

Кузнецов Р.М., Стельмашук В.В., Козачук Л.С.
Луцький національний технічний університет

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1

В статті наведено результати експериментальних досліджень показників стійкості автопоїзда категорії М1. За мету експериментальних досліджень було поставлено перевірити адекватність розроблених математичних моделей, що покладених в основу розрахунку показників маневреності і стійкості автопоїздів категорії М1. Для досягнення поставленої мети в програму експериментальних досліджень були включені такі випробування: «поворот», «рух по колу різних радіусів», «переставка», «рух по прямій». Експериментальні дослідження проводились для повної маси автопоїзда та різного навантаження на тягово-зчіпний пристрій.

Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розроблених математичних моделей для визначення показників стійкості руху автопоїзда категорії М1. Максимальна розбіжність при визначенні бічних сил на осях автопоїзда не перевищила 10,5%, критичної швидкості руху - 13%.

Ключові слова: автопоїзд категорії М1, експериментальні випробування, бічні сили, коефіцієнти опору відведення осей, критична швидкість руху.

Постановка проблеми. Практика експлуатації автотранспортних засобів (АТЗ) показує, що причіпні ланки автопоїздів погіршують характеристики стійкості тягового автомобіля порівняно з аналогічними характеристиками одиночного автомобіля.

У ряді експлуатаційних властивостей АТЗ при тенденції збільшення швидкостей руху найважливішими показниками якості, що зберігаються, на будь-яких режимах, є стійкість і керованість. Вибір конструктивних параметрів АТЗ, що забезпечують саме ці властивості, підвищує активну безпеку експлуатації і знижує вірогідність дорожньо-транспортних пригод на транспортних операціях. Стійкість і керованість АТЗ в сукупності повинні забезпечити упевненість водія в реалізації режиму руху, що задається, виключити мимовільне виникнення небезпечного відхилення від нього і зберегти можливість швидкого коректування з подальшою стабілізацією того ж режиму. Управління АТЗ з недостатньою стійкістю ускладнюється, оскільки автопоїзд "рискає" або ухиляється вбік. Для підтримки необхідного напрямку руху необхідне постійне коректування напрямку руху.

Шкідлива і надмірна стійкість, оскільки обмежуються маневрені можливості АТЗ, зменшується чутливість рульового управління, а також притупляється так зване "відчуття дороги", що також приводить до підвищеної напруженості уваги водія.

З погляду практичних цілей при розробці нових АТЗ, а також модернізації існуючих важливим стає не тільки причина порушення стійкості, а реакція АТЗ на неї і управляючі дії водія, що є неоднозначними і нестабільними. Тому передбачається, що стійкість і керованість руху АТЗ повинні забезпечуватися конструктивними параметрами самої машини.

Із усіх можливих режимів руху криволінійний або близький до нього є основними в роботі автопоїздів категорії М1. Навіть інтуїтивно, можна передбачити, що рух по прямій повинен супроводжуватися постійним коректуванням кермом для відновлення заданого курсу, відхилення від якого може викликати маса причин. Якщо розглядати сучасні інтенсивні потоки руху АТЗ по дорогам загального користування з їх постійними вимушеними «переставками», то питання про можливість швидкого коректування прямолінійного курсу після переїзду на сусідню смугу руху і забезпечення курсової стійкості при цьому стає особливо актуальним.

Підсумком аналізу курсової стійкості і вписуваності для найбільш загальної лінійної моделі автопоїзда з'явилися вираз критичної швидкості прямолінійного руху і значення рівноважних фазових змінних, що відповідають круговому руху по колу достатньо великого радіусу. Подальшим розвитком в області досліджень керованості та стійкості руху було застосування нелінійних моделей взаємодії колеса з опорною поверхнею у бічному напрямку [1-5]. При цьому показники маневреності і стійкості руху автопоїзда визначалися за допомогою математичних моделей як плоскопаралельного, так і просторового руху автопоїзда на еластичних у бічному напрямку колесах, опір відведенню яких визначався за гіпотезою І. Рокара. Тому дуже важливим є перевірка отриманих показників стійкості руху за різними моделями та межі застосування кожної з них. Виходячи з цього, метою експериментальних досліджень явилася перевірка адекватності розроблених математичних моделей і

вихідних положень, покладених в основу розрахунку показників маневреності і стійкості автопоїздів категорії М1.

Для досягнення поставленої мети в програму експериментальних досліджень були включені такі випробування:

- «поворот»;
- «рух по колу різних радіусів»;
- «переставка»;
- «пряма».

Експериментальні дослідження проведені для повної маси автопоїзда та різного навантаження на тягово-зчпний пристрій.

Результати дослідження. У якості об'єкту експериментальних досліджень обрано автопоїзд (АП) у складі легкового автомобіля ВАЗ 2107 (далі - тягач) та причепа ГКБ 8160, рис.1.

На тягачі було встановлено зчпний пристрій кулькового типу.

