ARCHIWUM MOTORYZACJI
2, pp. 145-156 (2008)

Analiza kinematyczna mechanizmu zwrotniczego

JANUSZ ORMEZOWSKI

Politechnika Łódzka, Instytut Pojazdów, Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn

W artykule przedstawiono analizę kinematyczną mechanizmu zwrotniczego z zębatkową przekładnią kierowniczą. Stosując płaski i przestrzenny model mechanizmu zwrotniczego wyznaczono charakterystyki kinematyczne, szczególnie odchyłki kątów skrętu kół (tzw. błędy Ackermanna) w funkcji skrętu koła jezdnego. W analizie płaskiego modelu mechanizmu zwrotniczego zastosowano numeryczne rozwiązanie równań kinematyki, natomiast w analizie przestrzennego modelu program Pro/Engineer. Zaprezentowano zróżnicowane charakterystyki kinematyczne, które otrzymano przy użyciu płaskiego i przestrzennego modelu mechanizmu zwrotniczego.

1. Wstęp

Analiza kinematyczna mechanizmu zwrotniczego, który wraz z mechanizmem kierowniczym i opcjonalnie z mechanizmem wspomagającym tworzy układ kierowniczy w pojeździe, pozwala określić ważne dla kierowalności pojazdu charakterystyki kinematyczne związane ze skrętem kierowanych kół jezdnych. W pracy wyznaczono charakterystyki kinematyczne dla popularnego mechanizmu zwrotniczego z zębatkową przekładnią kierowniczą, stosując płaski i przestrzenny model tego mechanizmu. Płaskie modele mechanizmów zwrotniczych, nie uwzględniające kątów pochylenia i wyprzedzenia osi zataczanie zwrotnic są powszechnie prezentowane w literaturze przedmiotu. Celem pracy jest ukazanie różnic występujących w charakterystykach kinematycznych wybranego mechanizmu zwrotniczego wyznaczonych przy zastosowaniu płaskiego i przestrzennego modelu.

Stworzenie i upowszechnienie się technologii informatycznej umożliwiło stosowanie w badaniach kinematyki mechanizmów zwrotniczych rozbudowanych metod analitycznych, np. [1]. Stosowanie takich metod wymaga zbudowania i uruchomienia własnego programu obliczeniowego do numerycznego rozwiązywania równań kinematyki mechanizmu zwrotniczego, co w odniesieniu do przestrzennych modeli mechanizmów zwrotniczych, zwykle sprzężonych z niezależnym zawieszeniem, może być czasochłonne. Skutecznym, wydajnym i wszechstronnym narzędziem, które może uzupełnić lub zastąpić dotychczasowe metody analizy kinematycznej mechanizmów zwrotniczych, zwłaszcza prowadzone przy zastosowaniu przestrzennych modeli, są

systemy CAD/CAE (Computed Advanced Design/Computed Advanced Engineering), tj. zaawansowane programy komputerowego wspomagania projektowania i analizy inżynierskiej. Jednym z takich systemów, który wykorzystano w pracy, jest oprogramowanie Pro/Engineer amerykańskiej firmy Parametric Technology Corporation, stosowane nie tylko w przemyśle, ale również w ośrodkach akademickich [2]. Pro/Engineer zawiera m.in. zintegrowany moduł obliczeniowy Pro/Mechanism, który umożliwia wykonanie różnorodnych analiz złożonych układów mechanicznych, m.in. trójwymiarową analizę kinematyczną mechanizmu zwrotniczego.

