного підресорювання на вібронавантаженість об'єкта транспортування спеціалізованим автомобілем досліджено для багатоцільового колісного транспортного засобу НММWV M1026 (сленг “Хаммер”), що на швидкості 50 км/год рухається по поверхнях різного профілю. У симуляційну модель закладено такі параметри автомобіля: споряджена маса – 2761 кг (розподіл між осями: 1478 кг – на передню, 1283 кг – на задню); момент інерції підресореної маси відносно горизонтальної осі – 1504 кг·м²; жорсткість пружин передньої підвіски – 25000 Н/м; задньої – 30000 Н/м; коефіцієнт демпфування амортизаторів підвіски – 4000 Н·с/м; жорсткість шини – 130000 Н/м, а її коефіцієнт демпфування – 15 Н·с/м (інколи ним нехтують); величина непідресореної маси – 100 кг (за такої незалежної підвіски до неї входять: маса колеса, колісного редуктора, половина маси важелів, пружин, амортизаторів, привідних валів тощо, причому елементи передньої та задньої підвіски майже повністю уніфіковані). Колісна база – 3,3 м. Відстань від осі переднього колеса до центра мас – 1,7 м. Характеристики пружин підвіски та амортизаторів – лінійні.

Проаналізовано коливні процеси для трьох характерних випадків руху: через одиничні нерівності (рис. 2), по перешкодах, що неперервно чергуються, і по дорозі з випадковим профілем.

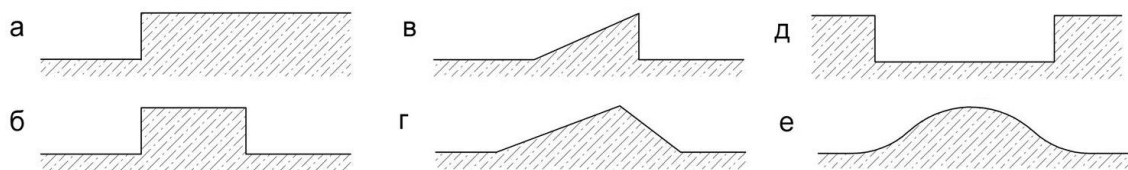


Рис. 2. Типові одинарні перешкоди: а – бордюр; б – прямокутна перешкода; в – “трамплін”; г – трикутна перешкода; д – вибоїна; е – хвиля

Симуляційну модель руху спеціалізованого автомобіля НММWV M1026 з вантажем і вторинним підресорюванням (рис. 3) розроблено у середовищі Simulink відповідно до динамічної моделі, поданої на рис. 1.

