

УДК 629.113

В.П.Сахно¹, В.В.Стельмащук², Р.М.Марчук¹, В.М.Придюк²¹ Національний транспортний університет² Луцький національний технічний університет

ДО ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ОПОРУ ПОВОРОТУ КЕРУЮЧОГО КОЛІСНОГО МОДУЛЯ АВТОПОЇЗДА-КОНТЕЙНЕРОВОЗА

У роботі наведено методику визначення моменту опору повороту керуючого колісного модуля та проаналізовано фактори, що впливають на його чисельне значення.

Ключові слова: автопоїзд, модуль,

Вступ. У роботі [1] наведена характеристика автопоїзда-контейнеровоза, що може перевозити одночасно два контейнери – 20-футовий і 40-футовий. Маса такого автопоїзда складає біля 48000 кг при загальній довжині 22 м. Особливістю такого автопоїзда є те, що точка зчипки тягача з напівпричепом зміщена за задню вісь тягача на 2300 мм, що може привести до порушення стійкості автопоїзда. У роботі [2] отримана система семи диференціальних рівнянь, що описує модель руху дволанкового автопоїзда (тривісний автомобіль-тягач і тривісний напівпричіп) як п'ятимасової системи, яка враховує вплив керуючих колісних модулів передньої ККМ1 і задньої осі ККМ2 автомобіля-тягача та керуючого колісного модуля задньої осі ККМ3 напівпричепа. У систему рівнянь окрім масових і компонувальних параметрів автопоїзда входять стабілізуючі моменти переднього і заднього ККМ автомобіля-тягача і напівпричепа, моменти в'язкого тертя в ККМ автомобіля-тягача і напівпричепа, моменти пружності в ККМ автомобіля-тягача і напівпричепа, які суттєво впливають на показники стійкості руху автопоїзда. Тому метою роботи є визначення моментів опору повороту ККМ автомобіля-тягача і напівпричепа, які суттєво впливають на маневреність і стійкість автопоїзда.

Основна частина. Найбільш повно методика визначення моментів опору повороту керованих коліс автомобіля-тягача і напівпричепа при русі автопоїзда розроблена А.П.Солтусом у його роботі [3]. У відповідності до цієї роботи силову взаємодію керованого колеса з опорною поверхнею у русі доцільно розглядати для трьох випадків:

- прямолінійний рух (на практиці прямолінійний рух транспортного засобу, а відповідно і керованого колеса здійснюється спряженнями кривих великого радіуса);
- рух криволінійною траєкторією постійної кривизни;
- рух по криволінійною траєкторією змінної кривизни.

Особливий інтерес представляє динаміка руху еластичного керованого колеса криволінійною траєкторією змінної кривизни, так як перші два із них можна розглядати (з точки зору силової взаємодії еластичного колеса з опорною поверхнею) як часткові випадки.

При русі еластичного керованого колеса криволінійною траєкторією змінної кривизни на нього діє сила тяжіння, інерційні і бокові сили; сили, обумовлені некерованими колесами автомобіля, що рухається криволінійною траєкторією; сили опору руху і повороту відносно осі шворня. У загальному випадку руху реакції у відбитку шини з опорною поверхнею приводяться до трьох рівнодіючих, прикладених у центрі відбитка і моментів відносно кожної осі координат. І це справедливо при відсутності повороту керованого колеса щодо осі шворня. За наявності кутової швидкості повороту цапфи керованого колеса щодо осі шворня діє додатковий момент опору повороту, обумовлений кутовою швидкістю повороту цапфи.

Із-за конструктивних параметрів керованого моста точки прикладення рівнодіючих реакцій опорної поверхні, що приведені до центру відбитка шини, зміщені відносно осі шворня.

У результаті такого зміщення кожна із рівнодіючих створює відносно осі шворня момент. Цілком очевидно, що для повороту керованого колеса відносно осі шворня, необхідно подолати ці моменти. Розглянемо кожний із них.

