

УДК 629.114.3

АНАЛІЗ ВПЛИВУ НА КОЕФІЦІЄНТ ОПОРУ ВІДВЕДЕННЮ
НАЯВНОСТІ НА КОЛЕСАХ ГАЛЬМІВНИХ ЗУСИЛЬ

Д.Ю. Приходченко, ст. викладач, Д.О. Бондаренко, студент.

Визначено умови за яких в математичній моделі руху триланкового автопоїзда з двовісним напівпричепом та одновісним опорним підкатним візком при розрахунку коефіцієнта опору відведенню необхідно враховувати наявність на колесах тягових або гальмівних зусиль.

Теоретичне дослідження руху автопоїзда вимагає складання математичної моделі, точність і складність якої значно залежить від обраного опису руху еластичного колеса, а саме врахування його основної властивості рухатись під кутом до своєї площини.

Початок створення теорії стійкості автомобілів пов'язують з роботами Е.А.Чудакова, Я.М.Певзнера, Г.В.Земелева, Б.С.Фалькевича, В.Ю.Гітіса. Подальший розвиток теорія стійкості автотранспортних засобів (АТЗ) одержує у роботах А.С.Літвінова, Д.А.Антонова, А.А.Хачатурова, Д.Р.Елліс, В.П.Сахно, М.С.Висоцького та ін.

Усі вчені відмічають, що у теоретичних дослідженнях стійкості АТЗ дуже складно враховувати у математичній моделі характеристики взаємодії колеса з дорогою. Вибір цих характеристик є важливою задачею, якій присвячено багато досліджень [1-6].

Метою роботи є аналіз впливу на коефіцієнт опору відведенню наявності на колесах тягових або гальмівних зусиль.

Існуючі на сьогодні теорії руху пневматичного колеса можна розділити на дві групи: лінійні теорії відведення і нелінійні. Лінійні теорії відведення справедливі тільки для умов достатньо малих бічних сил. Крім того, встановлено [2], що при використанні спрощеної математичної моделі автомобіля та нелінійної теорії відведення результати розрахунків більш близькі до експериментальних даних, ніж при застосуванні складної математичної моделі автомобіля з істотно меншим числом допущень та лінійної теорії відведення. Саме тому в теперішній час частіше використовуються нелінійні теорії відведення, серед яких найбільш поширені теорії И.Рокара і Д.А.Антонова.

З огляду на цілі дослідження, у моделі було використано нелінійну теорію відведення Д.А.Антонова.

Емпірична залежність Д.А.Антонова [2] має такий вигляд

$$Y = qk_{y0e} \delta, \quad (1)$$

де k_{y0e} - екстремальне значення коефіцієнта опору відведенню k_{y0} (при $\delta = 0$) у залежності від вертикального навантаження на колесо $k_{y0} = f(Z)$;

q - коефіцієнт корекції зв'язку між бічною силою і кутом відведення, якій визначається добутком корегуючи коефіцієнтів $q = q_N q_T q_\gamma q_\varphi q_\square q_{ш} q_{зр} q_{зк} q_{нв}$.

Корегуючи коефіцієнти, які належать до складу формули, враховують вплив різних факторів, а саме:

q_N - вплив вертикального навантаження;

q_T - наявності на колесах тягових та гальмівних зусиль;

q_γ - зміну кута нахилу колеса до площини дороги;

q_φ - якість дорожнього покриття;

q_\square - коливань колеса при його русі по нерівній поверхні;

$q_{ш}$ - тиску повітря у шині;

$q_{зр}$ - властивості ґрунтової дороги;

$q_{зк}$ - наявність у конструкції автомобіля задніх керованих коліс;

$q_{нв}$ - неусталеного відведення.

Такий підхід до моделі взаємодії колеса із дорогою дозволяє урахувати вплив на коефіцієнт опору відведенню багатьох факторів, які змінюються під час руху, однак їх розрахунок потребує великої кількості емпіричних коефіцієнтів.