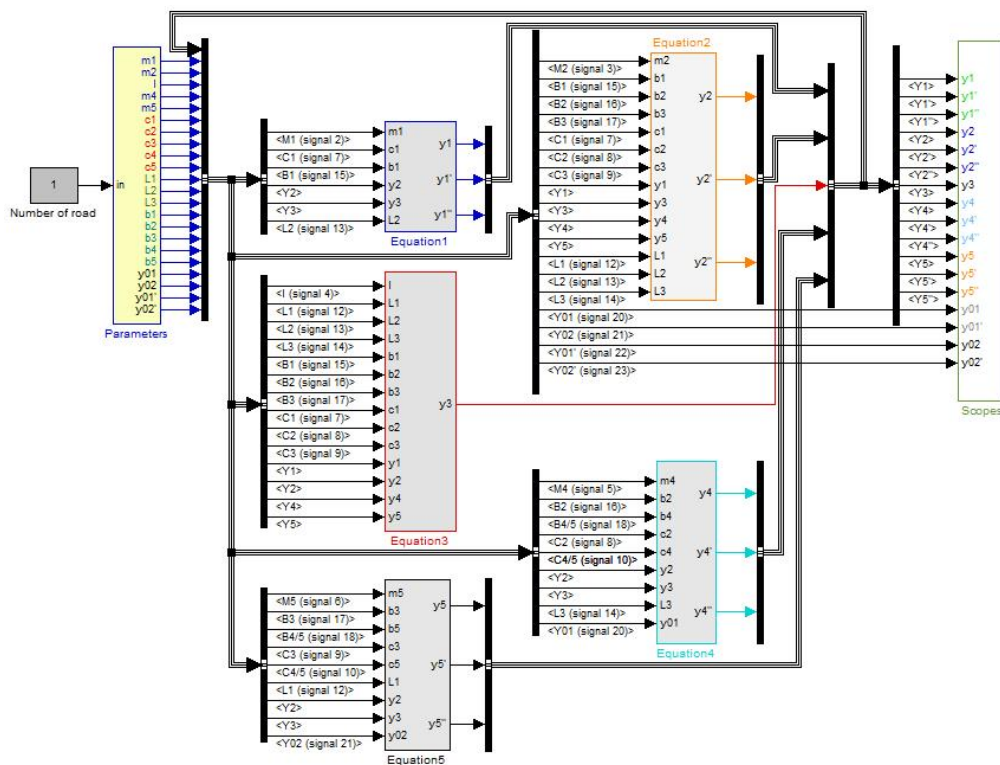


Рис. 3. Симуляційна модель в середовищі Simulink

Фрагмент однієї з п'яти підпрограм для інтегрування диференціальних рівнянь руху мас динамічної моделі (див. рис.1) наведено на рис. 4.

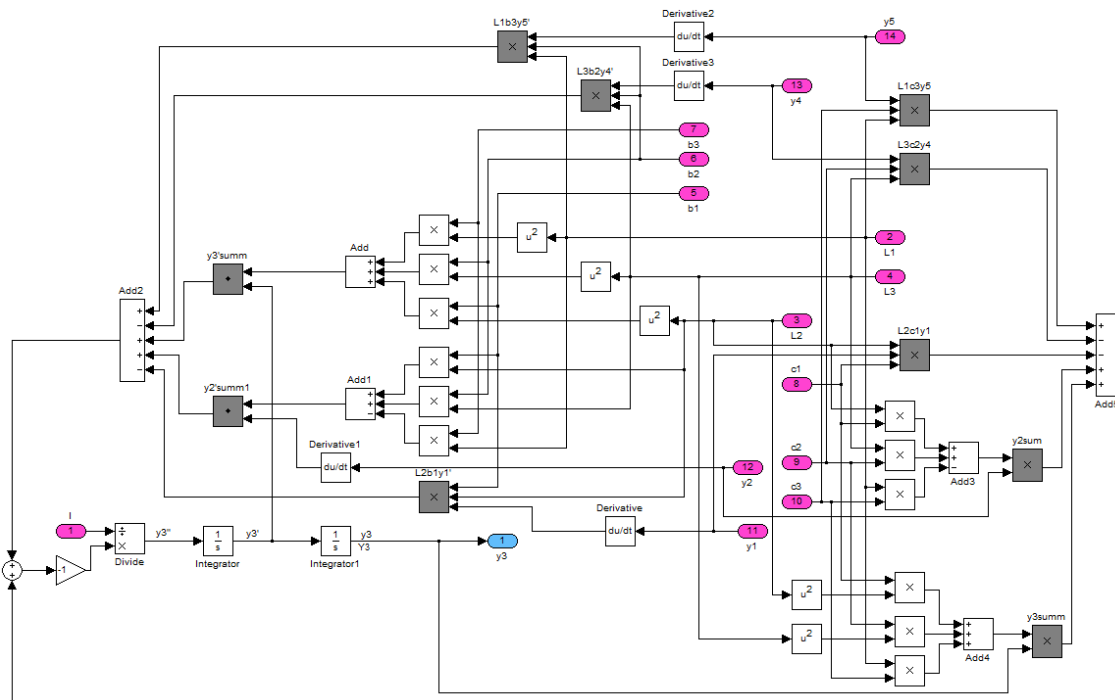


Рис. 4. Підсистема для інтегрування 3-го рівняння системи (1)

Числовий експеримент проведено для двох значень маси об'єкта транспортування: 75 кг (відповідає середньостатистичній масі людини) та 300 кг. На рис. 5 зображено коливання об'єкта транспортування за різних значень маси.

Аналізуючи графіки, бачимо, що під час руху автомобіля через одинарну прямокутну перешкоду амплітуда коливань для об'єкта транспортування масою 300 кг становить 5,5 мм, а для 75 кг – 3,9 мм. Щодо вертикальних прискорень (рис. 6), то аналогічно до амплітуди більших значень вони набувають за більшої маси об'єкта транспортування. У випадку наїзду на перешкоду (рис. 6, а) максимальне значення становить $1,2 \text{ м/с}^2$ при масі 300 кг і $0,4 \text{ м/с}^2$ – при 75 кг; у випадку руху по бруківці (рис. 6, б) – $3,4 \text{ м/с}^2$ при масі 300 кг та $1,4 \text{ м/с}^2$ – при 75 кг (у початковий момент часу).