Момент опору повороту керованих коліс автомобіля-тягача і напівпричепа при русі автопоїзда (з достатньою для практичних розрахунків точністю) можна представити у такому вигляді [3]:

$$\sum M_k(\theta) = \sum M_{\omega}(\theta) + M_{ш}(\theta) + \sum M_{Rz}(\theta) + M_{Ry}(\theta) + \sum M_{Rx}(\theta) + M_{Трш}(\theta), \quad (1)$$

© В.П.Сахно, В.В.Стельмащук, Р.М.Марчук, В.М.Придюк

де $\Sigma M_k(\theta)$ - момент опору повороту керованих коліс відносно осі шворня;

$\Sigma M_{\omega}(\theta)$, $M_{\text{ш}}(\theta)$, $\Sigma M_{Rz}(\theta)$, $M_{Ry}(\theta)$, $\Sigma M_{Rx}(\theta)$, $M_{\text{ГПш}}(\theta)$ - складові моменту опору повороту, які обумовлені відповідно кутовою швидкістю повороту цапфи, стабілізуючим моментом шини, що виникає в результаті кочення керованих коліс з відведенням; ваговим стабілізуючим моментом; моментами, що викликані рівнодіючими бокових і поздовжніх реакцій опорної поверхні на керовані колеса, а також тертям у шворневому вузлі.

Ваговий стабілізуючий момент при комбінованому нахилі осі шворня визначається наступними залежностями [3]:

- для лівого керованого колеса

$$M_{Rz1} = M_{Rz\alpha\text{ш}1} + M_{Rz\beta\text{ш}1} \quad (2)$$

де $M_{Rz\alpha\text{ш}1}$, $M_{Rz\beta\text{ш}1}$ - вагові стабілізуючі моменти, обумовлені відповідно поздовжнім та поперечним нахилом осі шворня $\alpha_{\text{шо}}$, $\beta_{\text{ш}}$:

$$\begin{aligned} M_{Rz\alpha\text{ш}1} &= R_z \cos(\alpha_{\text{шо}} + \gamma_{\text{шо}}) (I_{\text{ц}} - r_{\text{д}} \text{tg} \gamma_{\text{ш}}) \cos \beta_{\text{ш}} \sin \alpha_{\text{шо}} \sin(\theta_{\text{о}1} + \theta_{\text{л}1}); \\ M_{Rz\beta\text{ш}1} &= R_z \cos(\alpha_{\text{шо}} + \gamma_{\text{шо}}) (I_{\text{ц}} - r_{\text{д}} \text{tg} \gamma_{\text{ш}}) \sin \beta_{\text{ш}} \cos(\theta_{\text{о}1} + \theta_{\text{л}1}); \end{aligned} \quad (3)$$

- для правого керованого колеса

$$M_{Rz2} = M_{Rz\alpha\text{ш}2} + M_{Rz\beta\text{ш}2} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} M_{Rz\alpha\text{ш}2} &= R_z \cos(\alpha_{\text{шо}} + \gamma_{\text{шо}}) (I_{\text{ц}} - r_{\text{д}} \text{tg} \gamma_{\text{ш}}) \cos \beta_{\text{ш}} \sin \alpha_{\text{шо}} \sin(\theta_{\text{о}1} + \theta_{\text{п}2}); \\ M_{Rz\beta\text{ш}2} &= R_z \cos(\alpha_{\text{шо}} + \gamma_{\text{шо}}) (I_{\text{ц}} - r_{\text{д}} \text{tg} \gamma_{\text{ш}}) \sin \beta_{\text{ш}} \cos(\theta_{\text{о}1} + \theta_{\text{п}2}) \end{aligned} \quad (5)$$

У виразах (3) і (5) позначено:

$\theta_{\text{л,п}}$ – кут повороту лівого і правого керованого колеса;

$\theta_{\text{о}1}$ – кут недовороту керованих коліс;

$\alpha_{\text{ш}}$, $\beta_{\text{ш}}$ – поздовжній і поперечний кути нахилу осі шворня

$\alpha_{\text{шо}}$, $\beta_{\text{шо}}$, $\gamma_{\text{шо}}$ – кути нахилу осі шворня і розвалу коліс у нейтральному положенні;

$\gamma_{\text{ш}} = \gamma_{\text{шо}} + \beta_{\text{ш}}(1 - \cos \theta_{\text{о}})$ – поточний кут розвалу,

Розрахунок моментів опору повороту керованих коліс тягача та напівпричепи виконаємо за таких вихідних даних:

автомобіль-тягач Scania P230 CB6×2*4HNA:

- маса, що приходить на колеса передньої керованої осі – 6020 кг;

- маса, що приходить на колеса задньої керованої осі – 8990 кг;

напівпричіп Krone SD -27:

- маса, що приходить на колеса задньої керованої осі – 7980 кг.