Коефіцієнт q_T наявності на колесах тягових або гальмових зусиль рекомендується визначати по залежності

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\varphi_x R_z}\right)^2}}{1 + \left(\frac{n_k l_k}{d}\right) \left(\frac{R_z}{l_k C_{шy}}\right) \left(\frac{R_x}{R_z}\right)}, \quad (2)$$

де $\frac{n_k l_k}{d}$ - коефіцієнт, що обумовлює ступінь навантаження силами контакту колеса із дорогою;

n_k - число коліс;

l_k - довжина контактного відбитка колеса;

d - посадковий діаметр обода;

$C_{шy}$ - бічна жорсткість шини.

Але слід зазначити, що у формулі (2) не показана залежність функції корекції від кута відведення, хоча на фактичну залежність указували багато дослідників [4, 6]. У роботі [3] пропонується використовувати залежність

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\varphi_x R_z}\right)^{\Pi}}}{1 + \rho \left(\frac{n_k l_k}{d}\right) \left(\frac{R_z}{l_k C_{шy}}\right) \left(\frac{R_x}{R_z}\right)} + A \frac{\varphi_x R_z}{q_z K_{y0e}} \left(\frac{R_x}{\varphi_x R_z}\right)^2, \quad (3)$$

де $A = 1.1 \dots 1.2$;

Π - показник ступеня, якій визначається за формулою

$$\Pi = 2 - \frac{1}{\exp\left(57.3 |\delta| \frac{R_z}{R_{zном}} \frac{p_{шном}}{p_{ш}}\right)},$$

де $p_{шном}$ - номінальний тиск повітря в шині;

$$\rho = \frac{44 (|\delta| + 0.55) (\Pi + 0.7)}{\left(3 + \frac{p_{ш}}{p_{шном}}\right) \left(0.4 + \left|\frac{R_x}{\varphi_x R_z}\right|\right)}.$$

В математичній моделі величина коефіцієнта q_T розраховувалася за виразом (3).

Для визначення необхідності врахування цього коефіцієнта в математичній моделі руху триланкового автопоїзда з двовісним напівпричепом та одновісним опорним підкатним візком розглянемо рух автопоїзда в складі двовісного автомобіля-тягача КамАЗ-43253-010-15, одновісного підкатного візка ЧМЗАП-877900-20 і одновісного напівпричепа МАЗ-93801.

Вихідні дані для розрахунку: рух автопоїзда відбувається по горизонтальній поверхні з коефіцієнтом зчеплення в поздовжньому напрямку $\varphi_x = 0.7$, в поперечному – $\varphi_y = 0.6$; автопоїзд має ідеальний розподіл гальмівних сил між осями, тобто пропорційно вертикальному навантаженню на осі; гальмові механізми усіх коліс починають спрацьовувати одночасно. Гальмування відбувається від початкової швидкості 10 м/с з уповільненням $(0.1 \cdot t)$ м/с², де t - час гальмування.

На рис. 1 наведені графіки зміни коефіцієнтів q_T при русі автопоїзда без повороту керованих коліс, а на рис. 2 – з поворотом керованих коліс по закону $\Theta = 0.01 \cdot t$, де Θ - середній кут повороту

керованих коліс. На рисунку індексами *01*, *02*, *11* та *21* позначені коефіцієнти відповідно для передньої осі тягача, задньої осі тягача, осі підкатного візка та осі причепа; індексами *v* та *n* позначені відповідно внутрішнє та зовнішнє колеса вісі.