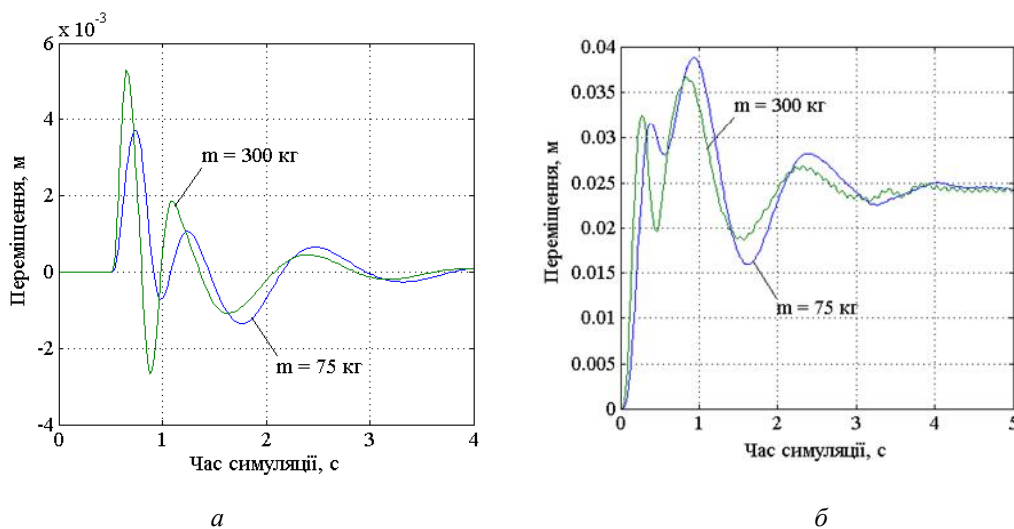
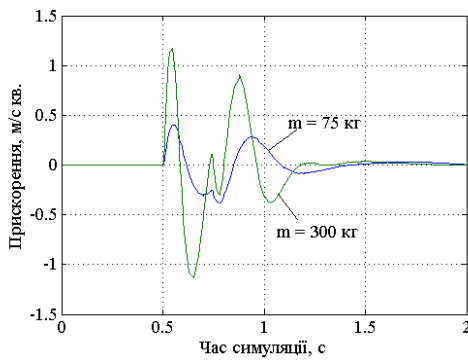
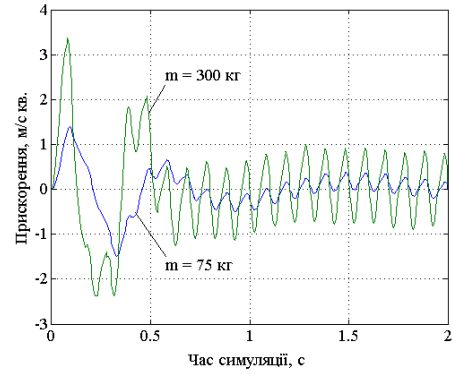


Рис. 5. Коливання об'єктів транспортування (масою 75 та 300 кг)

при наїзді на одинарну перешкоду заввишки 5 см та завдовжки 14 см (а) та під час руху зі швидкістю 50 км/год по бруківці – циклічних перешкодах заввишки 3 см та з частотою 10 Гц (а). Жорсткість вторинного підресорювання $c_1 = 25000 \text{ Н/м}$, коефіцієнт демпфування $\beta_1 = 1000 \text{ Н-с/м}$