На рис. 1 наведений ваговий стабілізуючий момент в залежності від маси, що приходить на ККМ автомобіля-тягача і напівпричепи.

З наведеного рис. 1 слідує, що збільшення маси, що приходить на колеса керованого моста, призводить до прогресивного збільшення стабілізуючого моменту. Слід зауважити також, що стабілізуючі моменти правого і лівого коліс майже однакові. При масі на керовану вісь ці моменти склали відповідно: для 6000 кг – 517,86 і 519,72 Нм, для 8000 кг – 690,046 і 692,60 Нм, для 9000 кг – 77,684 і 77,958 Нм, тобто при розрахунках вагового стабілізуючого моменту можна обмежитися лише одним колесом і подвоїти результат.

Результуючий момент, обумовлений рівнодіючою бокових реакцій при комбінованому нахилі шворня визначається залежністю:

- для лівого керованого колеса

$$M_{R_x\Sigma 1} = R_x I_{\text{ц}} \sin \varphi [-\cos \varphi \cos \theta_{\text{л}} \sin(\theta_{\text{о}1} + \theta_{\text{л}1}) - \sin \alpha_{\text{шо}} \cos \beta_{\text{ш}} \sin \theta_{\text{л}} \sin(\theta_{\text{о}1} + \theta_{\text{л}1}) + \cos \beta_{\text{ш}} \sin \theta_{\text{л}} \cos(\theta_{\text{о}1} + \theta_{\text{л}1}) + R_x r_{\text{д}} \cos \gamma_{\text{ш}} (\sin \beta_{\text{ш}} \cos \alpha_{\text{шо}} + \sin \alpha_{\text{шо}} \sin \theta_{\text{л}})]; \quad (6)$$

- для правого керованого колеса

$$M_{R_x\Sigma 2} = R_x I_{\text{ц}} \sin \varphi [\cos \alpha_{\text{шо}} \cos \theta_{\text{п}} \sin(\theta_{\text{о}1} + \theta_{\text{п}2}) - \sin \theta_{\text{п}} \cos \beta_{\text{ш}} \cos(\theta_{\text{о}1} + \theta_{\text{п}2})] + R_x r_{\text{д}} \cos \gamma_{\text{ш}} (\sin \alpha_{\text{шо}} \sin \theta_{\text{п}} - \cos \alpha_{\text{шо}} \sin \beta_{\text{ш}} \cos \theta_{\text{п}}). \quad (7)$$

На рис. 2 наведено результати розрахунків результуючого моменту, обумовленого рівнодіючою бокових реакцій при комбінованому нахилі шворня. На відміну від вагового стабілізуючого моменту, момент, обумовлений рівнодіючою бокових реакцій при комбінованому нахилі шворня для лівого і правого коліс суттєво різний як за знаком, так і за величиною. Максимальні значення цього моменту не залежать від маси, що приходить на керований міст, досягають максимуму за мінімального і максимального значення кута між віссю шворня і цапфою і складають відповідно:

- для лівого керованого колеса – 35,2 і 48,35 Нм;
 - для правого керованого колеса – (-29,02 і -22,03) Нм,
- тобто, ці моменти необхідно розраховувати окремо для кожного з коліс.

