

ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ДЛЯ УПРАВЛІННЯ НАПІВПРИЧЕПОМ АВТОПОЇЗДА З ГІБРИДНОЮ СИЛОВОЮ УСТАНОВКОЮ

**В.П. Сахно, професор, д.т.н., В.М. Поляков, доцент, к.т.н.,
О.М. Тімков, доцент, к.т.н., О.О. Лисенко, аспірант, НТУ**

Анотація. Отримані значення сумарного моменту повороту і потужності, необхідної для повороту керованих коліс візка напівпричепи, які будуть враховані при визначенні потужності електродвигуна як для приводу ведучих коліс напівпричепи, так і для повороту коліс його керованої осі.

Ключові слова: автопоїзд, привод управління напівпричепом, момент опору повороту коліс

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ПОЛУПРИЦЕПОМ АВТОПОЕЗДА С ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ

**В.П. Сахно, профессор, д.т.н., В.М. Поляков, доцент, к.т.н.,
А.Н. Тимков, доцент, к.т.н., А.А. Лысенко, аспирант, НТУ**

Аннотация. Получены значения суммарного момента поворота и мощности, необходимой для поворота управляемых колес тележки полуприцепа, которые будут учтены при определении мощности электродвигателя как для привода ведущих колес полуприцепа, так и для поворота колес его управляемой оси.

Ключевые слова: автопоезд, привод управления полуприцепом, момент сопротивления повороту колес.

THE DEFINITION OF POWER TO CONTROL THE TRAILER LORRY CONVOY WITH HYBRID POWER PLANT

**V.P. Sakhno, professor, dr. eng. sc., V.M. Poliakov, assistant professor, cand. eng. sc.,
O. M. Timkov, assistant professor, cand. eng. sc.,
O.O. Lysenko, post graduate student, NTU**

Annotation. The values of total moment of turn and power, necessary for the turn of the guided wheels light carts of semitrailer, which will be taken into account at determination of power of electric motor both for the drive of driving-wheels of semitrailer and for the turn of wheels of his guided ax, are got.

Keywords: lorry convoy, drive control vehicle, wheels turning point of resistance

Вступ

Для перевезення великих партій вантажу доцільно використовувати автопоїзди різноманітних конструвальних схем. З метою максимальної відповідності автопоїздів конкретним умовам експлуатації, можливості формування автопоїздів великої вантажопідйом-

ності з наявного рухомого складу без суттєвої зміни його конструкції застосовують модульний принцип формування таких АТЗ [1]. Тобто єдину систему “автопоїзд” можна представити складеною з двох або більше підсистем, шарнірно поєднаних між собою – “автомобіль-тягач” та “напівпричіп”, “напівпричіп та його возик” в залежності від ком-

понуальної схеми автопоїзда. У конструкції ланок автопоїзда (тягач, напівпричіп) – складних технічних об'єктів, можна виділити підсистеми нижчого ієрархічного рівня: модулі ходових візків (керованих, некерованих), несучих систем, вантажних платформ та ін., з яких сформовано певної компоувальної схеми автопоїзд [1].

Основу автопоїздів, поряд з автомобілями-тягачами, складають причеми і напівпричеми. Такі провідні компанії як MAN, Volvo, Scania, DAF, Renault, Krone, Schmitz Cargobull AG та ін. постійно ведуть модернізацію вузлів та агрегатів, розробляють нові системи для покращення маневрених та експлуатаційних властивостей автопоїздів, а саме - використання поворотних і самоустановлювальних осей причіпних ланок для покращення вписуваності у поворот.

У більшості країн світу габаритна довжина одиночних автомобілів обмежується на рівні 12 м, сидельних автопоїздів – на рівні 16,5 м, причіпних автопоїздів – на рівні 18,35 м. Пояснюється це необхідністю виконання вимог Директиви 2002/7/ЕС [2] щодо маневреності автотранспортних засобів (АТЗ), зокрема, п. 5.9.1. Директиви «... при русі на повороті як вправо, так і влево, автотранспортне средство должно полностью вмещаться по наиболее выступающей точке кузова или бампера в окружность радиусом 12,5 м» та п. 5.9.2. «...при русі на повороті как вправо, так і влево, когда наиболее выступающие точки кузова или бампера описывают окружность радиусом 12,5 м, транспортное средство должно вмещаться в коридор 7,2 м». Проте це стосується тільки автопоїздів з некерованими причіпними ланками. За керованих причіпних ланок габаритна довжина АТЗ значно збільшується, зокрема при експлуатації в Україні – до 22 м.