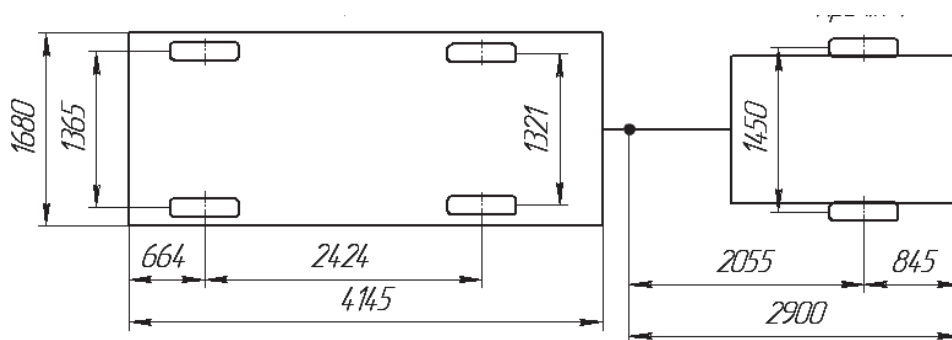


Рисунок 1 – Компонувальна схема експериментального автопоїзда

Автопоїзд було обладнано необхідною контрольно-вимірювальною апаратурою [6-7]

Галузеві стандарти [8,9] встановлюють значення вимірників стійкості, а також відповідні методи випробувань автотранспортних засобів (АТЗ), зокрема при виконанні таких маневрів як «рух по колу», «поворот», «переставка», «пряма».

Експериментальні дослідження проведені на полігоні Луцького національного технічного університету. Розміри майданчика, дозволили виконати необхідну розмітку для «руху по колу», «повороту» і «переставки».

Під час проведення експерименту для підтвердження адекватності розробленої математичної моделі руху автопоїзда необхідно було отримати такі параметри:

1. θ - кут повороту керованих коліс тягача, рад;
2. V - лінійна швидкість руху АП, м/с;
3. R_i - радіуси та траєкторії руху характерних точок АП, м;
4. φ_i - кут складання ланок АП, рад;
5. γ_i - кут крену ланок автопоїзда;
6. \dot{u}_i - бічне прискорення центрів мас ланок автопоїзда.

Кут повороту керованих коліс тягача θ вимірювався за допомогою потенціометричного датчика, встановленого на сошку рульового механізму.

Лінійна швидкість руху АП вимірювалась за допомогою «п'ятого колеса» Отримані значення V перевірялись розрахунками лінійної швидкості V_p на траєкторіях, якими рухався АП, та часу, який вимірювався двома секундомірами.

Траєкторії руху характерних точок ланок АП (R_1 - середини передньої балки автомобіля-тягача; R_2 - середини заднього моста тягача; R_3 - середини осі причепа) визначались за допомогою гідровідмітчиків, а їх радіуси вимірювались рулеткою.

У першу чергу, були здійснені випробування АП під час сталого руху по колам, радіус яких змінювався за рахунок зміни кута повороту рульового колеса α через 180° . Результати вимірювань наведені у табл. 1.

Таблиця 1 - Результати вимірювань на полігоні під час експерименту «рух по колу»

№ експ.	$\alpha, ^\circ$	$\theta, ^\circ$	$V, \text{км/год}$	$R_1, \text{м}$	$R_2, \text{м}$	$R_3, \text{м}$	$\varphi_1, ^\circ$
1	*	6° 32'	33,6	23,59	23,71	23,58	-7° 25'
2	180	9° 43'	25,2	15,29	15,26	15,19	-11° 18'
3	360	18° 21'	23,4	7,76	7,61	7,43	-22° 44'
4	540	28° 05'	20,5	5,41	4,87	4,78	-35° 13'

На підставі геометричних параметрів АП (рис. 2) і отриманих радіусів R_i за допомогою персонального комп'ютера та програмного забезпечення «Компас-3D» було виконане графічне відтворення схеми руху АП по колу [10]:

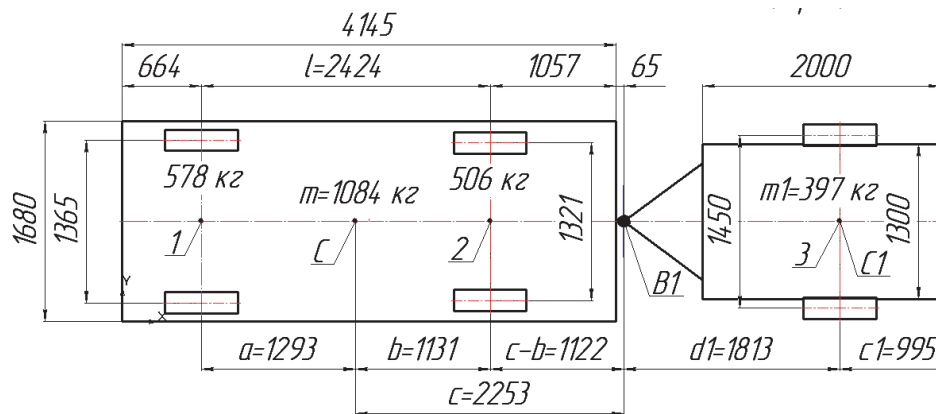


Рисунок 2 – Геометричні та масові параметри експериментального АП

У якості прикладу наведено графічну побудову схеми руху АП по колу за кута повороту керованих коліс автомобіля 18° і навантаження на тягово-зчіпний пристрій 500 Н, за якої визначені кути відведення δ_i і складання ланок АП φ_i , рис. 3. Результати вимірювань наведені у табл. 1.