2. Charakterystyki kinematyczne mechanizmu zwrotniczego

Poniżej przedstawiono charakterystyki kinematyczne, które w funkcji skrętu kół jezdnych określają zmienność głównych parametrów kinematycznych mechanizmu zwrotniczego, tj. odchyłek skrętu kół kierowanych (tzw. błędów mechanizmu zwrotniczego), zbieżności kół kierowanych (kąta zbieżności) i przełożenia kinematycznego mechanizmu zwrotniczego. Stosowanie pojęcia „błąd" (np. błąd mechanizmu zwrotniczego, czy błąd Ackermanna) do nazywania immanentnej właściwości konstrukcyjnej mechanizmu zwrotniczego może budzić wątpliwości wobec ogólnego znaczenia tego pojęcia, jako pewnej nieprawidłowości dającej się wyeliminować [3]. Wobec powyższego, zamiast pojęcia „błąd", zastosowano w pracy pojęcie „odchyłka" (np. odchyłka kąta skrętu kół jezdnych, czy Ackermann deviations [4]), odnoszące się do danej właściwości nieusuwalnej. Wskazane charakterystyki kinematyczne mogą być uzupełniane poprzez uwzględnienie wpływu ruchów zawieszenia, zarówno pionowych, wynikających ze skoku koła jezdnego, jak i poziomych, wynikających z elastokinematyki zawieszenia. Przedstawienie pełnej grupy charakterystyk wykracza jednak poza przyjęty w pracy zakres.

2.1. Odchyłka kąta skrętu koła kierowanego

Odchyłka $\Delta\beta_i$ kąta skrętu i-tego koła kierowanego (gdzie indeksy: i=1 dla koła jezdnego przedniego lewego, i=2 dla koła jezdnego przedniego prawego) jest różnicą pomiędzy rzeczywistym kątem skrętu β_i tego koła, który wynika z konstrukcji danego mechanizmu zwrotniczego (jako modelu lub rzeczywistego obiektu), a teoretycznym kątem skrętu β_{iT} tego koła [5], tj.:

$$\Delta\beta_i = \beta_i - \beta_{iT} \tag{1}$$

Teoretyczna kinematyka skrętu kół pojazdu, z której wynika definicja teoretycznego kąta skrętu koła jezdnego, jest określana dla uproszczonego płaskiego modelu pojazdu, rozpatrywanego w rzucie na płaszczyznę podłoża i przy założeniu powolnego ruchu pojazdu, co umożliwia pominięcie w analizie kątów znoszenia opon i przyjęcie sztywnego modelu koła jezdnego. Dla takiego modelu pojazdu teoretyczne kąty skrętu kół jezdnych są określane poprzez wprowadzenie warunku wspólnego środka chwilowego obrotu pojazdu i kół jezdnych co powoduje, że kąty skrętu kół kierowanych, prawych i lewych, będą odpowiednio różne i koła jezdne będą się toczyć bez poślizgu.

Teoretyczne ustawienie kół jezdnych, jest nazywane w literaturze, zwłaszcza anglosaskiej geometrią Ackermanna (we francuskiej geometrią Jeantauda). W przypadku pojazdu czterokołowego z przednimi kołami kierowanymi, teoretyczny kąt skrętu koła prawego β_{2T} w funkcji kąta skrętu koła lewego β_1 może być zdefiniowany za pomocą zależności:

$$\beta_{2T} = arctg\left[\left((tg\beta_1)^{-1} + a/L\right)^{-1}\right] \tag{2}$$

lub teoretyczny kąt skrętu koła lewego β_{1T} w funkcji kąta skrętu koła prawego β_2 za pomocą zależności:

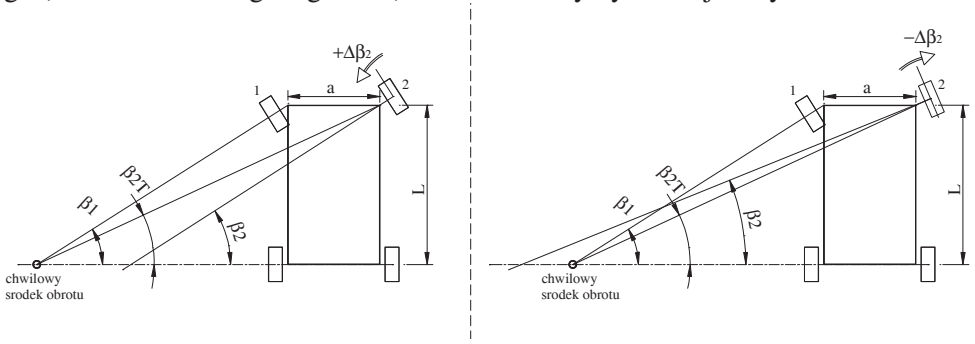
$$\beta_{1T} = arctg\left[\left((tg\beta_2)^{-1} - a/L\right)^{-1}\right] \tag{3}$$

