

THE PROBLEM OF TRACKING IN THREE-AXLE MOTOR VEHICLES

Jerzy Frankowski

Kielce University of Technology
Al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce, Poland
tel.: +48 41 3424448, fax: +48 41 34488698
e-mail: jfrank@tu.kielce.pl

Abstract

Currently, due to economic requirements, transportation process is making use of multi-axle and multi-segment vehicles. These vehicles, owing to their suspension system structure, are exposed to a slip in the area of cooperation between a tyre and the road surface while making a turning, bypassing, reversing or parking manoeuvres. That is why designers revive the idea of steered wheels and axles both in multi-axle vehicles and trailers. The paper, with the use of a simplified dynamic model of a three-axle vehicle, contributes to a tentative analysis of wheel steering in vehicles with a possibility of rear wheels control to avoid a slip. Rear wheels steering control should lead to overlapping or keeping the maximum track of front wheels trajectories. The relationship between the front wheels steering angle chosen by a driver and rear wheels steering angle were determined for the adopted model of the three-axle vehicle. The calculation results are shown in figures depicting the vehicle curvilinear track-driving at the chosen constant steering angle of front wheels and at the angle changing in time according to determined sinus function. The obtained results can be used for an analysis of multi-segment vehicles movement, with a simplified model. Further work is projected to consider the multi-axle and multi-segment vehicles and their models with a bigger number of freedom degrees, with the use of a fault control in steering of all the wheels.

Keywords: three axes vehicle model, vehicle curvilinear motion.

ZAGADNIENIE ŚLEDZENIA PRZEBIEGU TORÓW KÓŁ OSI PRZEDNIEJ PRZEZ KOŁA OSI TYLNYCH TRZYOSIOWEGO POJAZDU SAMOCHODOWEGO

Streszczenie

Aktualnie do realizacji zadań procesu transportowego wykorzystuje się pojazdy wieloosiowe i wielocłonowe. Jest to spowodowane w dużej mierze wymogami ekonomicznymi. Pojazdy te w przypadku wykonywania na przykład manewrów omijania, zawracania bądź parkowania ze względu na strukturę układu jezdnego narażone są często na występowanie zjawiska poślizgu w obszarze współpracy koła ogumionego z nawierzchnią jezdni. W związku z tym wraca się do rozwiązań konstrukcyjnych kół skrętnych bądź osi skrętnych zarówno w pojazdach jak i naczepach wieloosiowych. Niniejsza praca wykorzystując model dynamiczny pojazdu trzyosiowego znacznie uproszczony, stanowi wstępną analizę problemu sterowania kołami pojazdu posiadającego możliwość skrętu kół tylnych ze względu na uniknięcie poślizgu. Sterowanie skrętem kół tylnych ma prowadzić do pokrycia bądź maksymalnego zbliżenia torów kół przednich i tylnych pojazdu. W związku z tym określone zostały zależności między kątem skrętu kół przednich wybranym przez kierującego pojazdem a kątami skrętu kół tylnych dla przyjętego modelu pojazdu trzyosiowego. Otrzymane wyniki obliczeń pokazano na załączonych rysunkach podczas realizacji przez pojazd toru krzywoliniowego – jazda przy wybranym stałym kącie skrętu kół przednich oraz przy kącie zmieniającym się w czasie według określonej funkcji sinus. Otrzymane wyniki rozważań można wykorzystać do analizy ruchu pojazdów wielocłonowych z uwzględnieniem modelu o daleko idących uproszczeniach. W dalszej kolejności przewiduje się rozważyć podobne zagadnienia dla pojazdów wieloosiowych i wielocłonowych z wykorzystaniem modeli o większej liczbie stopni swobody, wykorzystując sterowanie uchybowe w układzie sterowania wszystkimi kołami pojazdu.