Поперечна складова лінійної швидкості центра мас тягача [10]:

$$u = \frac{-V(a \cdot \operatorname{tg}(\delta_2) + b \cdot \operatorname{tg}(\delta_1 - \theta))}{l} \quad (1)$$

Кутова швидкість тягача

$$\omega = \frac{V(\operatorname{tg}(\delta_2) - \operatorname{tg}(\delta_1 - \theta))}{l}, \quad (2)$$

при цьому вважаємо, що кутова швидкість тягача і причепа однакова, тобто $\omega = \omega_2$.

Для причепа поперечна складова лінійної швидкості центра мас:

$$u_2 = -V \sin(\varphi_1) + (u - c \cdot \omega) \cos(\varphi_1) - d_1 \omega_2; \quad (3)$$

поздовжня складова:

$$v_2 = V \cos(\varphi_1) + (u - c \cdot \omega) \sin(\varphi_1). \quad (4)$$

На підставі геометричних та кінематичних співвідношень та визначених вище значень кутів відведення, були обчислені параметри стаціонарного режиму u і ω та наведені в табл. 2.

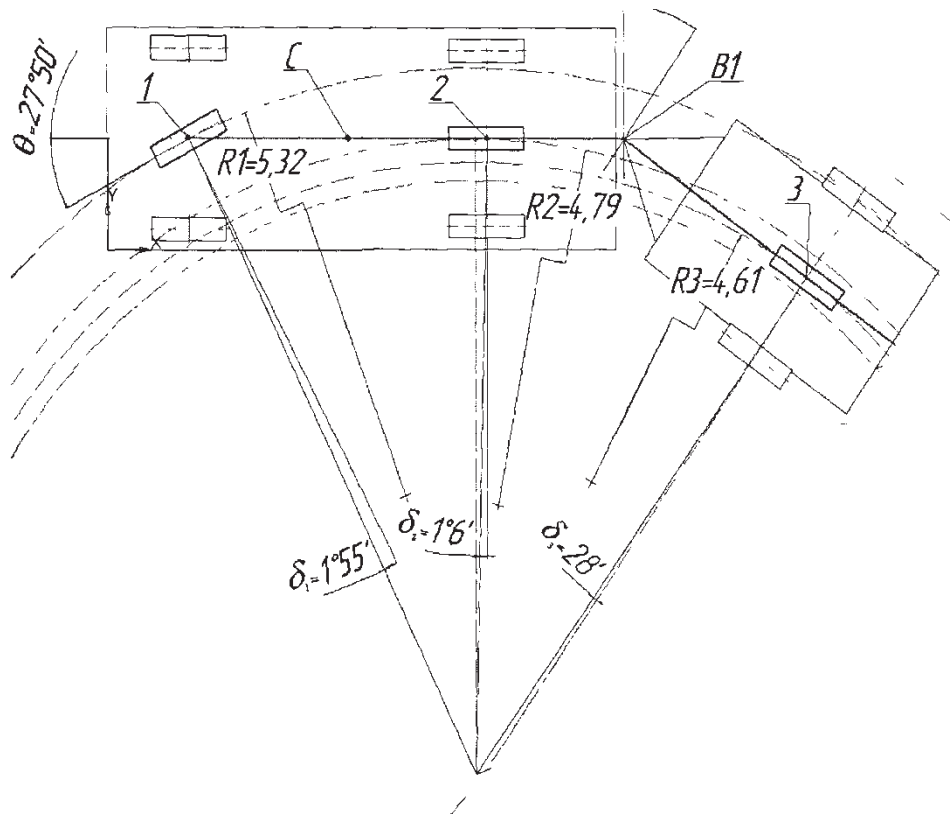


Рисунок 3 – До визначення параметрів руху АП в експерименті «рух по колу»

Таблиця 2 - Результати визначення кінематичних параметрів руху АП в експерименті «рух по колу»

№ п/п	$\delta_1, ^\circ$	$\delta_2, ^\circ$	$\delta_3, ^\circ$	$u, \text{ м/с}$	$\omega, \text{ с}^{-1}$	$u_2, \text{ м/с}$	$v_2, \text{ м/с}$	$u_3, \text{ м/с}$	$v_3, \text{ м/с}$
1	0° 57'	0° 37'	0° 16'	0,350	0,399	-0,045	9,436	-0,069	9,429
2	0° 48'	0° 31'	0° 13'	0,454	0,457	-0,028	6,922	-0,044	6,905
3	1° 55'	1° 46'	0° 48'	1,237	1,190	-0,046	5,482	-0,066	6,309
4	2° 15'	2° 25'	1° 02'	1,432	1,231	-0,053	5,113	-0,053	6,112

З системи рівнянь (5), визначаючи рівноважне положення АП у просторовому русі, обчислюємо сили відведення кожної осі Y_i :

$$\begin{aligned}
 m(\dot{u} + \omega v) &= Y_1 \cos \theta - X_1 \sin \theta + Y_{11} - Y \cos \varphi - X \sin \varphi + P_\gamma; \\
 I \dot{\omega} &= a(Y_1 \cos \theta - X_1 \sin \theta) - b Y_{11} - b_b Y_2 + c(Y \cos \varphi - X \sin \varphi); \\
 I_2 \dot{\omega}_2 &= d_1 Y - b_1 Y_2 + M_{cT2};
 \end{aligned} \tag{5}$$

