

ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ ПОПЕРЕЧНО-КУТОВИХ КОЛИВАНЬ НА ПОПЕРЕЧНУ СТІЙКІСТЬ СІДЛОВОГО АВТОПОЇЗДА

¹Вінницький національний технічний університет

Проведено оцінювання впливу поперечно-кутових коливань на поперечну стійкість сідлового автопоїзда за коефіцієнтом поперечної стійкості за удосконаленим методом та обґрунтовано доцільність застосування запропонованого автором методу оцінювання поперечної стійкості сідлового автопоїзда.

Ключові слова: стійкість, сідловий автопоїзд, поперечно-кутові коливання, центр мас.

Вступ

Важливою експлуатаційною властивістю автотранспортного засобу (АТЗ) є його стійкість руху, адже від її показників значно залежить безпека руху. Особливої актуальності забезпечення показників стійкості в межах вимог, передбачених державними стандартами, набуває у дослідженнях сідлових автопоїздів, оскільки їх габаритні розміри та вагові параметри ускладнюють рух на дорозі.

Постановка задачі дослідження

Під час руху сідлового автопоїзда по нерівностях дорожнього покриття та криволінійному русі (здійсненні маневрів «переставка», «поворот») виникають поперечно-кутові коливання. З досвіду експлуатації встановлено, що небезпека перекидання під дією поперечних коливань пов'язана з їх несподіваним виникненням за порівняно невеликих швидкостей руху. Достатньо декількох значних нерівностей і миттєво виникають резонансні явища, які можуть призвести до перекидання, що унеможливило б життя будь-яких заходів задля запобігання перекиданню [1]. Тому для багатовісних автомобілів, що мають низькі показники поперечної стійкості та перевозять великовагові вантажі, необхідним є оцінювання впливу поперечно-кутових коливань на поперечну стійкість для прогнозування небезпечних режимів руху, за яких можливим є перекидання.

На поперечну стійкість сідлового автопоїзда значно більший вплив мають різні конструктивні параметри та експлуатаційні фактори передусім напівпричепа, оскільки сідловий тягач має більші величини показників поперечної стійкості, порівняно з напівприцепом. Оскільки сідловим автопоїздам характерний відносно високий центр мас і вузька колія, вони можуть втратити поперечну стійкість навіть за помірних рівнів бокового прискорення [2].

Метою дослідження є проведення оцінювання впливу поперечно-кутових коливань на поперечну стійкість сідлового автопоїзда з урахуванням дії поперечно-кутових коливань.

Матеріали та результати дослідження

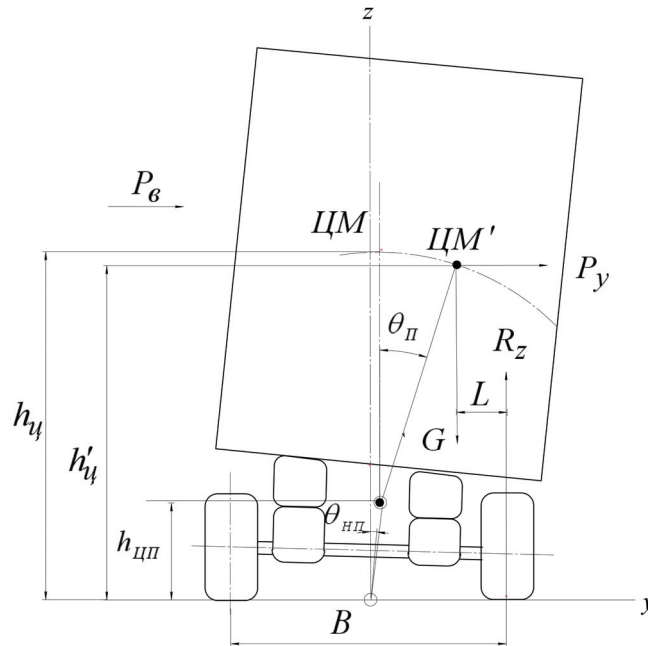
За критерій оцінювання впливу поперечно-кутових коливань на поперечну стійкість сідлового автопоїзда вибрано коефіцієнт поперечної стійкості, в розрахунку якого можна врахувати відносний зсув положення центра мас напівпричепа.