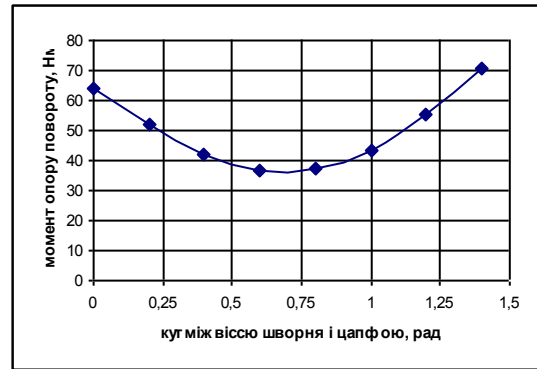
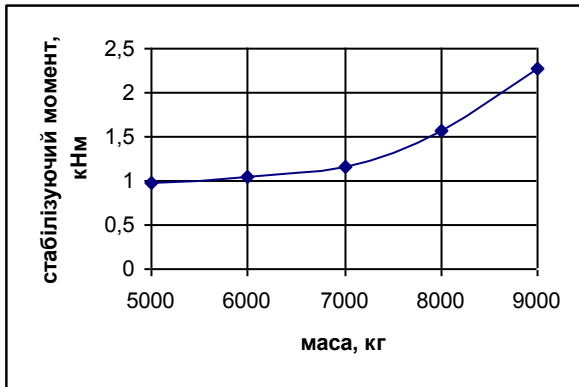


Рис. 1. Залежність стабілізуючого моменту за комбінованого нахилу осі шворня від маси, що приходить на керовану вісь автомобіля-тягача і напівпричепа

Рис. 2. Залежність моменту опору повороту керованого колеса від кута між віссю шворня і цапфою

Проте, доля цього моменту у загальному моменті опору повороту незначна і цим моментом при інженерних розрахунках можна знехтувати.

Результуючий момент, обумовлений рівнодіючою поздовжніх реакцій при комбінованому нахилі осі шворня визначається залежністю:

- для лівого керованого колеса:

$$M_{Ry\Sigma 1} = R_{y1} \sin\varphi [-\cos\alpha_{\text{ш0}} \sin\theta_{\text{л}} + \sin\alpha_{\text{ш0}} \sin\beta_{\text{ш}} \cos\theta_{\text{л}}] \sin(\theta_{\text{о1}} + \theta_{\text{л1}}) - \cos\beta_{\text{ш}} \cos\theta_{\text{л}} \cos(\theta_{\text{о1}} + \theta_{\text{л1}}) + R_x r_d \cos\varphi; \quad (8)$$

- для правого керованого колеса:

$$M_{Ry\Sigma 2} = R_{y2} \sin\varphi [\cos\alpha_{\text{ш0}} \sin\theta_{\text{п}} + \sin\alpha_{\text{ш0}} \sin\beta_{\text{ш}} \cos\theta_{\text{п}}] \sin(\theta_{\text{о1}} + \theta_{\text{п2}}) + \cos\beta_{\text{ш}} \cos\theta_{\text{п}} \cos(\theta_{\text{о1}} + \theta_{\text{п2}}) + R_y r_d \cos\varphi, \quad (9)$$

де $\varphi = 0,5\pi - \alpha_{\text{ш0}} - \gamma_{\text{ш0}}$ – кут між віссю шворня і цапфою.

На рис.3 наведено залежність моменту опору повороту, обумовленого рівнодіючою поздовжніх реакцій, від кута між віссю шворня і цапфою, з якого слідує, що цей момент досягає свого максимального значення за кута $\varphi = 0,273$ рад і дорівнює 122 Нм, що необхідно враховувати при визначенні сумарного моменту опору повороту.

Гіроскопічний момент, обумовлений кутовою швидкістю повороту керованого колеса навколо осі шворня $\omega_{\text{ц}}$ під час руху, діє у площині, що проходить через осі цапфи і шворня, викликаючи перерозподіл реакцій між керованими колесами автомобілів і визначається залежністю

$$M_{\text{Г1}} = I_k \omega_k \omega_{\text{ц}} \sin\varphi,$$

де I_k – момент інерції колеса щодо осі його обертання, ω_k – кутова швидкість колеса.