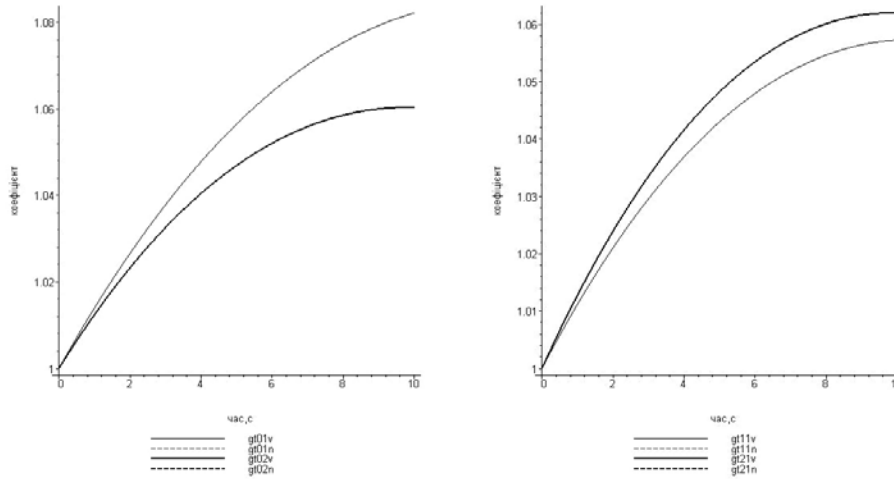


Рис.1 – Зміна коефіцієнта q_T при гальмуванні автопоїзда під час прямолінійного руху.

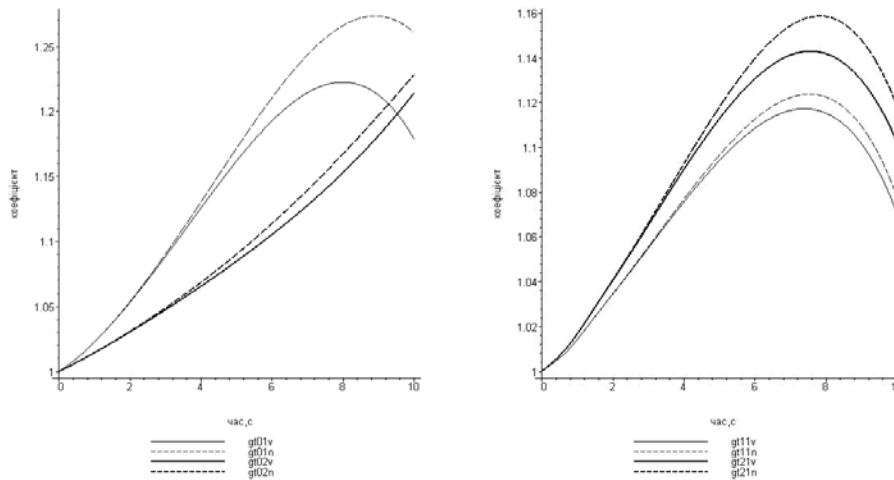


Рис.2 – Зміна коефіцієнта q_T при гальмуванні автопоїзда під час входження у поворот.

Аналіз результатів теоретичного дослідження впливу коефіцієнта корекції, що враховує наявність на колесах тягових або гальмівних зусиль на коефіцієнт опору відведенню свідчить про те, що при дослідженні стійкості прямолінійного руху коефіцієнтом q_T можна знехтувати, оскільки його величина складає $q_T = 1.00 \dots 1.08$. При цьому початкова швидкість гальмування та діюче уповільнення значно не впливають на максимальну величину коефіцієнта. При русі

транспортного засобу по колу коефіцієнт q_T на деяких колесах може досягати $q_T = 1.12 \dots 1.27$, тому, в залежності від мети дослідження, може виникнути необхідність в врахуванні цього коефіцієнта.

Бібліографічні посилання

1. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. - 2-е изд., перераб. - М.: Воениздат, 1957. - 455 с.
2. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1978. - 216 с.
3. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. - М.: Машиностроение, 1984. - 168 с.
4. Хачатуров А.А. Динамика системы “Дорога – шина – автомобиль – водитель”. - М.: Машиностроение, 1976. - 530 с.
5. Рокар И. Неустойчивость в механике. - М.: Изд-во иностр. лит., 1959. - 317 с.
6. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971. - 413 с.

22.04.2008