Для поліпшення маневреності довгобазових автопоїздів в конструкцію останніх вводять керовані напівпричеми. Привід управління може здійснюватися як на окремі осі або декілька осей, так і на весь возик напівпричепа за допомогою спеціальних пристроїв і механізмів. Сукупність цих пристроїв і механізмів отримала загальну назву система управління поворотом. Чим більш досконала система управління поворотом, тим менше відхилення траєкторії возика напівпричепа від траєкторії тягача при русі автопоїзда по кри-

волінійних траєкторіях. Це призводить до зменшення габаритної смуги руху (ГСР), збільшення швидкості проходження закруглень автомобільних доріг і покращення маневреності автопоїзда в обмежених міських умовах, на монтажних майданчиках. Отже, від системи управління поворотом залежать як безпека руху, так і економічність і продуктивність автопоїздів. Тому пошук шляхів удосконалення системи управління причіпними ланками є на-сьогодні актуальним.

Аналіз публікацій

Застосування в автопоїздах керованих напівпричепів дозволяє значно знизити величини бічних сил на колесах, що призводить до збільшення терміну служби шин і надійності роботи деталей ходового возика напівпричепа [3...8]. Для управління возиком напівпричепа застосовуються приводи з різними типами керуючих зв'язків: прямим, зворотним, комбінованим (подвійним). Відмінність між типами керуючих зв'язків полягає в функціональній залежності параметрів, що характеризують кінематику руху автопоїзда. Прямий керуючий зв'язок реалізує залежність $\gamma=f(\alpha)$, зворотний зв'язок $\gamma=f(\beta)$, подвійний зв'язок - $\beta=f_1(\alpha)$ і $\gamma=f_2(\beta)$, де α - перший кут складання, β - другий кут складання автопоїзда, γ - приведений кут повороту керованих коліс возика напівпричепа. На-сьогодні найбільше розповсюдження отримали системи автоматичного управління безпосередньої дії. При цьому поворот керованих осей (коліс) напівпричепа здійснюється за рахунок їх "жорсткого" кінематичного зв'язку із задаючими органами (керованими колесами, рамою тягача або напівпричепа) при взаємному повороті ланок транспортного засобу.

Зусилля, необхідне для взаємного повороту ланок автопоїзда і забезпечення повороту керованих осей (коліс) напівпричепа, створюється за рахунок реакцій бічних сил на колесах автомобіля-тягача і передається механічними (тросовими або важільними) або гідравлічними (гідростатичними) системами. Найбільше поширення в приводах управління напівпричепами в цей час отримали механічні або гідростатичні системи прямої дії. Задаючим параметром для них звичайно служить кут складання ланок автопоїзда. При зміні кута складання змінюється положення тягових елементів (канатів, штанг і інш.), внаслідок чого виникають сили, що

передаються на виконавчий орган, який і повертає об'єкт управління (возик, осі, колеса).

Незважаючи на порівняльну простоту механічних і гідростатичних систем управління, вони мають ряд недоліків [8]. По-перше, для свого функціонування механічні системи прямого і зворотного управління використовують сили зчеплення керованих коліс тягача з полотном дороги і тому при несприятливих дорожніх умовах (брудні мокрі дороги, ожеледиця і інш.) управління автопоїздом стає неможливим. По-друге, при збільшенні вантажопідйомності або бази причіпної ланки в передаючих органах виникають великі зусилля, що значно ускладнює конструкцію. По-третє, ці системи мають практично постійну залежність між задаючими і керуючими параметрами (постійність передавальних відношень приводу), що далеко від оптимального з вимог маневреності. Чисельними дослідженнями встановлено, що для поліпшення маневреності автопоїздів передавальне відношення системи управління поворотом напівпричепа повинно бути змінним, що може бути забезпечено автономним приводом управління за обраним законом управління. Такий привід управління найбільш доцільний за гібридної силової установки на автопоїзді. Така установка дозволить застосовувати двовісний автомобіль-тягач навіть для автопоїзда загальною масою 44 т, дозволеної в країнах Західної Європи. Тому метою роботи є визначення сумарного моменту повороту і потужності, необхідної для повороту керованих коліс візка напівпричепа з подальшим використанням їх для вибору типу приводу управління його колесами при застосуванні гібридної силової установки на автопоїзді.