Гіроскопічний момент, обумовлений коливаннями керованого моста відносно поздовжньої осі автомобіля, що можуть бути викликані нерівностями опорної поверхні, кінематикою повороту керованих коліс за наявності кутів нахилу шворнів і вищерозглянутим гіроскопічним моментом визначається залежністю

$$M_{\text{Г}} = I_k \omega_k \omega_{\gamma} \sin\chi, \quad (10)$$

де χ - кут між векторами кутових швидкостей ω_k і ω_{γ} .

На рис.4 наведена залежність гіроскопічного моменту, обумовленого коливаннями керованого моста відносно поздовжньої осі автомобіля, від кута між векторами кутових швидкостей ω_k і ω_{γ} .

Аналіз даних, рис. 4, показує, що величина моменту опору повороту, обумовленого гіроскопічним ефектом, не перевищує 8 Нм і цим моментом можна знехтувати при визначенні сумарного моменту опору повороту.

Момент, обумовлений кутовою швидкістю повороту цапфи. Якщо розглянути залежність моменту опору повороту шини M_{ω} від кута повороту Q , то умовно функцію $M_{\omega} = f(Q)$ можливо розбити на три ділянки [3]:

1. на якій залежність $M_{\omega} = f(Q)$ лінійна;
 2. на якій залежність $M_{\omega} = f(Q)$ нелінійна;
- на якій $M_{\omega} = f(Q)$ обмежується зчепленням шин з опорною поверхнею і не залежить від величини кута повороту Q .

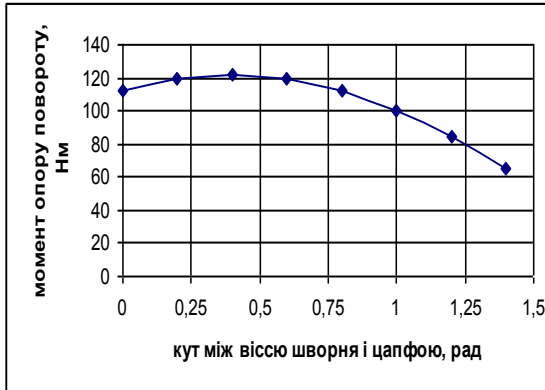


Рис. 3. Залежність моменту опору повороту, обумовленого рівнодіючою поздовжніх реакцій, від кута між віссю шворня і цапфою

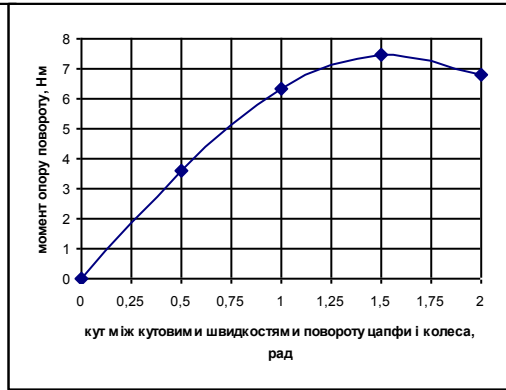


Рис. 4. Залежність гіроскопічного моменту, обумовленого коливаннями керованого моста відносно поздовжньої осі автомобіля, від кута між векторами кутових швидкостей ω_k і ω_γ

Таке умовне поділення залежності $M_{\omega} = f(Q)$ на три характерні ділянки дозволяє значно спростити з одного боку дослідження фізичної сутності явищ, котрі проходять при взаємодії еластичного колеса з опорною поверхнею, а іншого – отримати зручні для практичних розрахунків залежності для визначення моменту M_{ω} .

Момент, обумовлений кутовою швидкістю повороту цапфи, визначається як

$$M_{\omega} = \begin{cases} c_{\omega} \times Q_z, \text{if } (Q_z < Q_A) \\ M_{\psi \max} - (M_{\psi \max} - c_{\omega} \times Q_z) \frac{(Q_z - Q_A)^2}{(Q_z - Q_B)^2}, \text{if } (Q_z < Q_B) \\ M_{\psi \max}, \text{if } (Q_z > Q_B), \end{cases} \quad (11)$$

де M_{ψ} - граничний за зчепленням момент опору повороту; c_{ω} - кутова жорсткість колеса з шиною;

Q_z , Q_A , Q_B – відповідно кути, за яких залежність $M_{\omega} = f(Q)$ лінійна, нелінійна і обмежується зчепленням шин з опорною поверхнею і не залежить від величини кута повороту Q .