gdzie:

a- rozstaw osi obrotu zwrotnic w płaszczyźnie drogi,

b- rozstaw osi kół jezdnych.

Zależność (2) określająca teoretyczny kąt skrętu β_{2T} odpowiada pozycji chwilowego środka obrotu określonej przez kąt β_1 skrętu lewego koła (oś obrotu własnego tego koła) i osie obrotów własnych tylnych kół jezdnych (rys. 1). Zależność (3) odpowiada pozycji chwilowego środka obrotu określonej przez kąt β_2 skrętu prawego koła jezdnego (oś obrotu własnego tego koła) i osie obrotu tylnych kół jezdnych.



Rys. 1. Odchyłki skrętu $\Delta\beta_2$ koła 2 na tle teoretycznego i rzeczywistego skrętu koła 2.
Fig. 1. Ackermann deviations of the turn of wheel 2 relating to the theoretical and real turn of wheel 2.

Stosowane w samochodach mechanizmy zwrotnicze nie pozwalają w pełni spełnić wymagań określonych powyższymi zależnościami (2, 3), co powoduje wytworzenie odchyłek kątów skrętu kół jezdnych (1). Zbiór odchyłek skrętu danego koła kierowanego w funkcji skrętu koła sąsiedniego można przedstawić w postaci krzywej, która wskazuje charakter i zakres nierealizowania przez dany mechanizm zwrotniczy poprawnej kinematyki skrętu kół.

2.2. Zbieżność kół jezdnych

Zbieżność statyczna jest określana dla kół jezdnych ustawionych symetrycznie względem wzdłużnej płaszczyzny symetrii pojazdu [6]. W czasie skrętu zbieżność kół kierowanych (różnica kątów skrętu kół jezdnych wg [7]) zmienia się. Zbieżność kół

w czasie skrętu, oznaczoną w pracy jako zb, odnoszoną do rzeczywistych kątów skrętu β_1, β_1, tj. wynikających z kinematyki trapezowego mechanizmu zwrotniczego, można przedstawić za pomocą zależności:

$$zb = \beta_1 - \beta_2, \tag{4}$$

a w odniesieniu do teoretycznych kątów skrętu (przykładowo w odniesieniu do teoretycznego kąta skrętu β_{2T}) za pomocą zależności, którą nazwano w pracy zbieżnością teoretyczną w czasie skrętu, tj.:

$$zb_{T2} = \beta_1 - \beta_{2T} \tag{5}$$

Biorąc pod uwagę powyższe zależności, (4), (5), można określić związek teoretycznej i rzeczywistej zbieżności w czasie skrętu z odchyłkami kątów skrętu za pomocą zależności:

$$zb - zb_{T2} = -\Delta\beta_2 \tag{6}$$

Zależność (6) wskazuje, że odchyłka kątów skrętu koła jezdnego może być określona również jako różnica pomiędzy rzeczywistą a teoretyczną zbieżnością kół w czasie skrętu.