Коефіцієнт поперечної стійкості η визначається як відношення величини ширини колії коліс до подвоєної висоти центра мас [3, 4]:

$$\eta = B/2h_{\text{ц}}. \quad (1)$$

Запропоновано, на відміну від регламентованого розрахунку коефіцієнта поперечної стійкості за рівнянням (1), визначати його величину з урахуванням плеча відновлювального моменту та дійсної висоти центра мас (рис.) [5]:

$$\eta = L/h'_{\text{ц}}. \quad (2)$$



Розрахункова схема для визначення коефіцієнта поперечної стійкості:

ЦМ, ЦМ' — положення центра мас в стані рівноваги та відхилення, відповідно; B — ширина колії коліс; $h_{цп}$ — висота центра перекидання; $h_{ц}$, $h'_{ц}$ — висоти центра маси в положенні рівноваги та при нахилі платформи напівпричепа, відповідно; L — плече відновлювального моменту; $\theta_{цп}$, $\theta_{п}$ — кут крену не підресорених і підресорених мас, відповідно; G — повна маса сідлового автопоїзда; $P_{в}$ — бічна сила вітру; P_y — поперечна сила; R_z — нормальна реакція дороги на колеса

Одним із відомих методів аналітичного визначення положення точки центру мас напівпричепа сідлового автопоїзда є метод, за яким положення точки центру мас напівпричепа визначається за формулою [6]

$$h_{ц} = \frac{c_{ш}^B (B/2)^2}{F_O a_y} \theta_{цп}, \quad (3)$$

де a_y — допустиме бічне прискорення, частин g ; $c_{ш}^B$ — вертикальна жорсткість шини, кН/м; F_O — осьове навантаження, кН; $\theta_{цп}$ — кут крену не підресорених мас, рад.

Вертикальна жорсткість шини визначається за формулою [7]:

$$c_{ш}^B = k_B \frac{m_{доп} g}{D/2 - r_{ст}}, \quad (4)$$

де D — зовнішній діаметр шини, м; $r_{ст}$ — статичний радіус, м; $k_B = 0,9$ — поправковий коефіцієнт, який враховує конструкцію шини і рисунок протектора, а також навантаження на колесо; $m_{доп}$ — допустима маса, яка може припадати на шину за робочого тиску повітря в шинах $p = 8$ бар, кг.

Кути крену не підресорених та підресорених мас (при поперечних коливаннях це амплітуда коливань) визначаються за відповідними формулами [8]

$$\theta_{цп} = \frac{(m_n + m_{цп})g}{c_{ш}^B B}; \quad \theta_{п} = \frac{F_O B}{c_3^B}, \quad (5)$$

де c_3^B — зведена вертикальна жорсткість осі напівпричепа, кН/м; m_n , $m_{цп}$ — підресорена та не підресорена маси, відповідно.

У разі зміни кута крену платформи напівпричепа відбувається зміщення центра мас від положення рівноваги, яке залежить від умов руху сідлового автопоїзда: кута поперечного ухилу і профілю дорожнього покриття, завантаження напівпричепа, траєкторії та швидкості руху.

Дійсну висоту центра мас $h'_{ц}$ визначаємо за формулами [9]

$$h_{\text{ЦП}} = 0,636 \cos \theta_{\text{НП}}; h'_{\text{Ц}} = [(h_{\text{Ц}} - 0,636) \cos \theta_{\text{П}}] + h_{\text{ЦП}}. \quad (6)$$

Оцінювання впливу поперечно-кутових коливань на поперечну стійкість сідлового автопоїзда проведено для сідлового автопоїзда у складі сідлового тягача IVECO EuroStar Cursor 430 у зчепленні з тривісним напівпричепом Schmitz Cargobull S.CF FX з шинами 385/65 R22,5 160L Titan Matador, амортизаторами WABCO 4386010400 та пневматичними балонами GOODYEAR 1R11-710 в системі пневматичної підвіски (за таких умов: допустиме бокове прискорення $a_y = 5,05 \text{ м/с}^2$, радіус кривизни траєкторії руху $R = 35 \text{ м}$).