Зважаючи на те, що автопоїзд-контейнеровоз перевозить вантажі на дорогах з твердим удосконаленим покриттям, то момент, обумовлений кутовою швидкістю повороту цапфи, слід визначати для лінійної залежності $M_{\omega} = f(Q)$.

Цей момент представлено на рис. 5.

Окрім моменту опору повороту, обумовленого роботою ККМ під час руху, при повороті автомобіля у шворневому з'єднанні виникає момент тертя.

Розрахунок моменту тертя у шворневому вузлі $M_{тш}$ приводиться у загальному випадку до визначення реакцій, що діють на кожний з підшипників шворнів, а потім - до безпосереднього розрахунку за відомими аналітичними залежностями.

Так, величина моменту тертя у втулці визначається за формулою [3]:

$$M_{вт} = (2/\pi) P_{вт} f_c d_b, \quad (12)$$

де $P_{вт}$ - сила, що діє на втулку, f_c - коефіцієнт тертя ковзання, який залежить від матеріалу спряжених поверхонь втулки і шворня, а також змащення між ними; d_b - діаметр втулки.

Момент тертя у п'яті визначиться як

$$M_n = (1/3) P_n f_c [(d_2^3 - d_1^3)/(d_2^2 - d_1^2)], \quad (13)$$

де P_n - сила, що діє на п'яту; f_c - коефіцієнт тертя ковзання у п'яті; d_2, d_1 - відповідно зовнішній і внутрішній діаметр п'яті.

В упорному підшипнику момент тертя визначається як

$$M_{\text{под}} = P_n D f_k, \quad (14)$$

де P_n - сила, що діє на підшипник; D - діаметр кола, що проходить через центри кульок; f_k - приведений коефіцієнт тертя кочення, $f_k = 0,001 \dots 0,003$.

Момент тертя в конічному підшипнику кочення у загальному вигляді визначається залежністю

$$M_{\text{кон}} = R^N d_1 [(f_k / d_2) + f_c \sin(\beta/2)], \quad (15)$$

де R^N - нормальна до поверхні кочення роликів реакція у конічному підшипнику;

d_1 - середній діаметр доріжки кочення внутрішнього кільця підшипника;

f_k - коефіцієнт тертя кочення у конічному підшипнику, $f_k = 0,001$ [97];

d_2 - середній діаметр конічної поверхні ролика;

f_c - коефіцієнт тертя ковзання у парі тертя «ролик-направляючий бурт внутрішнього кільця конічного підшипника», $f_c = 0,03 \dots 0,06$;

β - кут між крайніми утворюючими роликів;

За обраних вихідних даних моменти тертя у втулці, п'яті, конічному підшипнику кочення і шворневному вузлі $M_{\text{швн}}$ склали:

$$M_{\text{вт}} = 2,166 \text{ Нм}; M_n = 1,368 \text{ Нм}; M_{\text{кон}} = 2,258 \text{ Нм}; M_{\text{швн}} = 5,792 \text{ Нм}.$$

Для керуючого колісного модуля $M_{\text{Тш}} = 2M_{\text{Тш1}} = 11,584 \text{ Нм}$.

Вплив коліс некерованих мостів на завантаженість керованого модуля. Відомо, що при коченні еластичного колеса по криволінійній траєкторії виникає кінематичний кут відведення, якому завжди супутні стабілізуючий момент шини і бічна сила.

У загальному випадку залежність між рівнодіючою бічних реакцій опорної поверхні R_x і кутом відведення δ записується відомою залежністю [4]

$$R_x = k_y \delta,$$

де k_y - коефіцієнт опору боковому відведенню.