2.3. Przełożenie kinematyczne

Zgodnie z ogólną definicją, przełożenie kinematyczne układu kierowniczego jest ilorazem kąta obrotu koła kierownicy do średniego (średnia arytmetyczna) kąta skrętu kół kierowanych [8]. W przypadku zastosowania w układzie kierowniczym zębatkowej przekładni kierowniczej, która na wyjściu nie ma elementu obrotowego, jak np. wyjściowy wał główny przekładni śrubowo-kulkowej, przełożenie mechanizmu zwrotniczego można określić jako iloraz kąta obrotu koła zębatego przekładni, współpracującego z listwą zębatą do średniego kąta skrętu kół kierowanych (w istocie jest to przełożenie układu kierowniczego). Przyjmując zatem promień podziałowy koła zębatego Rz i wyznaczając z zależności kinematycznych przemieszanie listwy zębatej Δd w czasie skrętu, przełożenie kinematyczne takiego mechanizmu można określić w funkcji średniego skrętu kół kierowanych za pomocą zależności:

$$ik = \frac{\Delta d}{Rz * (\beta_1 + \beta_2)/2} \tag{7}$$

3. Analiza kinematyczna wybranego mechanizmu zwrotniczego

Najstarszą metodą wyznaczania jednej z podstawowych charakterystyk mechanizmu zwrotniczego, tj. krzywej odchyłek skrętu kół kierowanych jest metoda graficzna Jeantauda (opracowana na początku ubiegłego wieku), która odnosi się do graficznego określenia teoretycznej kinematyki skrętu kół pojazdu. W swojej klasycznej formie metoda ta opiera się na założeniu płaskiego modelu mechanizmu zwrotniczego i jest zorientowana na mechanizm zwrotniczy z pojedynczym poprzecznym drążkiem kierowniczym [9, 10]. Ogólnie rzecz biorąc, metoda Jeantauda polega na wykreślnym

zbudowaniu zbioru punktów przecięcia się ramion odpowiednich kątów, które to ramiona są wyznaczane w odniesieniu do kolejno wzrastających rzeczywistych kątów skrętu kół kierowanych. Sporządzony wykreślnie na planie mechanizmu zwrotniczego zbiór punktów, zlokalizowany w pobliżu referencyjnej dla tej metody linii (która jest miejscem przecięcia się ramion teoretycznych kątów skrętu kół jezdnych), pozwala aproksymować krzywą odchyłek. Użycie tej metody do analizy przestrzennych modeli mechanizmów zwrotniczych wymaga jej odpowiedniej modyfikacji [11] i może być dziś wspomagane programem CAD.

W pracy zastosowano do analizy płaskiego modelu mechanizmu zwrotniczego metodę analityczną, a do analizy modelu przestrzennego oprogramowanie Pro/Engineer. W zbudowanych modelach przyjęto idealną sztywność składowych elementów mechanizmu zwrotniczego i brak luzów w ich połączeniach ruchowych. W obliczeniach zastosowano parametry mechanizmu zwrotniczego (rys. 2):

α - kąt odchylenia ramienia zwrotnicy,
c - długość ramienia zwrotnicy,
d - długość listwy zębatej,
e - odległość listwy zębatej od linii łączącej punkty przebicia osi obrotu zwrotnic z płaszczyzną drogi.

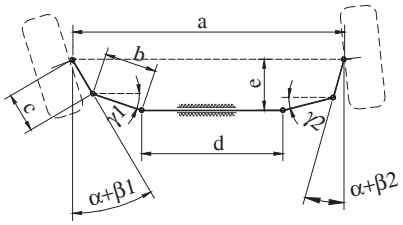
Wartości parametrów geometrycznych przedstawiono w tabeli 1, przy czym wartości pozostałych parametrów, np. długość b drążka kierowniczego, były obliczane w toku symulacji.

Tabela 1. Wartości parametrów geometrycznych zastosowane w obliczeniach.
Table 1. Geometrical parameters applied in calculations.

a [m]	L [m]	α [rad]	c [m]	d [m]	e[m]	Rz [m]
1,49	2,48	0,384	0,2	0,6	0,185	0,01

3.1. Analiza kinematyczna mechanizmu zwrotniczego przy zastosowaniu modelu płaskiego

Na rysunek 2 przedstawiono przyjęty do analizy płaski model mechanizmu zwrotniczego z zębatkową przekładnią kierowniczą, zlokalizowaną za osią kół jezdnych. W modelu tym, podobnie jak w klasycznej metodzie Jeantauda nie uwzględniono kątów wyprzedzenia i pochylenia osi obrotu zwrotnic.