Результати досліджень

В основу вибору та обґрунтування приводу управління колесами напівпричепа слід покласти залежність моменту опору повороту його керованих коліс від конструктивних і експлуатаційних факторів. Найбільш повно методика визначення моментів опору повороту керованих коліс автомобіля-тягача і напівпричепа при русі автопоїзда розроблена А.П. Солтусом [9]. За цією методикою у роботі [10] визначений момент опору повороту керованої осі напівпричепа за її навантаження в межах 8000 кг. За модульної побудови автопоїзда і гібридної силової установки на-

вантаження на осі напівпричепа можна збільшити до 9000 кг, що і передбачено в конструкціях напівпричепів. Тому визначимо момент опору повороту у відповідності до методики роботи [9], за якої 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 по криволінійній траєкторії постійної кривизни;
- рух по криволінійній траєкторії змінної кривизни.

Особливий інтерес представляє динаміка руху еластичного керованого колеса по криволінійній траєкторії 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 по криволінійній траєкторії 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. При 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. Розрахунок моментів опору повороту керованих коліс тягача та напівпричепа виконаємо за таких вихідних даних: автомобіль-тягач Scania P230 CB6×2*4HNA: маса, що приходить на колеса передньої керованої осі – 6020 кг; напівпричіп Krone SD -27: маса, що приходить на колеса зад-

ньої керованої осі – 9000 кг.

Момент опору повороту керованих коліс автомобіля-тягача і напівпричепа при русі автопоїзда (з достатньою для практичних розрахунків точністю) можна представити у такому вигляді [9]:

$$\begin{aligned} \sum M_{\kappa}(\theta) = & \sum M_{\omega}(\theta) + M_{\mu}(\theta) + \sum M_{Rz}(\theta) + \\ & + \sum M_{Ry}(\theta) + \sum M_{Rx}(\theta) + \sum M_{TP\mu}(\theta) + \\ & \sum M_{R\delta y}(\theta) + \sum M_{R\delta x}(\theta) + \end{aligned} \quad (1)$$

де $\sum M_{\kappa}(\theta)$ - момент опору повороту керованих коліс відносно осі шворня; $\sum M_{\omega}(\theta)$, $M_{\mu}(\theta)$, $\sum M_{Rz}(\theta)$, $M_{Ry}(\theta)$, $\sum M_{Rx}(\theta)$, $M_{TP\mu}(\theta)$, $M_{R\delta y}$, $\sum M_{R\delta x}$ - 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

$$M_{Rz1} = M_{Rz\alpha u1} + M_{Rz\beta u1} \quad (2)$$

де $M_{Rz\alpha u1}$, $M_{Rz\beta u1}$ - вагові стабілізуючі моменти, обумовлені відповідно поздовжнім та поперечним нахилом осі шворня $\alpha_{шo}$, $\beta_{ш}$.

На рис. 1 наведений графік залежності вагового стабілізуючого моменту від маси, що приходить на керований колісний модуль (ККМ) автомобіля-тягача і напівпричепа. З графіку слідує, що збільшення маси, яка приходить на колеса керованого моста, призводить до прогресивного збільшення стабілізуючого моменту. Слід зауважити також, що стабілізуючі моменти правого і лівого коліс майже однакові. Ці моменти склали відповідно для маси на керовану вісь 6000 кг – 597,86 і 599,72 Нм, для маси 8000 кг – 919,46 і 922,60 Нм, для маси 9000 кг – 1395,68 і 1397,55 Нм, тобто при розрахунках вагового стабілізуючого моменту можна обмежитися лише одним колесом і подвоїти результат.

