

- взаємодія коліс з опорною поверхнею проявляється через реакції опорної поверхні, які є функціями кутів відведення;

- кути повороту передніх коліс тягача рівні між собою, тобто $\theta_1 = \theta'_1 = \theta$;
- гіроскопічні моменти і моменти від неврівноважених обертових мас не враховуються;
- моменти опору в шарнірних з'єднаннях визначаються як [2]

$$M_{oi} = \frac{2}{3} Z_{oi} \times \mu \frac{R_i^2 - r_i^2}{R_i^2 + r_i^2},$$

де Z_{oi} – вертикальне навантаження на опорно-зчипний пристрій (ОЗП);

μ - коефіцієнт тертя ($\mu=0,15\dots 0,20$);

R_i, r_i – зовнішній і внутрішній радіуси поворотних кіл ОЗП;

- на автопоїзд діють наступні сили: сили опору коченню X_{ij} , сили опору бічному відведенню шин Y_{ij} , вертикальні реакції опорної поверхні Z_{ij} , сили інерції P_i , моменти опору повороту окремих ланок автопоїзда M_i .

Находженню залежності бічної сили, як функції кута відведення $Y = f(\delta)$, присвячено велику кількість теоретичних і експериментальних досліджень.

Найбільше поширення на сьогодні при визначенні бічних сил отримала аксіоматика І. Рокара і залежності Д.А.Антонова.

І. Рокар у роботі [3] запропонував визначати бічну силу як:

$$Y = k_0 \arctg c \delta ; Y = k_0 thc \delta ; Y = k\delta - k'\delta^3 + k''\delta^5 - \dots ; Y = \frac{k\delta}{\sqrt{1+x^2\delta^2}} ; x = \frac{k}{\varphi z}, \quad (1)$$

де c - коефіцієнт пропорційності;

k - коефіцієнт опору відведення;

δ - кут відведення;

φ - коефіцієнт поперечного ковзання;

z - вертикальне навантаження на колесо.

Для всіх апроксимацій важливо, щоб функція $Y=f(\delta)$ була не парною і визначалася як сума знакозмінного ряду.

Д.А. Антонов у роботі [4] запропонував наступне рівняння:

$$q = \frac{k_{yR \neq 0}}{k_{yR = 0}} = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{R_N \varphi} \right)^2} \quad (2)$$

і

$$Y = \sqrt{(\varphi R_N)^2 - R^2} \quad (3)$$

де q - коефіцієнтів корекції опору відведення при впливі тангенціальних сил;

$k_{yR \neq 0}$ - коефіцієнт опору відведення при дії тангенціальних сил на колеса автомобіля;

$k_{yR = 0}$ - теж при відсутності тангенціальних сил;

R - гальмівна (тягова) сила.

У результаті проведення розрахункового аналізу по основних залежностях $Y = f(\delta)$ бічної сили від кута відведення коліс Антоновим було зроблено висновок, що з використанням нелінійної теорії відведення результати більш близькі до експериментальних даних, чим при застосуванні лінійної теорії відведення. Однак при малих кутах відведення $\delta = 4-5^0$ при $\varphi = 0,6$ і $\delta = 2-2,5^0$ при $\varphi = 0,2-0,3$ зміна відношення порівняно невелика і може вважатися постійною (тобто $\frac{Y}{\delta} = k_y = const$), а залежність, отже, лінійною.

Отже, перевагами залежності Д.А. Антонова є можливість урахування зміни величини відведення при коливанні і нахилі коліс до опорної поверхні, при крені кузова тощо. Однак ця залежність через велику кількість коригувальних коефіцієнтів викликає ряд незручностей її

використання. Крім того, при збільшенні кутів відведення похибка розрахункових даних у порівнянні з експериментальними значно збільшується, що також вимагає коригування [5].

При дії великих бічних і повздовжніх сил, що приводять до великих кутів відведення, може бути рекомендована залежність $Y = \frac{k\delta}{\sqrt{1+x^2\delta^2}}$ тому, що в цьому випадку розбіжність результатів

розрахунку з експериментальними даними не перевищує 13-15%.

На відміну від залежності Д.А.Антонова залежність Рокара І. $Y = f(\delta)$, рис. 2, не громіздка і досить зручна для використання при розрахунках параметрів явища відведення для шин різних типорозмірів автомобілів, причепів і напівпричепів, що рухаються дорогами з удосконаленим покриттям. Однак, у деяких випадках, похибку, що допускає ця залежність, можна розглядати, як значну, внаслідок того, що бічне переміщення обумовлюється як пружними, так і не пружними деформаціями шини й опорної поверхні, а також ковзанням (хоча б і частковим) шини по опорній поверхні.