Момент, що діє на возик тривісного автомобіля при русі криволінійною траєкторією визначається за формулою [3]:

$$M_T = \frac{kl_T^2}{4L} \left[\left(\frac{a}{l_T} + 1 \right) k_y \text{tg} \theta + \left(\frac{a}{l_T} + 1 \right) K_{y\%} \text{tg} \theta_{\%} \right], \quad (16)$$

де k - кількість коліс на одній моточині;

$k_{Yн}$, $k_{Yв}$ - коефіцієнти опору боковому відведенню шин відповідно зовнішнього і внутрішнього до центру повороту колеса возика;

a_n , a_b - більші осі відбитків шин, що приведені до осей рівновеликих трикутників, відповідно зовнішнього і внутрішнього до центру повороту колеса возика;

θ_n , θ_b - кути повороту відповідно зовнішнього і внутрішнього керованих коліс.

На некерованих колесах автомобіля момент M_T створює додаткову силу, перпендикулярну поздовжній осі автомобіля

$$P_T = M_T / L, \quad (17)$$

де L - база автомобіля.

Силу P_T , що діє на керовані колеса автомобіля при русі криволінійною траєкторією з невеликою швидкістю, розкладемо на дві складові (бокову $P_{\delta r}$ і поздовжню $P_{\text{пр}}$), які запишуться як [3]:

$$P_{\delta r} = \frac{kl_T^2}{4L^2} \left[\left(\frac{a}{l_T} + 1 \right) k_{\square} \text{tg} \theta + \left(\frac{a_{\%}}{l_T} + 1 \right) k_{y\%} \text{tg} \theta_{\%} \right] \cos \frac{\theta + \theta_{\%}}{2}, \quad (18)$$

$$P_{\text{пр}} = \frac{kl_T^2}{4L^2} \left[\left(\frac{a}{l_T} + 1 \right) k_{\square} \text{tg} \theta + \left(\frac{a_{\%}}{l_T} + 1 \right) k_{y\%} \text{tg} \theta_{\%} \right] \sin \frac{\theta + \theta_{\%}}{2} \quad (19)$$

На рис. 6 наведена залежність моменту, що діє на возик тривісного автомобіля-тягача при русі криволінійною траєкторією, від бази автомобіля. Для автомобіля Scania, що розглядається,

база складає 5,5 м і відповідно момент, що діє на возик тривісного автомобіля при русі криволінійною траєкторією $M_T=1,57$ кНм. При кутах повороту внутрішнього і зовнішнього керованих коліс відповідно 35° і $27,65^\circ$ бокова і поздовжня складова бічної сили склали:

$$P_{\delta r}=111,97 \text{ Н}, P_{\text{пт}}=165,53 \text{ Н}.$$

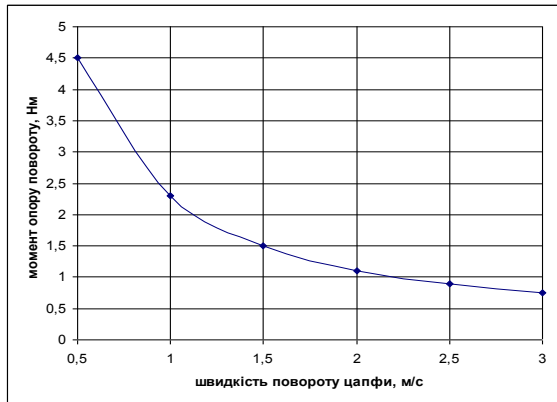


Рис. 5. Залежність моменту опору повороту від кутової швидкості повороту цапфи

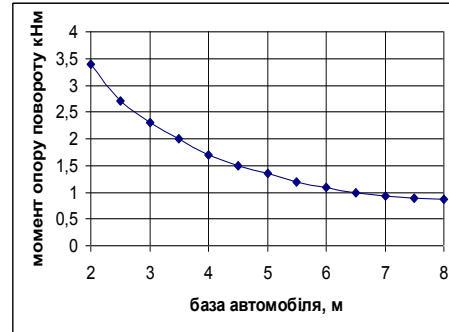


Рис. 6. Залежність моменту, що діє на возик тривісного автомобіля при русі криволінійною траєкторією, від його бази

Ці сили викликають додаткові моменти опору повороту керованих коліс. На рис. 7 і 8 наведені результати розрахунку додаткових моментів опору повороту з використанням рівнянь (6-9), що визначають моменти опору повороту, обумовлені дією поздовжніх і бічних реакцій опорної поверхні на керовані колеса.