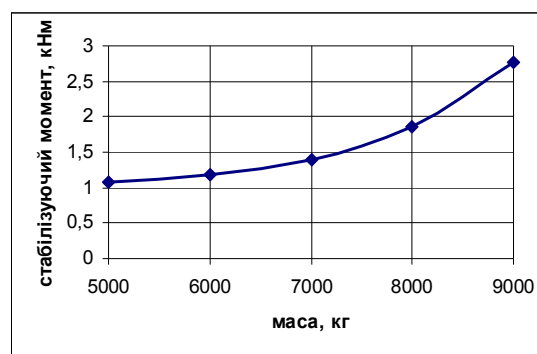


Рис. 1 – Залежність вагового стабілізуючого моменту за комбінованого нахилу осі шворня від маси, що приходить на керовану вісь автомобіля-тягача і напівпричепа

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

- для лівого керованого колеса

$$\begin{aligned} M_{Ry\Sigma 1} = & R_y I_{\psi} \sin \phi [-\cos \phi \cos \theta_{\lambda} \sin(\theta_{o1} + \\ & + \theta_{\lambda 1}) - \sin \alpha_{шo} \cos \beta_{ш} \sin \theta_{\lambda} \sin(\theta_{o1} + \theta_{\lambda 1}) + \\ & + \cos \beta_{ш} \sin \theta_{\lambda} \cos(\theta_{o1} + \theta_{\lambda 1})] + R_x r_{\delta} \cos \gamma_{ш} \times \\ & \times (\sin \beta_{ш} \cos \alpha_{шo} + \sin \alpha_{шo} \sin \theta_{\lambda}) \end{aligned} \quad (3)$$

- для правого керованого колеса

$$\begin{aligned} M_{Ry\Sigma 2} = & R_x I_{\psi} \sin \phi [\cos \alpha_{шo} \cos \theta_n \sin(\theta_{o1} + \\ & + \theta_{n2}) - \sin \theta_n \cos \beta_{ш} \cos \theta_{\lambda} \sin(\theta_{o1} + \theta_{n2}) + \\ & + \cos \beta_{ш} \sin \theta_n \cos(\theta_{o1} + \theta_{n1})] + R_x r_{\delta} \cos \gamma_{ш} \times \\ & \times (\sin \alpha_{шo} \sin \theta_n - \cos \alpha_{шo} \sin \beta_{ш} \cos \theta_n) \end{aligned} \quad (4)$$

де $\theta_{\lambda, n}$ – кут повороту лівого і правого керованого колеса; θ_{o1} – кут недовороту керованих коліс; $\alpha_{ш}$, $\beta_{ш}$ – поздовжній і поперечний кути нахилу осі шворня; $\alpha_{шo}$, $\beta_{шo}$, $\gamma_{шo}$ – кути нахилу осі шворня і розвалу коліс у нейтральному положенні; $\gamma_{ш} = \gamma_{шo} + \beta_{ш}(1 - \cos \theta_o)$ – поточний кут розвалу.

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 прихо-

диться на керований міст, досягають максимуму за мінімального і максимального значення кута між осями шворня і цапфи та складають відповідно:

- для лівого керованого колеса 37,4 Нм та 53,35 Нм;

- для правого керованого колеса -33,02 Нм та -25,13 Нм,

тобто ці моменти необхідно розраховувати окремо для кожного з коліс. Проте доля цього моменту у загальному моменті опору повороту незначна і цим моментом при інженерних розрахунках можна знехтувати.