Коефіцієнти опору відведення

$$K_i = Y_i / \delta_i. \quad (6)$$

Результати обчислень сил відведення Y_i на осях АП наведені у табл. 3.Таблиця 3 – Результати експерименту та обчислень сил відведення Y_i на осях АП в експерименті «рух по колу» за різного навантаження на тягово-зчпний пристрій

№ п/п	$P_{зч}, H$	$j_1, м/с^2$	Y_1, H	$\Delta Y_1, \%$	$j_2, м/с^2$	Y_2, H	$\Delta Y_2, \%$	$j_3, м/с^2$	Y_3, H	$\Delta Y_3, \%$
1	500	3,4	1918,6/ 2115,5	9,3	3,3	1795,2/ 1905,8	5,8	2,9	1015,0/ 1102,3	7,9
2	1000	3,3	1828,2/ 2043,2	10,5	3,5	2037,0/ 2198,4	7,3	2,5	750,0/ 793,2	5,4
3	1500	3,2	1734,4/ 1954,1	10,2	3,8	2356,0/ 2487,9	5,3	1,8	450,0/ 491,1	8,4
4	2000	3,1	1643,0/ 1792,5	8,3	4,0	2632,0/ 2798,7	5,9	1,5	300,0/ 326,1	8,7

Примітка: у чисельнику результати експерименту, у знаменнику – результати розрахунку

Як слідує з даних таблиці 3, максимальна розбіжність при визначенні бічних сил на керованій осі автомобіля не перевищила 10,5%, на його задній осі – 7,3% і на осі причепа – 8,7%.

За визначеними бічними силами на осях автопоїзда і їх кутами відведення визначені коефіцієнти опору відведення, табл. 4.

Таблиця 4 – До визначення коефіцієнтів опору відведення коліс осей автопоїзда

№ п/п	$P_{зч}, H$	Y_1, H	δ_1°	$K_{\delta 1}, Н/град$	Y_2, H	δ_2°	$K_{\delta 2}, Н/град$	Y_3, H	δ_3°	$K_{\delta 3}, Н/град$
1	500	1918,6	1° 55'	1001	1795,2	1° 46'	1020	1015	0° 48'	1269
2	1000	1828,2	1° 48'	1015	2037,0	1° 52'	1089	750	0° 43'	1388
3	1500	1734,4	1° 40'	1032	2356,0	1° 58'	1196	450	0° 19'	1406
4	2000	1643,0	1° 32'	1074	2632,0	2° 11'	1207	300	0° 12'	1500

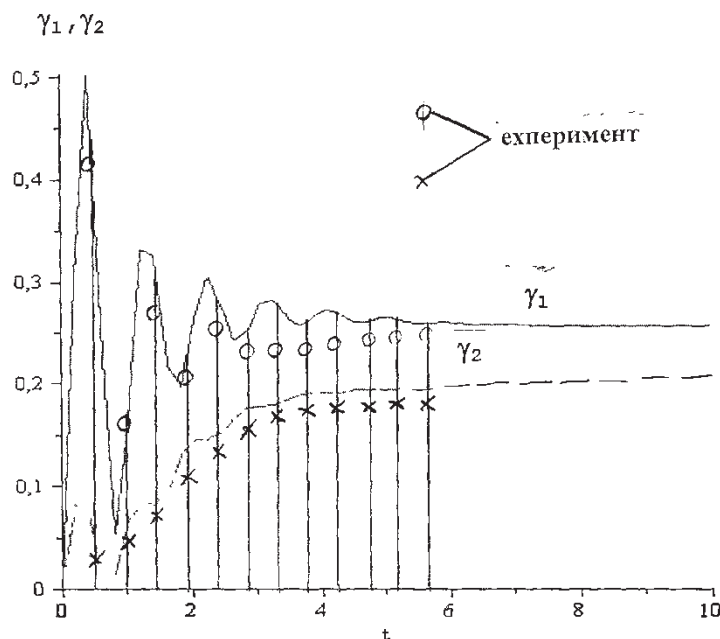
За результатами інтегрування рівнянь руху автопоїзда (5) були отримані значення кута складання φ за кута повороту керованих коліс тягача $\theta=28^\circ$, навантаження на тягово-зчпний пристрій в межах 500...2500 Н і швидкості руху автопоїзда $v=10$ м/с, табл. 5. У цій же таблиці наведені значення кута складання, що визначені експериментально.

Таблиця 5 – Результати визначення кута складання АП за математичною моделлю φ та експериментом φ_0 при вході автопоїзда в поворот

№ п/п	$R_{зч}, H$	$\varphi_0,$ рад	$\varphi,$ рад		$\Delta\varphi,$ рад		$\Delta\varphi,$ %	
			Прост. модель	Плоска модель	Прост. модель	Плоска модель	Прост. модель	Плоска модель
1	500	1,318	1,213	1,198	0,105	0,120	7,78	9,10
2	1000	1,259	1,197	1,176	0,098	0,083	7,81	6,61
3	1500	1,250	1,178	1,154	0,072	0,096	5,76	7,72
4	2000	1,260	1,156	1,143	0,104	0,117	8,25	9,28

Як слідує з табл. 5, визначення кута складання автопоїзда можна проводити за більш простою математичною моделлю плоскопаралельного руху, так як похибка при цьому у порівнянні з моделлю просторового руху не перевищує 8,2%.