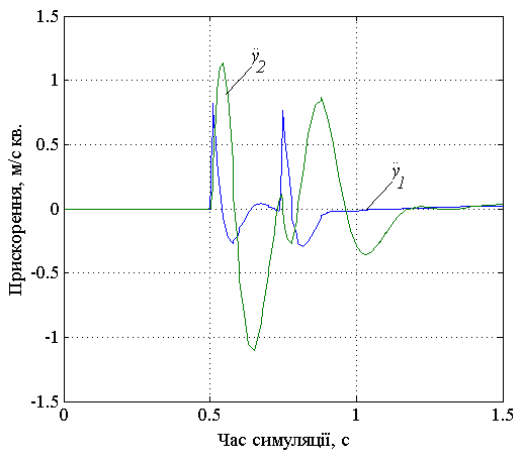


а

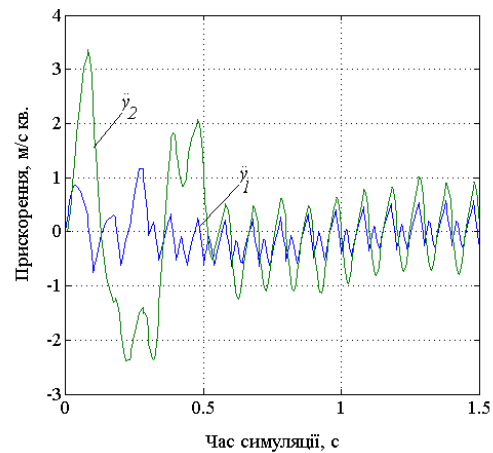


б

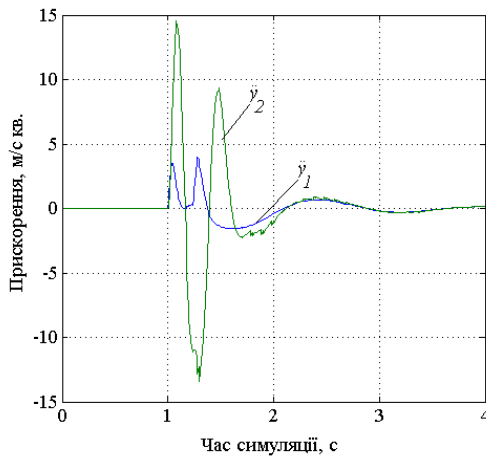
Рис. 6. Вертикальні прискорення об'єктів транспортування (масою 75 та 300 кг) при наїзді на одинарну перешкуду заввишки 5 см і завдовжки 14 см (а) та під час руху зі швидкістю 50 км/год по бруківці – циклічних перешкахдах заввишки 3 см та з частотою 10 Гц (б). Жорсткість вторинного підресорювання $c_1 = 25000$ Н/м, коефіцієнт демпфування $\beta_1 = 1000$ Н·с/м



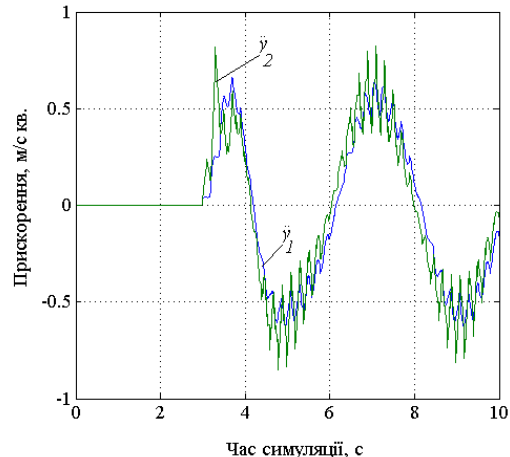
а



б



в



г

Рис. 7. Вертикальні прискорення об'єкта транспортування масою 75 кг, встановленого на підресорюванні, порівняно з кузовом транспортного засобу: а – рух через одинарну перешкуду заввишки 5 см, завдовжки 14 см, б – рух по бруківці (циклічні перешкиди заввишки 3 см та з частотою 10 Гц) в – наїзд на бордюр заввишки 15 см, г – рух по дорозі з синусоїдним профілем (амплітуда 40 см, частота 0,25 Гц). Жорсткість системи підресорювання 25000 Н/м, коефіцієнт демпфування 1000 Н·с/м

Очевидно, що наявність вторинного підресорювання значно впливає на зниження вертикальних прискорень об'єкта транспортування. На рис. 7 зображено вертикальні прискорення кузова транспортного засобу порівняно з прискореннями водія (об'єкта транспортування масою 75 кг), що знаходиться на сидінні з системою підресорювання. Відповідно до вимог, вертикальні

прискорення людини, що знаходиться на сидінні вантажного автомобіля, не повинні перевищувати $1 - 2,5 \text{ м/с}^2$.

Під час руху автомобіля через одинарну прямокутну перешкоду (рис. 7 а) максимальні вертикальні прискорення об'єкта транспортування сягають $0,9 \text{ м/с}^2$, кузова – $1,1 \text{ м/с}^2$. Обидва значення задовольняють вимоги щодо вертикальних прискорень на сидіннях вантажних автомобілів.