Зменшити розбіжності розрахункових даних з експериментальними можна за рахунок поправочного (коригувального) коефіцієнта до цієї залежності.

Коригувальний коефіцієнт з достатньою точністю може бути розрахований методом середніх квадратів як одного типорозміру шин, так і для цілого ряду. При цьому похибка залежності визначається як середній розмір розбіжностей між розрахунковими й експериментальними даними.

Так для шин типорозмірів, що встановлюються на автомобілях-тягачах), поправочний коефіцієнт змінюється в межах від 1,0 до 1,1 /шини звичайного профілю/, а для широкопрофільних шин, що встановлюються на причепах і напівпричепах – в межах 1,1...1,2 [6]. При цьому результати розрахунків залежностей $Y = f(\delta)$ з поправочним коефіцієнтом досить тісно співпадають з експериментальними даними.

У подальшому при математичному моделюванні будемо використовувати таку залежність:

$$Y_i = \frac{k_i \delta_i}{\sqrt{1 + k_i (\phi^2 C^2)^{-1} \delta_i^2}} \quad (4)$$

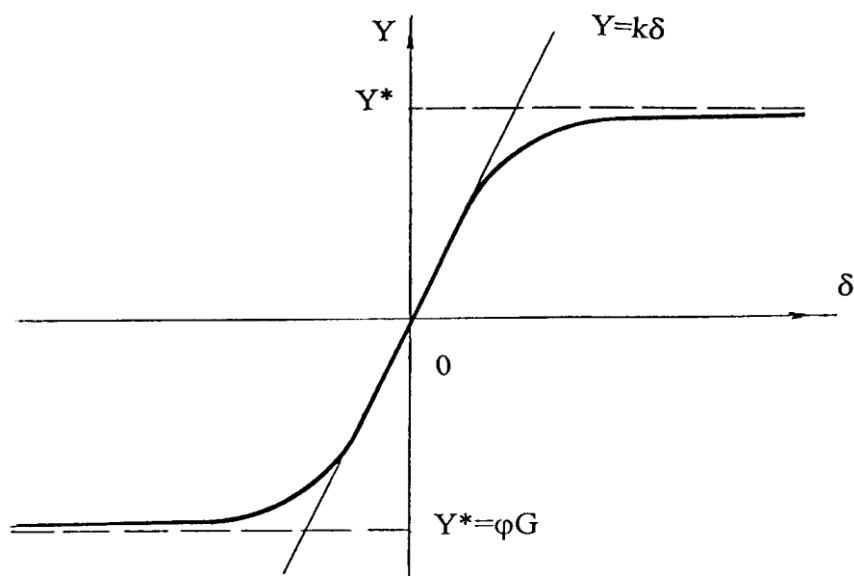


Рисунок 2 – До апроксимації залежності кута відведення від бічної сили

Необхідність врахування нелінійності пов'язана з тим, що лише у дуже малому діапазоні зміни кута відведення залежність між силами, що діють на колесо, і кутами відведення близька до лінійної, тоді як для всіх інших значень кутів відведення ця залежність нелінійна, причому бічна сила не може перевищити силу зчеплення. По мірі наближення значень Y до свого максимуму спочатку починається часткове проковзування у бічному напрямку, при подальшому збільшенні – повне проковзування. Відповідне йому максимальне значення бічної сили $Y = Y^*$ можна знайти, виходячи з того, що $Y^* = \phi G$, рис.2 [7].

Якщо позначити коефіцієнт опору відведення за відсутності поздовжніх сил на колесі через k_0 , то величина коефіцієнта k визначиться за формулою [5]

$$k = k_0 \times \frac{\sqrt{1 - (X / \phi \times G)^2}}{1 + 0,375 \times X / G}, \quad (5)$$

де G – вертикальне навантаження на колесо;

X – поздовжня сила, що задається співвідношенням

$$X = \begin{cases} M / r, \text{ якщо } M / r < \phi \times G \\ \phi \times G, \text{ якщо } M / r \geq \phi \times G \end{cases},$$

де M – тяговий (гальмівний) момент на колесі.

Висновки. Проведено аналіз існуючих залежностей, які описують плоскопаралельний рух і описано їх переваги і недоліки. Запропоновано шляхи зменшення розбіжностей розрахункових даних з експериментальними за рахунок введення поправочного (коригувального) коефіцієнта.