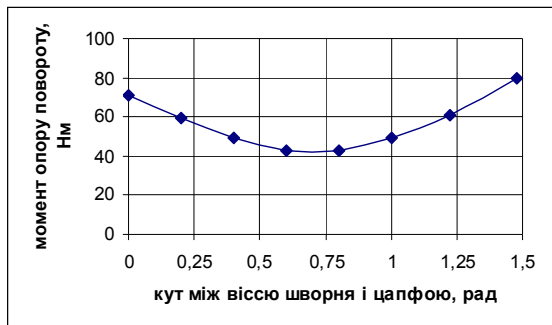


Рис. 2 – Залежність моменту опору повороту керуваного колеса, обумовленого рівнодіючою бокових реакцій при комбінованому нахилі шворня від кута між осями шворня і цапфи

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

- для лівого керованого колеса

$$M_{Ry\Sigma 1} = R_y I_y \sin \phi [(-\cos \alpha_{\text{ш}} \sin \theta_{\text{л}} + \sin \alpha_{\text{ш}} \sin \beta_{\text{ш}} \cos \theta_{\text{л}}) \sin(\theta_{o1} + \theta_{n1}) - \cos \beta_{\text{ш}} \cos \theta_{\text{л}} \cos(\theta_{o1} + \theta_{n1})] + R_y r_o \cos \phi \quad (5)$$

- для правого керованого колеса

$$M_{Ry\Sigma 2} = R_y I_y \sin \phi [(\cos \alpha_{\text{ш}} \sin \theta_{\text{п}} + \sin \alpha_{\text{ш}} \sin \beta_{\text{ш}} \cos \theta_{\text{п}}) \sin(\theta_{o1} + \theta_{n1}) + \cos \beta_{\text{ш}} \cos \theta_{\text{п}} \cos(\theta_{o1} + \theta_{n2})] + R_y r_o \cos \phi \quad (6)$$

де $\phi = 0,5\pi - \alpha_{\text{ш}} - \gamma_{\text{ш}}$ – кут між осями шворня і цапфи.

На рис. 3 наведено залежність моменту опо-

ру повороту, обумовленого рівнодіючою поздовжніх реакцій, від кута між осями шворня і цапфи, з якого слідує, що цей момент досягає свого максимального значення за кута $\phi = 0,39$ рад і дорівнює 125 Нм, що необхідно враховувати при визначенні сумарного моменту опору повороту.

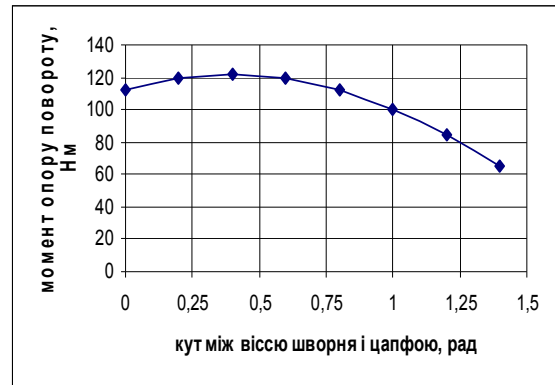


Рис. 3 – Залежність моменту опору повороту, обумовленого рівнодіючою поздовжніх реакцій, від кута між осями шворня і цапфи

Гіроскопічний момент, обумовлений кутовою швидкістю повороту керуваного 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

$$M_{z1} = I_k \omega_k \omega_{\text{ц}} \sin \phi \quad (7)$$

де I_k – момент інерції колеса щодо осі його обертання,

ω_k – кутова швидкість колеса.

Гіроскопічний момент, обумовлений коливаннями керуваного моста відносно поздовжньої осі автомобіля, що можуть бути викликані нерівностями опорної поверхні, кінематикою повороту керуваних коліс за наявності кутів нахилу шворнів. На рис. 4 наведена залежність гіроскопічного моменту, обумовленого коливаннями керуваного моста відносно поздовжньої осі автомобіля, від кута між векторами кутових швидкостей ω_k і ω_{γ} .