Поряд з кутом складання ланок автопоїзда визначалися і їх кути крену за умов, що використовувалися при розрахунках за математичною моделлю (розділ 3), - вхід у коло і рух по колу за $\theta=0.45$ рад і $v=10$ м/с, рис. 4.13.

Рисунок 4 – Зміна кутів крену кузова автомобіля γ_1 та причепа γ_2 у часі переходного процесу

Як слідує з рис. 4, результати розрахунку крену кузова автомобіля і причепа дещо більші у порівнянні з результатами експерименту, проте максимальна розбіжність результатів не перевищує 11,65%, що свідчить про адекватність розробленої математичної моделі просторового руху автопоїзда.

З визначеними чисельним інтегруванням залежностями фазових змінних як функцій часу кута складання $\varphi = \varphi(t)$, поперечної складової швидкості центра мас тягача $u = u(t)$ та кутової швидкості тягача $\omega = \omega(t)$ пов'язані похідні поперечні u_i та поздовжні v_i складові лінійної швидкості центру мас причепа:

$$u_2 = -v \sin(\varphi_1) + (u - c \cdot \omega) \cos(\varphi_1) - d_1 \omega_2; \quad (7)$$

$$v_2 = v \cos(\varphi_1) + (u - c \cdot \omega) \sin(\varphi_1). \quad (8)$$

У табл. 6 наведені результати визначення параметрів руху АП в експерименті «рух по колу» та за математичною моделлю просторового руху за швидкості 10 м/с

Таблиця 6 - Результати визначення параметрів руху АП в експерименті «рух по колу» та за математичною моделлю просторового руху за швидкості 10 м/с

№ п/п	$P_{зч}, Н$	$\omega, \text{рад/с}$	$u, \text{м/с}$	$\Delta u, \%$	$u_2, \text{м/с}$	$\Delta u_2, \%$	$v_2, \text{м/с}$	$\Delta v_2, \%$
1	500	0,405	0,345/ 0,364	5,2	0,039/ 0,045	7,1	9,83/ 10,0	1,7
2	1000	0,421	0,352/ 0,369	4,6	0,043/ 0,053	8,5	9,91/ 10,0	0,9
3	1500	0,459	0,373/ 0,391	4,6	0,056/ 0,076	8,2	9,85/ 10,0	1,5
4	2000	0,698	0,434/ 0,465	6,7	0,082/ 0,094	9,9	9,88/ 10,0	1,2

Примітка: чисельник – експеримент, знаменник - розрахунок

При цьому усталені значення кутових швидкостей (відповідають стаціонарному руху по колу) усіх ланок АП: $\omega = \omega_2$.

Як слідує з наведених даних, розроблена математична модель просторового руху автопоїзда [1] адекватно відображає експеримент «рух по колу».

При визначенні показників стійкості за колового руху автопоїзда у результаті розрахунків за математичною моделлю [1] за навантаження на тягово-зчіпний пристрій 500 Н були отримані корені характеристичних рівнянь:

- Для $v = 35$ км/год та $\theta = 6^\circ$:
 $-5.216511519 + 8.339404604 * I, -33.34348565 + .9933651077 * I, -4.667423627,$
 $-100.5897583, -33.34348565 - .9933651077 * I, -5.216511519 - 8.339404604 * I;$
- Для $v = 30$ км/год та $\theta = 9^\circ$:
 $-7.950619821 + 5.381030385 * I, -3.413422176, -42.40547884,$
 $-48.64727232, -133.2594572, -7.950619821 - 5.381030385 * I;$
- Для $v = 25$ км/год та $\theta = 13^\circ$:
 $-8.513980338 + 3.679160631 * I, -3.099014468, -41.75749732,$
 $-55.89800775, -127.2694783, -8.513980338 - 3.679160631 * I;$
- Для $v = 20$ км/год та $\theta = 17^\circ$:
 $-2.673348295, -6.426380612, -11.80280094,$
 $-39.77858344, -68.32264088, -124.5860330.$

Усі отримані власні значення характеристичних рівнянь знаходяться в лівій комплексній півплощині, що підтверджує стійкість цих режимів руху.

При реалізації цих режимів в процесі експерименту спостерігався стійкий рух автопоїзда для обраного навантаження на тягово-зчіпний пристрій.

Визначення граничних керованих параметрів руху АП по колу з радіусом 25 м здійснювалося методом поступового збільшення повздовжньої швидкості центра мас тягача v за навантаження на тягово-зчіпний пристрій в межах 500 Н. Дослідження були припинені після досягнення швидкості біля 12 м/с (43,2 км/год) (за результатами розрахунків критична швидкість за кута повороту керованих коліс $7^\circ - 47,9$ км/год), коли стали спостерігатися достатньо небезпечні горизонтальні та вертикальні коливання причепа, крен кузова тягача і причепа та поява зсуву коліс автомобіля у зовнішній бік. За інших навантажень на тягово-зчіпний пристрій експерименти не проводилися.