Враховуючи характеристики складових напівпричепа [10—15] та рівняння (3—6):

— ширина колії коліс $B = 2040 \text{ мм}$;

— вертикальна жорсткість шини $c_{\text{Ш}}^{\text{В}} = 870,7 \text{ кН/м}$;

— зведена вертикальна жорсткість осі напівпричепа $c_3^{\text{В}} = 228,6 \text{ кН/м}$;

— допустима маса $m_{\text{доп}} = 4047,5 \text{ кг}$.

На підставі розрахункової схеми (рис.) плече відновлювального моменту

$$L = B/2 - h_{\text{ЦП}} \cdot \text{tg} \theta_{\text{НП}} - h'_{\text{Ц}} \cdot \text{tg} \theta_{\text{П}}.$$

Отримані результати розрахунків зведено у таблицю. Значення коефіцієнта поперечної стійкості, за якого сідловий автопоїзд вважається стійким, складає 0,6...0,8 [16].

Значення коефіцієнта поперечної стійкості сідлового автопоїзда η за різних варіантів завантаження напівпричепа

Величина завантаження, кг	Кут крену, рад		Висота точки центра мас $h'_{\text{Ц}}$, м	Плеце відновлювального моменту L , м	Коефіцієнт поперечної стійкості η	
	$\theta_{\text{НП}}$	$\theta_{\text{П}}$			без урахування поперечно-кутових коливань	з урахуванням поперечно-кутових коливань
5000	0,0163	0,1379	1,09	0,886	0,98	0,86
10000	0,0224	0,1949	1,18	0,859	0,91	0,79
15000	0,0284	0,2507	1,24	0,845	0,84	0,72
20000	0,0345	0,3078	1,35	0,815	0,79	0,66
27000	0,0429	0,3878	1,40	0,793	0,72	0,59
32000	0,0490	0,4267	1,03	0,756	0,69	0,54

Розрахунок коефіцієнта поперечної стійкості η сідлового автопоїзда за рівнянням (2) показав, що поперечна стійкість оцінена за даним показником, в залежності від завантаженості, зменшується при поперечно-кутових коливаннях платформи напівпричепа на 13...27%. Під час перевезень вантажів від 10000 кг і вище в разі виникнення поперечно-кутових коливань сідловий автопоїзд може втратити поперечну стійкість.

Висновки

Визначено, що з виникненням поперечно-кутових коливань сідлового автопоїзда його поперечна стійкість погіршується пропорційно до збільшення величини завантаження платформи напівпричепа. Оцінювання поперечної стійкості сідлового автопоїзда за коефіцієнтом поперечної стійкості, визначеного за рівнянням (2) дозволяє підвищити точність оцінки. Так, за врахування впливу дії поперечно-кутових коливань на сідловий автопоїзд коефіцієнт поперечної стійкості зменшується на 13...27%, порівняно із розрахованим за державним стандартом (ДСТУ 3310-96).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Аксенов П. В. Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. — М.: Машиностроение, 1989. — 280 с. — ISBN 5-217-00471-1.
2. Bernd HeiBing. Chassis Handbook — Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives / Heir- ing Bernd, Ersoy Metin. — Berlin: MercedesDruck, 2011. — 611 p. — ISBN 978-3-8348-0994-0.
3. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля / В. П. Волков. — Харків: ХНАДУ, 2003. — 292 с. — ISBN 966-303-018-6.
4. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробовуваннями: ДСТУ 3310-96. — [Чинний від 1997 — 01 — 01]. — К.: Держстандарт України, 1996. — 10 с.