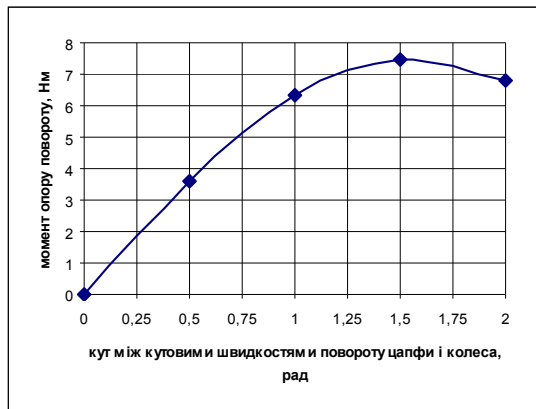


Рисунок 4 – Залежність гіроскопічного моменту, обумовленого коливаннями керованого моста відносно поздовжньої осі автомобіля, від кута між векторами кутових швидкостей ω_k і ω_y

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 опору повороту, 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 [9]:

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

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

$$M_\omega = \begin{cases} c_\omega \times Q_z, & \text{if } (Q_z < Q_A) \\ M_{\psi \max} - (M_{\psi \max} - c_\omega \times Q_z), & \text{if } (Q_z < Q_B) \\ M_{\psi \max}, & \text{if } (Q_z > Q_B), \end{cases} \quad (8)$$

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 перевозить вантажі на дорогах з твердим удосконаленим покриттям, то момент опору повороту, обумовлений кутовою швидкістю повороту цапфи, слід визначати для лінійної залежності $M_\omega = f(Q)$. Ця залежність наведена на рис. 5. Окрім моменту опору повороту, обумовленого роботою ККМ під час руху, при повороті автомобіля у шворневому з'єднанні виникає момент тертя.

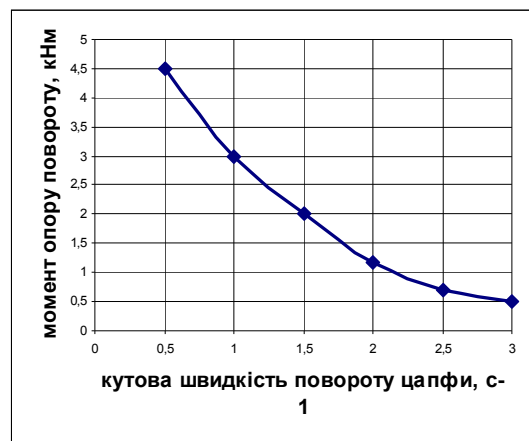


Рис. 5 – Залежність моменту опору повороту від кутової швидкості повороту цапфи

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 [8]

$$R_x = \kappa_y \delta \quad (9)$$

де κ_y - коефіцієнт опору боковому відведенню.

Момент, що діє на возик тривісного напівп-

ричепи при русі криволінійною траєкторією визначається за формулою [9]:

$$M_T = \frac{kl_T^2}{4L} \left[\left(\frac{a}{l_T} + 1 \right) k_{Y_{\text{в}}} \text{tg} \theta + \left(\frac{a}{l_T} + 1 \right) K_{Y_{\%}} \text{tg} \theta_{\%} \right] \quad (10)$$

де k - кількість коліс на одній маточині;
 $k_{Y_{\text{в}}}$, $k_{Y_{\text{в}}}$ - коефіцієнти опору боковому відведенню шин відповідно зовнішнього і внутрішнього до центру повороту колеса возика;
 $a_{\text{н}}$, $a_{\text{в}}$ - більші осі відбитків шин, що приведені до осей рівновеликих трикутників, відповідно зовнішнього і внутрішнього до центру повороту колеса возика;
 $\theta_{\text{н}}$, $\theta_{\text{в}}$ - кути повороту відповідно зовнішнього і внутрішнього керованих коліс.

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

$$R_T = M_T / L, \quad (11)$$

де L - база возика.

Силу P_T , що діє на керовані колеса возика напівпричепи при русі автопоїзда криволінійною траєкторією з невеликою швидкістю, розкладемо на дві складові (бокову $P_{\delta T}$ і поздовжню P_{IT}), які запишуться як [9]:

$$P_{\delta T} = \frac{kl_T^2}{4L^2} \left[\left(\frac{a}{l_T} + 1 \right) k_{\text{в}} \text{tg} \theta + \left(\frac{a_{\%}}{l_T} + 1 \right) k_{Y_{\%}} \text{tg} \theta_{\%} \right] \cos \frac{\theta + \theta_{\%}}{2} \quad (12)$$

$$P_{\text{IT}} = \frac{kl_T^2}{4L^2} \left[\left(\frac{a}{l_T} + 1 \right) k_{\text{в}} \text{tg} \theta + \left(\frac{a_{\%}}{l_T} + 1 \right) k_{Y_{\%}} \text{tg} \theta_{\%} \right] \sin \frac{\theta + \theta_{\%}}{2} \quad (13)$$