Окрім критичної швидкості за колового руху автопоїзда визначалися і бічні прискорення, що діють у центрі мас ланок автопоїзда. Так, уже за швидкості 10,5 м/с (37,8 км/год) бічні прискорення

у центрі мас причепа склали $4,3 \text{ м/с}^2$ ($0,44 \text{ g}$), що свідчить про те, що автопоїзд знаходиться на межі втрати стійкості руху (бічне прискорення не повинно перевищувати $0,45 \text{ g}$).

Окрім колового руху автопоїзда розглядалися також такі режими як «поворот», «переставка» і «пряма».

При виконанні маневрів «поворот» і «переставка» проведення експериментів здійснювалось у декілька заїздів з метою адаптації водія до заданих умов руху - підтримки постійної швидкості руху, зміни кута повороту рульового колеса для руху по заданій траєкторії. Після адаптації, швидкість поступово збільшувалась до появи зсуву коліс у зовнішній бік. Крім того, максимальна швидкість обмежувалась водієм за його відчуттям небезпечності маневрів, які супроводжувались коливанням та креном ланок АП. Під час виконання цих маневрів фіксувались поздовжні швидкості, траєкторії руху центрів осей ланок та значення бічного прискорення у центрах мас ланок.

У якості прикладу на рис. 5 наведені результати експерименту і розрахунку бічного прискорення у центрі мас причепа та автомобіля за навантаження на тягово-зчпний пристрій в межах 500 Н при виконання маневру «переставка».

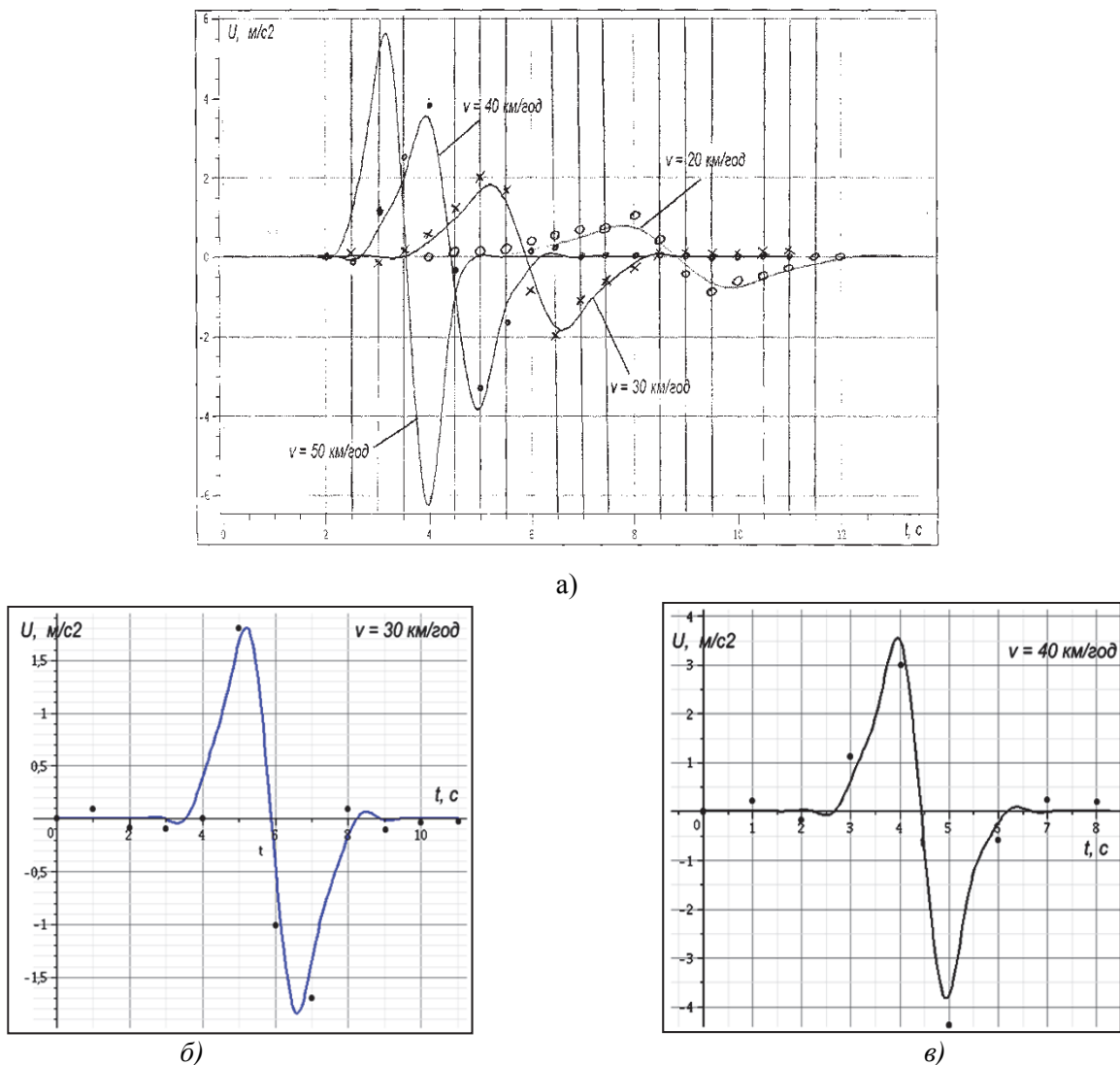


Рисунок 5 – Зміна бічних прискорень $U = U(t)$ у центрі мас причепа (а) і тягача (б, в) при виконанні маневру «переставка»:

(● ● x) - експериментальні, (—) – розрахункові

Як слідує з наведених графіків, при виконанні маневрів «поворот» і «переставка» прискорення, що діють у центрі мас автомобіля і причепа, майже однакові. Максимальна розбіжність не перевищує $10,5 \%$ за швидкості 30 км/год . При цьому розходження в результатах розрахунку за математичною моделлю просторового руху і експерименту не перевищує $8,9\%$ за швидкості 40 км/год .