Słowa kluczowe: model pojazdu trzyosiowego, ruch po torze krzywoliniowym

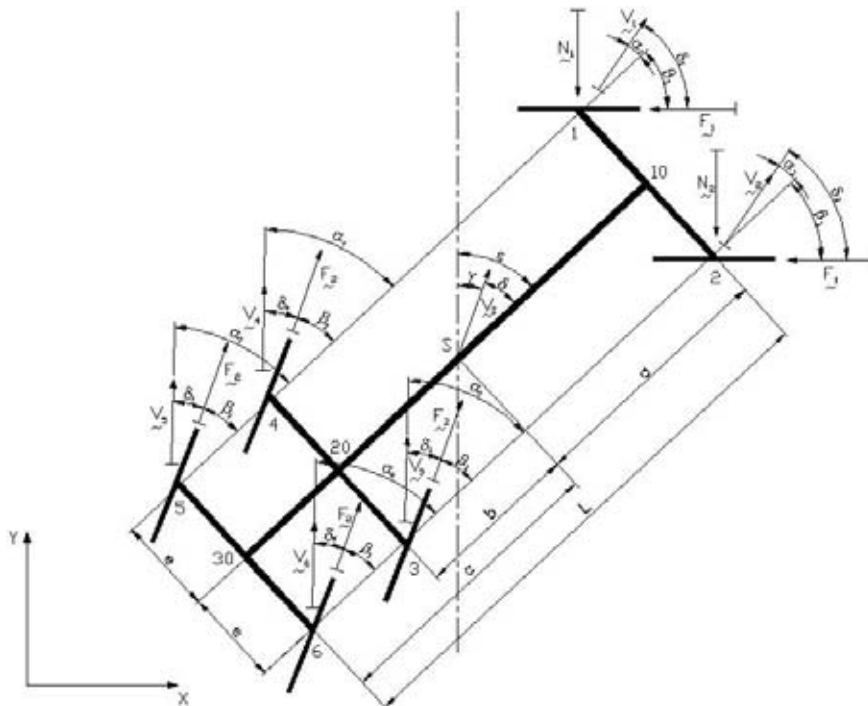
1. Wprowadzenie

Pojazdy wieloosiowe i wieloczłonowe oraz pojazdy do wielkogabarytowych ładunków specjalnych[1],[6] w przypadku wykonywania manewru omijania bądź wyprzedzania ze względu na strukturę układu jezdno narażone są często na wystąpienie zjawiska poślizgu w obszarze współpracy koła ogumionego z nawierzchnią jezdni. Manewry parkowania takich pojazdów są znacznie utrudnione. W związku z tym wraca się do rozwiązań konstrukcyjnych kół skrętnych bądź osi skrętnych zarówno w pojazdach jak i naczepach wieloosiowych. Niniejsza praca wykorzystując model dynamiczny pojazdu trzyosiowego znacznie uproszczony, stanowi analizę jakościową problemu sterowania kołami ze względu na uniknięcie poślizgu w strefie współpracy pneumatyka z nawierzchnią jezdni. Płaski model pojazdu rozważany był w literaturze przedmiotu [3], [4], [5] przy rozpatrywaniu zagadnień kierowności i stateczności ruchu pojazdu.

2. Opis modelu pojazdu

Schemat pojazdu pokazano na rys.nr1. Przyjęto, że środek masy pojazdu S nie zmienia swego położenia w czasie ruchu, a płaszczyzna pionowa, w której się on znajduje jest płaszczyzną symetrii podłużnej modelu. Zmiana kinematyki pojazdu następuje w zależności od założonej prędkości środka masy V_s , kąty: δ i δ_i . przyjmują małe wartości. Pojazd obciążony jest siłami bocznymi N_i między nawierzchnią jezdni a ogumieniem, innych oddziaływań zewnętrznych nie uwzględnia się. Ruch pojazdu rozpatruje się względem nieruchomego układu współrzędnych XY związanego z nawierzchnią jezdni. Składa się on z krzywoliniowego przemieszczania środka masy S z prędkością V_s oraz obrotu dookoła środka masy z prędkością kątową ω . Prędkość kątowa określona jest zależnością: $\omega = d\varepsilon/dt$. Promień krzywizny toru może być określony z wyrażenia:

$$R = V_s / \left(\frac{d\varepsilon}{dt} - \frac{d\delta}{dt} \right), \quad (1)$$



Rys. 1. Model pojazdu trzyosiowego
Fig. 1. The three axle vehicle model

Zamieszczone na rysunku oznaczenia określają odpowiednio:

- a, b, c, e, L - wymiary geometryczne modelu pojazdu,
- δ - średni kąt znoszenia osi pojazdu,
- V_s - prędkość środka masy pojazdu,
- V_{s_i} - prędkości środków poszczególnych kół pojazdu,
- δ_i - średnie kąty znoszenia środków poszczególnych kół pojazdu,
- N_i - siły boczne oddziaływania nawierzchni jezdni na pojazd.
- ε - kąt między osią podłużną pojazdu a osią Y nieruchomego układu odniesienia XY.