На рис. 6 наведена залежність моменту, що діє на возик тривісного напівпричепи при русі криволінійною траєкторією, від його бази. Для напівпричепи Krone, що розглядається, база складає 2,5 м і відповідно момент, що діє на возик тривісного автомобіля при русі криволінійною траєкторією $M_T = 0,57$ кНм.



Рисунок 6 – Залежність моменту, що діє на возик тривісного напівпричепи при русі криволінійною траєкторією, від його бази

При кутах повороту внутрішнього і зовнішнього керованих коліс відповідно 35° і $27,65^\circ$ бокова і поздовжня складова бічної сили склали $P_{\delta T} = 111,97$ Н, $P_{\text{IT}} = 165,53$ Н. Ці сили викликають додаткові моменти опору повороту керованих коліс. На рис. 7 і рис. 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.

В залежності від кута повороту керованих коліс, кутової швидкості повороту цапфи і швидкості руху автопоїзда сумарний момент опору повороту змінюється в межах від 1505,96 до 1673,67 Нм.

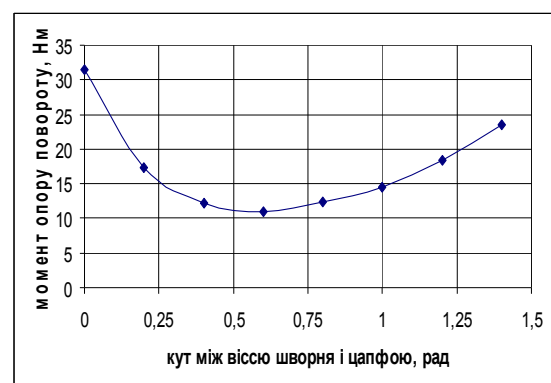


Рис. 7 – Додатковий момент опору повороту, обумовлений дією поздовжніх реакцій на колеса керованого моста

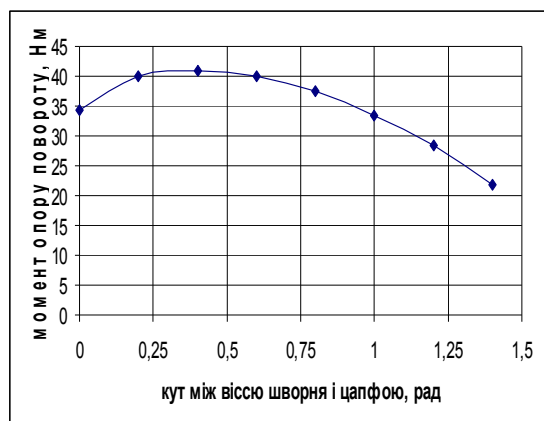


Рис. 8 – Додатковий момент опору повороту, обумовлений дією бічних реакцій на колеса керованого моста

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 [9]:

$$M_{em} = (2 / \pi) P_{em} f_c d_e \quad (14)$$

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

$$M_n = (1/3) P_n f_c [(d_2^3 - d_1^3) / (d_2^2 - d_1^2)], \quad (15)$$

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

В упорному підшипнику момент тертя визначається як

$$M_{nod} = P_n D f_k, \quad (16)$$

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 за-

лежністю

$$M_{кон} = R^N d_1 [(f_k / d_2) + f_c \sin(\beta / 2)], \quad (17)$$

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, $f_k = 0,001$;

d_2 - середній діаметр конічної поверхні ролика;

f_c - коефіцієнт тертя ковзання у парі тертя «ролик-направляючий бургт 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 шворневому вузлі $M_{шв1}$ склали $M_{вт} = 2,166$ Нм; $M_n = 1,368$ Нм; $M_{кон} = 2,258$ Нм; $M_{шв1} = 5,792$ Нм. Для керуючого колісного модуля $M_{Тш} = 2M_{Тш1} = 11,584$ Нм.