Під час експерименту «рух АП по прямій» проводилось декілька заїздів з поступовим збільшенням швидкості. Дослідження були припинені після досягнення швидкості біля 110 км/год, коли стали спостерігатися достатньо небезпечні горизонтальні та вертикальні коливання причепа (критична швидкість прямолінійного руху за розрахунками на математичній моделі 35,1 м/с (126,36 км/год)). Інтенсивні коливання у вертикальній площині потенційно могли привести до втрати стійкості руху автопоїзда і його перекидання.

Розбіжність при цьому у визначенні критичної швидкості за математичною моделлю і результатами експерименту не перевищує 13%.

Висновки. Проведеними експериментальними дослідженнями підтверджена адекватність розроблених математичних моделей для визначення показників стійкості руху автопоїзда категорії М1. Максимальна розбіжність при визначенні бічних сил на керованій осі автомобіля не перевищила 10,5%, на його задній осі – 7,3% і на осі причепа – 8,7% за навантаження на тягово-зчіпний пристрій в межах 500...2000 Н. Максимальна швидкість автопоїзда за навантаження на тягово-зчіпний пристрій в межах 500 Н склала 110 км/год (при цьому спостерігатися достатньо небезпечні горизонтальні та вертикальні коливання причепа). Критична швидкість прямолінійного руху за розрахунками на математичній моделі склала 35,1 м/с (126,36 км/год). Розбіжність при цьому у визначенні критичної швидкості за математичною моделлю і результатами експерименту не перевищує 13%.

1. Сахно В.П. До визначення показників маневреності і стійкості автопоїзда категорії М1 / В.П. Сахно, Р.М. Кузнецов, В.В. Стельмашук, Л.С. Козачук // Вісник СевНТУ. Збірник наукових праць. Серія Машиноприладобудування та транспорт. – Випуск 152/2014. – С. 48-51.

2. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда категорії М1 у перехідних режимах руху / В.П.Сахно, Р.М.Кузнецов, В.В.Стельмашук, Л.С.Козачук // Сучасні технології в машинобудуванні і транспорті. – Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2014. – №2. – С.123-128.

3. Марчук Р.М. Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на устойчивость движения автопоездов категории М1 / Р.М. Марчук, В.В. Стельмашук, Л.С. Козачук // НАУКА И СОВРЕМЕННОСТЬ: сборник статей Международной научно-практической конференции (8 декабря 2014 г., г. Уфа) – Уфа: РИО МЦИИ ОМЕГА, САЙНС, 2014. – С.34-37.

4. Козачук Л.С. До визначення стійкості руху автопоїзда категорії М1 / Л.С.Козачук // Вісник Житомирського державного технологічного університету. –№2(53) – 2014. – С.121-128.

5. Сахно В.П. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху автопоїздів категорії М1 / В.П.Сахно, В.В.Стельмашук, Л.С.Козачук // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – №2-3. – 2014. – С.83-92.

6. Придюк В.М. Експериментальна установка автопоїзда-контейнеровоза для дослідження його маневреності / В.М. Придюк // Наукові нотатки.. – Вип. 31. – Луцьк. – 2011. С. 277-281.

7. Онищук В.П. Автоматизований комплекс для дослідження показників руху експериментального автопоїзда-контейнеровоза / В.П.Онищук // Луцький національний технічний університет: Наукові нотатки. – Луцьк. – 2011. – С. 478-484.

8. ДСТУ 3310-96. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуваннями. – Введено вперше. 01.01.1997. – К.: Держстандарт України, 1996. – 10 с.

9. ГОСТ Р 52302–2004. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. – Введено 01.01.2006. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2005. – 28 с.

10. Бондаренко А.Є. Аналіз результатів дослідження курсової стійкості руху експериментального автопоїзда в сталому русі / А.Є. Бондаренко, А.В. Куплінов, Д.Л. Мойся, М.М. Макійов, В.В. Кондратьєв. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2010.- Вип. 2. – С. 15-23.

REFERENCES

1. Sakhno, V., Kuznietsov, R., Stelmashchuk, V. & Kozachuk, L. (2014). Definition of maneuverability and stability of vehicle-trailer combination of M1 category. [Do vyznachennia pokaznykiv manevrenosti i stiiikosti avtopoizda katehorii M1]. *Bulletin of Sevastopol national technical university. [Visnyk SevNTU]*. Vol. 152. SevNTU Publ. Sevastopol, pp. 48-51.

2. Sakhno, V., Kuznietsov, R., Stelmashchuk, V. & Kozachuk, L. (2014). To defining stability indicators for lorry convoy of M1 category in transient modes of its motion. *Advances in mechanical engineering and transport*. Vol. 2. Lutsk NTU Publ. Lutsk, pp. 123-128.