Średnie kąty znoszenia środków kół pojazdu określa się wg przyjętego modelu Rocarda [5] współpracy koła ogumionego z nawierzchnią jezdni z zależności:

$$\delta_i = \frac{N_i}{K_i}, \quad (2)$$

gdzie:

K_i - sztywności poprzeczne opon pojazdu.

W obliczeniach przyjęto takie same wartości sztywności poprzecznych tylnych i przednich kół ogumionych. Przyjmując małe wartości kątów znoszenia oraz takie same wartości kątów skrętu dla kół przednich β_1 , oraz kół tylnych dla osi drugiej β_2 a β_3 dla osi trzeciej, otrzymuje się zależności:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= \beta_1 + \delta - \frac{a}{v_s} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt}, \\ \delta_2 &= -\beta_2 + \delta + \frac{b}{v_s} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt}, \\ \delta_3 &= -\beta_3 + \delta + \frac{c}{v_s} \cdot \frac{d\varepsilon}{dt}. \end{aligned} \quad (3)$$

Układ równań ruchu pojazdu ma następującą postać:

$$\begin{aligned} \frac{d\delta}{dt} &= \frac{d\varepsilon}{dt} - \frac{K_1}{m \cdot v_s} \cdot \delta_1 + \frac{K_2}{m \cdot v_s} \cdot \delta_2 - \frac{K_3}{m \cdot v_s} \cdot \delta_3, \\ \frac{d^2\varepsilon}{dt^2} &= \frac{K_1 \cdot a}{J_{zz}} \cdot \delta_1 + \frac{K_2 \cdot b}{J_{zz}} \cdot \delta_2 - \frac{K_3 \cdot c}{J_{zz}} \cdot \delta_3. \end{aligned} \quad (4)$$

Rozwiązanie układu równań różniczkowych (4) pozwala wyznaczyć funkcje $\varepsilon(t)$ i $\delta(t)$ oraz ich pochodne $\frac{d\varepsilon}{dt}$, $\frac{d\delta}{dt}$, niezbędne do określenia współrzędnych punktów 10 (X_{10} , Y_{10}), 20 (X_{20} , Y_{20}) i 30 (X_{30} , Y_{30}), ich pochodnych a następnie do wyznaczenia współrzędnych X Y środków poszczególnych kół (patrz rys. nr 1). Wykorzystując związki na $\varepsilon(t)$ i $\delta(t)$ z układu równań (4) otrzymano zależności między kątem skrętu kół przednich pojazdu β_1 a kątami skrętu kół tylnych β_2 i β_3 .

Postać tych związków jest następująca:

$$\begin{aligned} \cos(\delta_2 + \beta_2) &= \cos(\delta_1 - \beta_1) \cdot \frac{v_1}{v_2}, \\ \cos(\delta_3 + \beta_3) &= \cos(\delta_1 - \beta_1) \cdot \frac{v_1}{v_3}, \end{aligned} \quad (5)$$

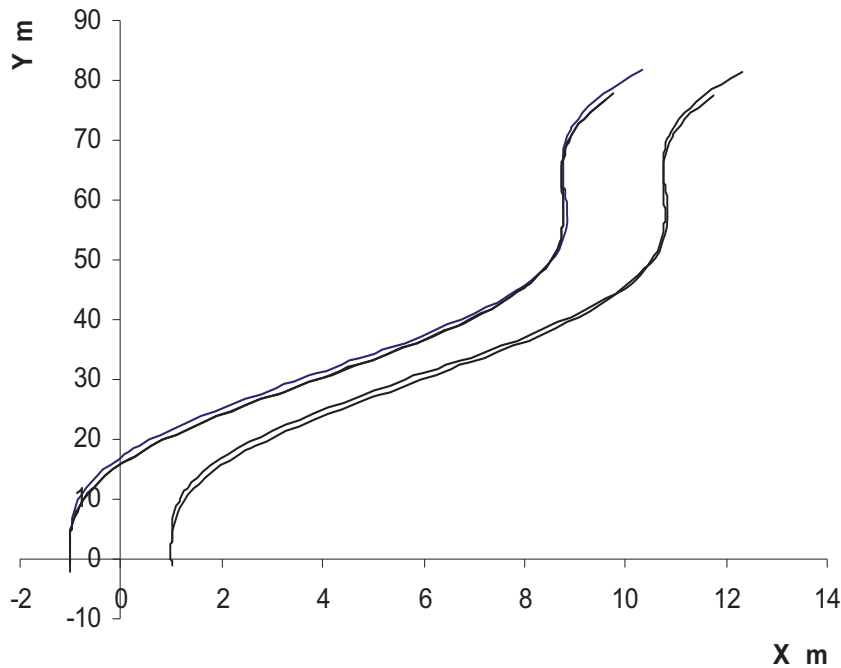
gdzie V_1, V_2 i V_3 dla tego przypadku przyjmuje się równe prędkościom odpowiadającym punktom o współrzędnych (X_{10}, Y_{10}) , (X_{20}, Y_{20}) i (X_{30}, Y_{30}) (patrz rys. nr 1) określone są następującymi wyrażeniami:

$$\begin{aligned} v_1 &= \sqrt{v_s^2 + \left(v_s \cdot \delta - a \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} \right)^2}, \\ v_2 &= \sqrt{v_s^2 + \left(v_s \cdot \delta + b \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} \right)^2}, \\ v_3 &= \sqrt{v_s^2 + \left(v_s \cdot \delta + c \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} \right)^2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Postać powyższych zależności odpowiada znacznie uproszczonemu modelowi pojazdu. Dla pojazdów o małej długości można przyjąć takie same wartości kątów skrętu kół.

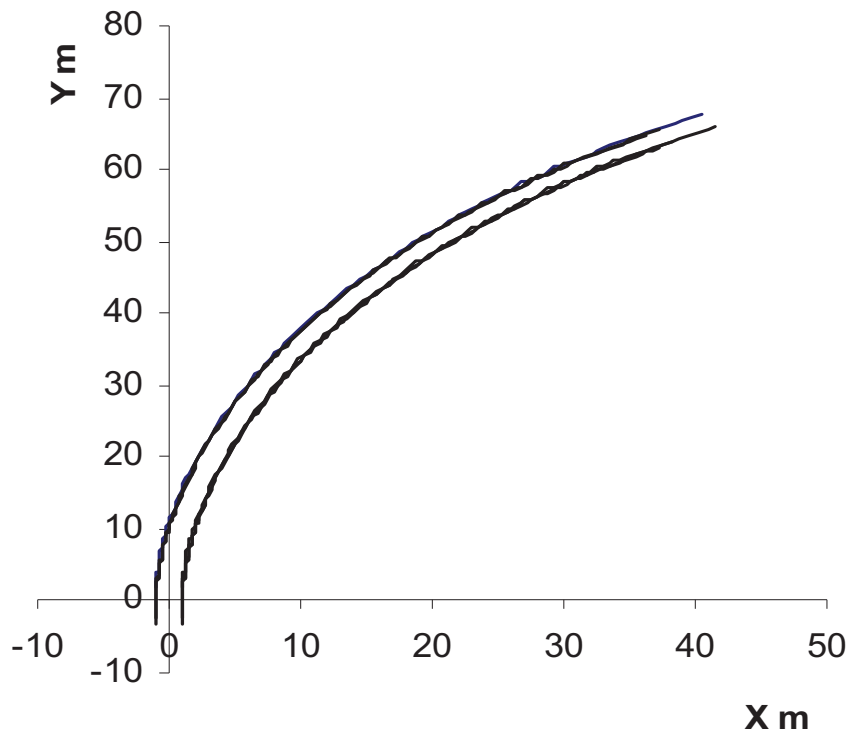
Poniżej przedstawiono w postaci wykresów wyniki obliczeń dla modelu o danych:

$a=1.0\text{m}$; $b=3.0\text{m}$; $c=4.0\text{m}$; $e=1\text{m}$; $\beta_1 = 0.1\text{ rad}$, lub $\beta_1 = 0.1 \sin t \text{ rad}$; $m=6000\text{kg}$; $V_s = 10 \text{ m/s}$;
 $1=K_2=K_3=165000\text{N/rad}$; $J_{zz} = 7000 \text{ kg m}^2$.