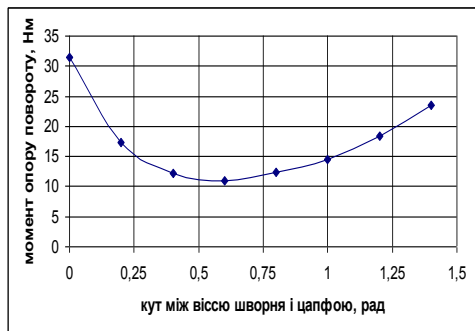


Рис. 7. Додатковий момент опору повороту, обумовлений дією поздовжніх реакцій на колеса керованого моста

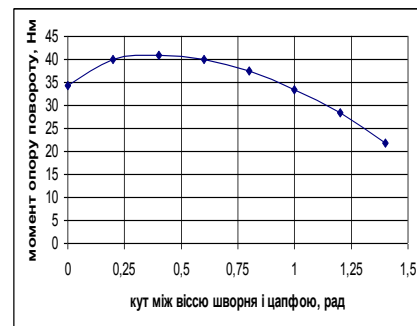


Рис. 8. Додатковий момент опору повороту, обумовлений дією бічних реакцій на колеса керованого моста

Сумарний момент опору повороту керованих коліс визначиться як [3]:

$$\sum M_k(\theta) = \sum M_{\omega}(\theta) + M_{\text{ш}}(\theta) + \sum M_{Rz}(\theta) + M_{Ry}(\theta) + \sum M_{Rx}(\theta) + M_{\text{Трш}}(\theta) + \sum M_{Rdy}(\theta) + \sum M_{Rdx}(\theta), \quad (20)$$

де $M_{Rdy}(\theta)$ – додатковий момент, обумовлений дією поздовжніх реакцій на колеса керованого моста;

$\sum M_{Rdx}(\theta)$ - додатковий момент опору повороту, обумовлений дією поздовжніх реакцій на колеса керованого моста.

В залежності від кута повороту керованих коліс, кутової швидкості повороту цапфи і швидкості руху автомобіля сумарний момент опору повороту змінюється в межах від 1203,76 до 1342,87 Нм. Моменти в'язкого тертя в рульовому керуванні автомобіля-тягача і напівпричепа пропорційні кутовій швидкості повороту приведених коліс [5]:

$$M_i = h_i \times \dot{\theta}_i, \quad (21)$$

де h_i - коефіцієнти в'язкого тертя в деталях рульового керування, $h_i = 15$ Нмс/рад;

$\dot{\theta}_i$ – кутова швидкість повороту керованих коліс.

Моменти пружності в рульовому керуванні автомобіля-тягача і напівпричепа пропорційні кутам повороту приведених коліс і жорсткості рульового приводу [5]:

$$M_{pi} = \chi_i \times \dot{\theta}_i, \quad (22)$$

де χ_i – коефіцієнти жорсткості рульового приводу, $\chi_i = 110 \dots 170$ Нм/град.

Висновки. Отримані моменти опору повороту керованих коліс, в'язкого тертя і пружності керуючого колісного модуля будуть враховані при визначенні показників стійкості руху автопоїзда.

1. Сахно В.П. До визначення конструктивних і компонувальних параметрів автопоїзда-контейнеровоза / Сахно В.П., Онищук В.П., Придюк В.М. // Вісник НТУ. — К.:НТУ, 2009. — №18.
2. Сахно В.П. Рівняння руху моделі чотири ланкового причіпного автопоїзда / Сахно В.П., Вербицький В.Г., Бондаренко А.Ю., Енглезі О.А. // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2007.– Окремий випуск №10.– С.117-120.
3. Солтус А.П. Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей: дис. ...доктора техн. наук: 05.05.03 /Солтус Анатолий Петрович.– Киев. –1995. – 43 с.
4. Сахно В.П. До визначення основних компонувальних параметрів шарнірно-зчленованих автобусів / Сахно В.П., Вакуліч А.В., Загороднов М.І. //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. –2003.– Окремий випуск №6.– С.106-110.