3. Marchuk, R., Stelmashchuk, V. & Kozachuk L. (2014). Influence of design and operational factors on the motion stability of vehicle-trailer combination of M1 category. [Vliyanie konstruktivnykh i ekspluatatsionnykh faktorov na ustojchivost' dvizheniya avtopoezdov kategorii M1]. *Science and Modernity: collection of articles of the international scientific and practical conference. [NAUKA I SOVREMENNOST': sbornik statej mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii]*. Omega Science Publ. Ufa, pp. 34-37.

4. Kozachuk, L. (2014). Model of definition of motion stability of vehicle-trailer combination of M1 category. [Do vyznachennia stiiikosti rukhu avtopoizda katehorii M1]. *Bulletin of Zhytomyr State Technological University*. №2(53), Zhytomyr, pp. 121-128.

5. Sakhno, V., Stelmashchuk, V. & Kozachuk, L. (2014). Effect of design and operating factors on the stability of combination vehicles of category M1. [Vplyv konstruktyvnykh i ekspluatatsiynykh faktoriv na stiikist rukhu avtopoizdiv katehorii M1]. *Bulletin of Donetsk Academy of Road Transport*. [Visnyk Donetskoii akademii avtomobilnoho transportu]. Vol. 2-3. DAAT Publ. Donetsk, pp. 83-92.
6. Prydiuk, V. (2011). The experimental setup of road traincontainer for study of its maneuverability. [Eksperymentalna ustanovka avtopoizda-konteinerovoza dlia doslidzhennia yoho manevrenosti]. *Scientific Notes [Naukovi notatky]*. Vol. 31. Lutsk NTU Publ. Lutsk, pp. 277-281.
7. Onyshchuk, V. (2011). Automated system for experimental study of road traincontainer movement. [Avtomatyzovanyi kompleks dlia doslidzhennia pokaznykiv rukhu eksperymentalnoho avtopoizda-konteinerovoza]. *Scientific Notes [Naukovi notatky]*. Vol. 32. Lutsk NTU Publ. Lutsk, pp. 281-285.
8. DSTU 3310-96. [State Standard 3310-96]. *Road vehicles. Stability. Methods for determination of the basic parameters by tests*. Kyiv, Derzhstandart Ukrainy Publ., 1996. 10 p. (In Ukrainian).
9. GOST R 52302-2004. [State Standard 52302-2004]. *Road vehicles. Handling and stability. Technical requirements. Test methods*. Moscow, Izdatelstvo Standartov Publ., 2005. 28 p. (In Russian).
10. Bondarenko, A., Kuplinov, A., Moisia, D., Makiiiov, M. & Kondratiev, V. (2010). An analysis of results of experimental studies of stability of stationary regimes of motion of three-tier autotrains. [Analiz rezultativ doslidzhennia kursovoi stiikosti rukhu eksperymentalnoho avtopoizda v stalomu rusi]. *Bulletin of Donetsk Academy of Road Transport*. [Visnyk Donetskoii akademii avtomobilnoho transportu]. Vol. 2. DAAT Publ. Donetsk, pp. 15-23.

Кузнецов Р.М., Стельмашук В.В., Козачук Л.С. Результаты экспериментальных исследований автопоезда категории М1.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований показателей устойчивости автопоезда категории М1. Целью экспериментальных исследований была проверка адекватности разработанных математических моделей, положенных в основу расчета показателей маневренности и устойчивости автопоездов категории М1.

Проведенными экспериментальными исследованиями подтверждена адекватность разработанных математических моделей для определения показателей устойчивости движения автопоезда категории М1. Максимальное расхождение при определении боковых сил на осях автопоезда не превысила 10,5%, критической скорости движения - 13%.

Ключевые слова: автопоезд категории М1, экспериментальные испытания, боковые силы, коэффициенты сопротивления уводу осей, критическая скорость движения.

R. Kuznetsov, V. Stelmashchuk, L. Kozachuk. Results of experimental research of road train of M1 category.

The article presents the results of experimental research of stability indicators of road train of M1 category. The aim of experimental research was to check the adequacy of the developed mathematical models, which used as the basis of calculation of maneuverability and stability of road trains of M1 category. To achieve this goal into a program of experimental studies were included such tests as «a turn motion», «motion around the circumference of different radiuses», «moose test», «a rectilinear motion». Experimental studies were carried out for the maximum loading of road train and with different loads on pull-coupling.

The experimental research confirmed the adequacy of the developed mathematical models for the determination of the movement stability of road train of M1 category. The maximum difference in determining of the lateral forces on the axes of road train does not exceed more than 10.5% and of the critical velocity - 13%.

Keywords: road train of M1 category, experimental research, lateral forces, drag coefficients of the axes lateral withdrawal, critical speed.

АВТОРИ:

КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: avto@lntu.edu.ua

СТЕЛЬМАЩУК Валерій Віталійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

КОЗАЧУК Любомир Святославович, аспірант кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

AUTHORS:

Ruslan KUZNIETSOV, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: avto@lntu.edu.ua

Valeriy STELMASHCHUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

Liubomir KOZACHUK, Postgraduate Student of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

Стаття надійшла в редакцію 13.09.2015р.