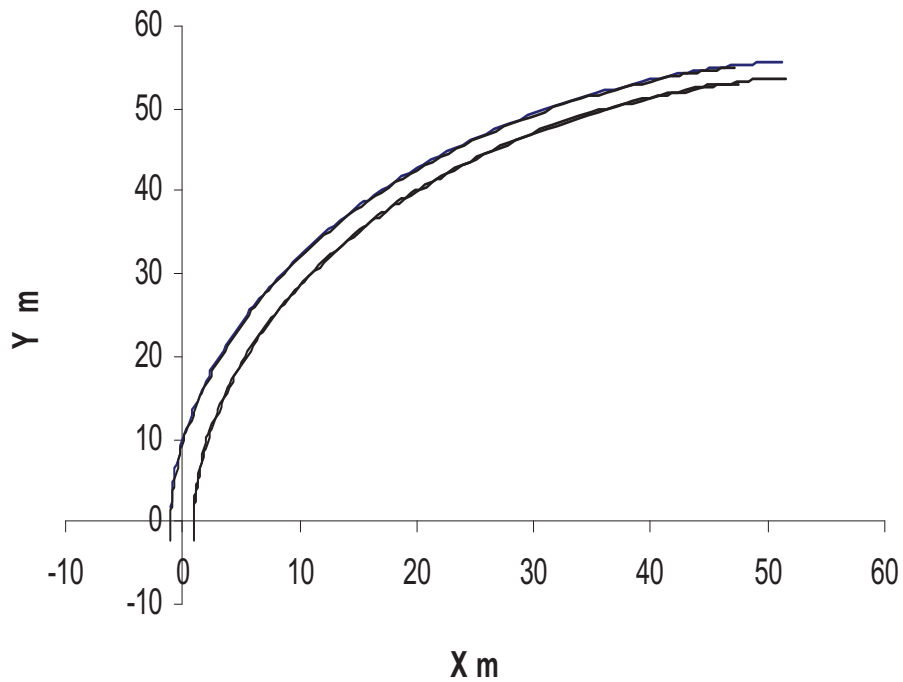
Rys. 2 .Tor ruchu pojazdu dla $\beta_1 = 0.1 \sin t \text{ rad}$, $\beta_2 = \beta_3 = \beta_1$

Fig. 2. A vehicle track for $\beta_1 = 0.1 \sin t \text{ rad}$, $\beta_2 = \beta_3 = \beta_1$



Rys. 3. Tor ruchu pojazdu dla : $\beta_1 = 0.1 \text{ rad.}$, $\beta_2 = 0 \text{ rad.}$, $\beta_3 = 0 \text{ rad.}$, $R = 80 \text{ m}$

Fig. 3. A vehicle track for: $\beta_1 = 0.1 \text{ rad.}$, $\beta_2 = 0 \text{ rad.}$, $\beta_3 = 0 \text{ rad.}$, $R = 80 \text{ m}$



Rys. 4. Tor ruchu pojazdu dla : $\beta_1 = 0.1 \text{ rad.}$, $\beta_2 = 0.1 \text{ rad.}$, $\beta_3 = 0.12 \text{ rad.}$, $R = 57,2 \text{ m}$

Fig. 4. A vehicle track for $\beta_1 = 0.1 \text{ rad.}$, $\beta_2 = 0.1 \text{ rad.}$, $\beta_3 = 0.12 \text{ rad.}$, $R = 57,2 \text{ m}$

3. Podsumowanie

Przedstawiony model pojazdu trzyosiowego z kierowanymi kołami pozwala na ocenę wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych, eksploatacyjnych i kątów skrętu kół tylnych na tor ruchu pojazdu. Możliwe jest określenie wartości kąta skrętu kół tylnych dla założonej wartości kąta skrętu kół przednich i prędkości jazdy. Skręcanie kół tylnych zmniejsza wartość promienia krzywizny toru ruchu pojazdu. W dalszej kolejności rozpatrywane będą modele pojazdów wieloosiowych i wieloczłonowych o większej liczbie stopni swobody z kierowanymi kołami z wykorzystaniem hipotezy współpracy koła ogumionego z nawierzchnią jezdni [2]. Zaproponowany zostanie system bezpośredniego sterowania kołami wykorzystujący sterowanie uchybowe.

Literatura

- [1] Chodkowski, A. W., *Badania modelowe pojazdów gąsienicowych i kołowych*, WKiŁ, Warszawa, 1982.
- [2] Dugoff, H., Fancher, P. S., Segel, L., *An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamics performance*, S.A.E. Paper 700377, 1970.
- [3] Lanzerdoerfer, J., Szczepaniak, C., *Teoria ruchu samochodu*, WKiŁ, Warszawa, 1980.
- [4] Litwinow, A., *Kierowalność i stateczność samochodu*, WKiŁ, Warszawa, 1975.
- [5] Nejmark, J. I., Fufajew, N. A., *Dynamika układów nieholonomicznych*, PWN, Warszawa, 1971.
- [6] Prochowski, L., Żuchowski, A., *Samochody ciężarowe i autobusy*. WKiŁ, Warszawa, 2004.