5. Поляков А. Критерії стійкості вантажних автомобілів з напівпричепами / Андрій Поляков, Микола Гречанюк // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. — 2010. — Вип. 7(149). — С. 24—28.
6. Leimbach Klaus-Dieter, Moeglingen. Patent No.: US 6,370,938 B1. Method and device for determining a quantity describing the height of the center of gravity of a vehicle / Klaus-Dieter Leimbach, Moeglingen; Wetzel Gabriel, Stuttgart, both of (DE); assignee Robert Bosch GmbH, Stuttgart (DE); appl. no.: 09/191,948; filed: nov. 13, 1998; date of patent: apr. 16, 2002.
7. Раймпель Й. Шасси автомобиля: амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель; пер. с нем. В. П. Агапова. — М.: Машиностроение, 1986. — 264 с.
8. ISO 11026:2010 Тяжелые грузовики и автобусы. Метод испытания на поперечную стабилизацию. Испытание по замкнутой кривой. Методы определения поперечной устойчивости. Требования: Международный стандарт. — ТС 22/SC 9. — 12 с.
9. Пат. 63957 Україна, МПК G01M 17/00. Спосіб визначення положення точки центру мас напівпричепа вантажного автомобіля / А. П. Поляков, М. С. Гречанюк; Заявник і патентовласник: Вінницький національний технічний університет, Київ; заявл. 29.03.2011; опубл. 25.10.2011; Бюл. № 20/2011. — 6 с.: іл.
10. Современные грузовые автотранспортные средства: справ. / [В. В. Пойченко и др.]. — М.: агентство «Доринформсервис», 2004. — 592 с. — ISBN 5-88283-085-0.
11. Shock absorbers for commercial vehicles / WABCO. — 2008. — 152 p.
12. Пневмобаллоны для транспортных средств / WABCO. — 2009. — 74 с.
13. Truck tyres 2010: каталог шин «Matador» / Matador. — 2010. — 18 с.
14. Технічні характеристики напівпричепа Schmitz Cargobull S.CF FX [Електронний ресурс]: «BC-КАРС» — Режим доступу до ресурсу: <http://vs-cars.ru/Polupritsepyi-Schmitz/S.CF/FX.html>.
15. Каталог продуктів WABCO [Електронний ресурс]: сайт компанії WABCO — Режим доступу: <http://www.wabco.info/intl/ru/index.html>.
16. Вахламов В. К. Автомобили: эксплуатационные свойства / Вахламов В. К. — М.: Издательский центр «Академия», 2006. — 240 с. — ISBN 5-7695-3371-4.

Рекомендована кафедрою комп'ютерного еколого-економічного моніторингу та інженерної графіки ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 27.05.2015

Гречанюк Микола Сергійович — канд. техн. наук, старший викладач кафедри комп'ютерного еколого-економічного моніторингу та інженерної графіки, e-mail: mgrechanyk@rambler.ru.

Вінницький національний технічний університет, Вінниця

M. S. Hrechaniuk¹

Estimation of influence of transversal-angular vibrations on transversal stability of articulated road-train

¹Vinnitsia National Technical University

There has been evaluated the Influence of transverse-angular oscillations on the articulated road-train according to the lateral-stability coefficient by means of the improved method and the applicability of the author's proposed method of evaluation of transversal stability of the articulated road-train has been substantiated in the paper.

Keywords: stability, articulated road-train, transverse angular oscillation, center of mass.

Hrechaniuk Mykola S. — Cand. Sc. (Eng.), Senior Lecturer of the Chair of Computer-Aided Ecological and Economic Monitoring and Engineering Graphics, e-mail: mgrechanyk@rambler.ru

Н. С. Гречанюк¹

Оценка влияния поперечно-угловых колебаний на поперечную устойчивость седельного автопоезда

¹Вінницький національний технічний університет

Произведена оценка влияния поперечно-угловых колебаний на поперечную устойчивость седельного автопоезда по коэффициенту поперечной устойчивости с помощью усовершенствованного метода и обоснована целесообразность применения предложенного автором метода оценивания поперечной устойчивости седельного автопоезда.

Ключевые слова: устойчивость, седельный автопоезд, поперечно-угловые колебания, центр масс.

Гречанюк Николай Сергеевич — канд. техн. наук, старший преподаватель кафедры компьютерного эколого-экономического мониторинга и инженерной графики, e-mail: mgrechanyk@rambler.ru