1. Автомобили. Устойчивость: Монография / В.Г.Вербицкий, В.П.Сахно, А.П.Кравченко, А.В.Костенко, А.Э.Даниленко. – Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2013. – 176 с.
2. Динамика длиннобазных автопоездов / М.С.Высоцкий, А.В.Жуков, Г.В.Мартыненко и др. – Минск: Наука и техника, 1987. – 199 с.
3. Рокар И. Неустойчивость в механике. – М.: изд-во иностр. лит., 1959.- 317 с.
4. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. М.: Машиностроение. 1984. – 240 с.
5. Сахно В. П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнерова / В. П. Сахно, Р. М. Кузнецов, Р. М. Марчук, В. П. Онищук // Проблеми автомобільного транспорту: Збірник наукових праць : Випуск 8. – Київ: НТУ, 2011. – С.157–165.
6. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л. Расчет эксплуатационных параметров движения автомобиля и автопоезда. - М.: Транспорт, 1982. - 264 с
7. Высоцкий М.С. Основы проектирования автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности. Мн., Наука и техника. 1980. - 200 с.

REFERENCES

1. Verbytskyj V.H., Sakhno V.P., Kravchenko A.P., Kostenko A.V., Danylenko A.E. (2013) *Avtomobyly. Ustojchivost': Monohrafiya* [Cars. Stability: Monograph], Luhansk, Publ. "Noulydzh", 176 p.
2. Vysotskyj M.S., Zhukov A.V., Martynenko H.V. i dr. (1987) *Dinamika dlinnobaznyh avtopoezdov* [Dynamics of long-base trucks], Minsk: Nauka i tehnika, 199 p.
3. Rokar Y. (1959) *Neustojchivost' v mehanike* [Instability in Mechanics], Moscow, Izdatel'stvo inostrannojo literatury, 317 p.
4. Antonov D.A. (1984) *Raschet ustojchivosti dvizhenija mnogoosnyh avtomobilej* [Calculation of the stability of motion of multi-car] Moscow, Mashinostroenie, 240 p.
5. Sakhno V. P., Kuznietsov R. M., Marchuk R. M., Onyschuk V. P. (2011) *Do vyznachennia pokaznykiv stijkosti avtopoizda-kontejnerovoza* [By the determination of the resistance-train container] Problems of Road Transport: Collected Works, Volume 8., Kyiv: NTU, pp.157–165.
6. Khachaturov A.A., Afanas'ev V.L. (1982) *Raschet jekspluatacionnyh parametrov dvizhenija avtomobilja i avtopoezda* [The calculation of operating parameters of vehicle and road train], Moscow,Transport, 264 p.
7. Vysotskyj M.S. (1980) *Osnovy proektirovanija avtomobilej i avtopoezdov bol'shoj gruzopod'emnosti* [Basics of designing cars and heavy-duty trucks] Minsk: Nauka i tehnika, 200 p.

Гуменюк П.А, Кузнецов Р.М. Основное предположение при построении математической модели плоскопараллельного движения автопоезда

В статье наведены основные математические предположения и упрощения при моделировании плоскопараллельного движения автопоезда. В результате анализа существующих зависимостей обоснованно введение дополнительного корректирующего коэффициента. Показана необходимость учета нелинейности при описании движения звеньев автопоезда.

Ключевые слова: автопоезд, траектория движения, углы увода, устойчивость.

P. Gumenyuk, R. Kuznetsov. The basic assumption in the construction of a mathematical model of plane-motion train

In the article the basic mathematical assumptions and simplification in modeling planar motion train. An analysis of existing dependencies justified the introduction of additional corrective coefficient. The necessity of taking into account non-linearities in describing the movement of train parts.

Keywords: Tractor, trajectory, angles of diversion, stability, speed.

АВТОРИ:

ГУМЕНЮК Павло Олександрович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри автоматизованого управління виробничими процесами, Луцький НТУ, e-mail: nacacom@gmail.com

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

АВТОРЫ:

ГУМЕНЮК Павел Александрович, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры автоматизированного управления производственными процессами, Луцкий НТУ, e-mail: nacacom@gmail.com

КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович, к.т.н., профессор кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: avto@lntu.edu.ua;

AUTHORS:

Pavel GUMENYUK, Ph.D., senior lecturer of automated process control, Lutsk National Technical University, e-mail: nacacom@gmail.com

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

Стаття надійшла в редакцію 29.09.2016р.