Момент в'язкого тертя в рульовому керуванні напівпричепи пропорційний кутовій швидкості повороту приведених коліс [9]:

$$M_i = h_i \dot{\theta}_i, \quad (18)$$

де h_i - коефіцієнти в'язкого тертя в деталях рульового керування, $h_i = 15$ Нмс/рад; $\dot{\theta}_i$ - кутова швидкість повороту керованих коліс. Кутову швидкість повороту керованих коліс визначимо за допомогою режимного коефіцієнту повороту K_n , запропонованого Я.Х. Закіним. Цей коефіцієнт визначається залежністю

$$K_n = \frac{\dot{\theta}}{v},$$

де v - швидкість руху автопоїзда, м/с.

Режимний коефіцієнт повороту K_n для реальних режимів повороту автопоїзда лежить в межах $0,05 \dots 0,1$ за швидкості руху автопоїзда $v = 5$ м/с. Тоді $\dot{\theta}_i = 0,25 \dots 0,5$ рад/с і $M_i = 3,75 \dots 7,5$ Нм.

Момент пружності в рульовому керуванні напівпричепи пропорційний куту повороту приведених коліс і жорсткості рульового

приводу [9]

$$M_{pi} = \chi_i \dot{\theta}_i, \quad (19)$$

де χ_i - коефіцієнти жорсткості рульового приводу, $\chi_i = 110 \dots 170$ Нм/град, $M_{pi} = 55 \dots 85$ Нм.

Таким чином, сумарний момент опору повороту за кутової швидкості повороту керованих коліс $\dot{\theta}_i = 0,25 \dots 0,5$ рад/с складе $\sum M_k(\theta) = 1590 \dots 1760$ Нм. При цьому максимальна потужність електродвигуна для повороту керованих коліс осі напівпричепа складе $0,88$ кВт.

Висновок

Отримано значення сумарного моменту повороту і потужності, необхідної для повороту керованих коліс візка напівпричепа, які будуть враховані при визначенні потужності електродвигуна як для приводу ведучих коліс напівпричепа, так і для повороту коліс його керованої осі.

Література

1. Поляков В.М. До питання модульного принципу комплектування спеціалізованих автопоїздів / В.М. Поляков, С.М. Шарай, А.В. Горпинюк // Вісник НТУ, ТАУ. – 2000. – № 4. – С. 173-176.
2. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.
3. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда. - М.: Транспорт, 1967. - 225 с.
4. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда. - М.: Транспорт, 1986. - 137 с.
5. Гладов Г.И. Системы управления многопорными транспортными средствами. - Автомобильная промышленность. -2001. -№1. - С. 37-39.
6. Сахно В.П. Приводи керування сучасних автопоїздів / В.П. Сахно, Н.Г. Куць, О.М. Тімков // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ПНЦ ТАУ. – 2003. Вип. 5. – С.78-79.
7. Сахно В.П., Сондак В.М. Системи управління напівпричепами довгобазних автопоїздів / Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju systemow pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samo-jezdnych. // Materialy VIII Sympozjum pod redakcją Kazimierza Lejdy. Rzeszow, 20-23 Wrzesien 2000. - с.263-267.
8. Сахно В.П. Маневреність автопоїзда з керованим напівприцепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Р.М. Кузнецов, П.О. Гуменюк // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань “Машинобудування та металообробка”, “Інженерна механіка”, “Металургія та матеріалознавство”). – Вип. 45 (травень 2014). – Луцьк, 2014. – С. 500–507.
9. Солтус А.П. Основы теории рабочего процесса и расчета управляющих колесных модулей: автореф. дис. ...доктора техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» / Солтус Анатолий Петрович. – Киев, 1995. – 43 с.
10. Сахно В.П. До визначення моменту опору повороту керуючого колісного модуля автопоїзда-контейнеровоза / В.П. Сахно, В.В. Стельмашук, Р.М. Марчук, В.М. Придюк // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В.Дала. – 2010. – №6 (148). – С.152-160.

Рецензент О.В. Бажинов, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття поступила в редакцію 18.04.2015