У початковий момент часу наїзд на дорогу з бруківкою (рис. 7, б) супроводжується зростанням вертикальних прискорень об'єкта транспортування до 3 м/с^2 (кузов) та 2 м/с^2 (об'єкт транспортування). За усталеного руху вони не перевищують 1 м/с^2 (кузов) та $0,6 \text{ м/с}^2$ (об'єкт транспортування), що відповідає вимогам.

Наїзд на підвищення 15 см (рис. 7, в) зумовлює виникнення вертикальних прискорень кузова 15 м/с^2 , об'єкта транспортування – 4 м/с^2 . Обидва значення не задовольняють умови (перевищують $2,5 \text{ м/с}^2$).

Під час руху по дорозі з синусоїдальним профілем (рис. 7, г) вертикальні прискорення кузова не перевищують $0,8 \text{ м/с}^2$, об'єкта транспортування – $0,6 \text{ м/с}^2$, що відповідає вимогам.

З наведеного вище випливає, що параметри вторинного підресорювання повинні змінюватись залежно від маси об'єкта транспортування та умов руху (у широких межах). Тобто для забезпечення потрібної плавності ходу (регламентованого вібронавантаження на об'єкт транспортування) доцільно застосовувати систему адаптивного підресорювання, жорсткість та коефіцієнт демпфування якого адаптивно змінюються залежно від маси об'єкта транспортування, профілю дороги і швидкості руху автомобіля.

Висновки. 1. На основі плоскої чотиримасової динамічної моделі автомобіля у середовищі Simulink створено симуляційну модель спеціалізованого автомобіля з системою вторинного підресорювання об'єкта транспортування.

2. У результаті моделювання отримано значення віброприскорень і амплітуд коливань об'єкта транспортування під час руху автомобіля по поверхнях різного профілю.

3. Встановлено, що за сталих параметрів штатної системи підресорювання спеціалізованого автомобіля забезпечити віброзахист об'єкта транспортування різної маси важко.

4. Застосування адаптивного підресорювання зі змінною жорсткістю та коефіцієнтом демпфування дає можливість забезпечити вимоги до плавності ходу у разі транспортуванні автомобілем НММWV M1026 об'єктів зі специфічними властивостями під час руху по поверхнях різного профілю, що економічно доцільніше, ніж застосування штатної адаптивної підвіски.

1. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с. 2. Плавность хода грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1969. – 219 с. 3. Tuan F. Generation of Random Road Profiles / F. Tuan, Y. Hong, S. Tu // Journal of Advanced Engineering, 2009. – Vol. 4. – No. 2. – P. 151–156. 4. Войтенко В. А. Математичне моделювання пружної підвіски автомобіля / В. А. Войтенко // Електротехнічні та комп'ютерні системи. Автоматизовані електромеханічні системи. – 2016. – № 10 (86) – С. 33–40. 5. Богомолов В. О. Моделювання дорожньої поверхні для розрахунку динаміки руху транспортних засобів / В. О. Богомолов, В. І. Клименко, А. І. Шилов, Р. В. Алексеев // Автомобильный транспорт. – 2011. – № 29 – С. 37–42. 6. Шпилька М. М. Дослідження динаміки вертикальних коливань автоевакуатора з урахуванням впливу додатково підпружиненого вантажу / М. М. Шпилька, О. В. Криворучко // Збірник наукових праць (галузево машинобудування, будівництво). – 2013. – № 4(39) – С. 263–275. 7. Артюшенко А. Д. Дослідження впливу характеристик підвіски автомобіля малого класу на плавність ходу та її модернізація / А. Д. Артюшенко, О. Г. Суярков // Вісник НТУ “ХП”. – 2013. – № 31(1004) – С. 21–27. 8. Ларін О. О. Експериментальні дорожні дослідження плавності ходу спеціалізованого транспортного засобу з нелінійним підресорюванням / О. О. Ларін, О. О. Водка, О. О. Назаров, С. А. Соколовський // Вісник НТУ “ХП”. – 2012. – № 55(961) – С. 91–99. 9. Кіндрацький Б., Осмак О. Вплив вторинного підресорювання на вібронавантаженість об'єкта транспортування спеціалізованим автомобілем / 5-та Міжнародна науково-технічна конференція “Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій”: Матер. конференції. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2016. – С. 93–95.