Rys. 2. Płaski model mechanizmu zwrotniczego z zębatkową przekładnią kierowniczą.
Fig. 2. The plain model of a steering linkage with rack and pinion.

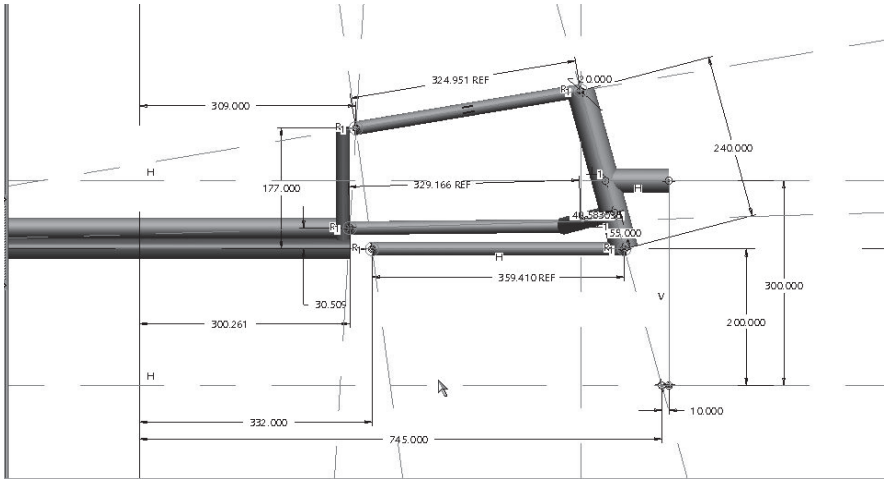
Dla przyjętego modelu określono równania kinematyki:

$$\begin{cases} c \cdot \sin(\alpha + \beta_1) + c \cdot \sin(\alpha + \beta_2) + b \cdot \cos\gamma_1 + b \cdot \cos\gamma_2 + d - a = 0 \\ c \cdot \cos(\alpha + \beta_1) + b \cdot \sin\gamma_1 - e = 0 \\ c \cdot \cos(\alpha + \beta_2) + b \cdot \sin\gamma_2 - e = 0 \end{cases} \tag{8}$$

Przy wykorzystaniu zbudowanego programu komputerowego, uwzględniającego równania (1), (2), (4), (5), (7), (8), wyznaczono za pomocą obliczeń numerycznych odpowiednie charakterystyki kinematyczne, które przedstawiono na rysunkach 5, 6, 7.

3.2. Analiza kinematyczna mechanizmu zwrotniczego przy zastosowaniu modelu przestrzennego

Stosując program Pro/Engineer[1] zbudowano przestrzenny model mechanizmu zwrotniczego z zębatkową przekładnią kierowniczą połączony z modelem niezależnego zawieszenia przednich kół jezdnych. Pozycję i długość drążków kierowniczych określono graficznie (rys. 3), przy zadanej lokalizacji chwilowego środka obrotu zwrotnicy względem ramy pojazdu i z uwzględnieniem warunków poprawnej kinematycznie współpracy drążków kierowniczych z elementami wodzącymi zawieszenia [7]. Model mechanizmu zwrotniczego i zawieszenia zespolono z modelem pojazdu (a raczej podwozia), w którym przyjęto zależne zawieszenie tylnych kół jezdnych, elementy sprężyste, tłumiące oraz sztywne koła jezdne. Bryły reprezentujące ramę, elementy zawieszenia, koła jezdne, zwrotnice, drążki kierownicze, listwę zębatą zostały odpowiednio połączone ze sobą za pomocą więzów kulistych, płaskich obrotowych i suwliwych.

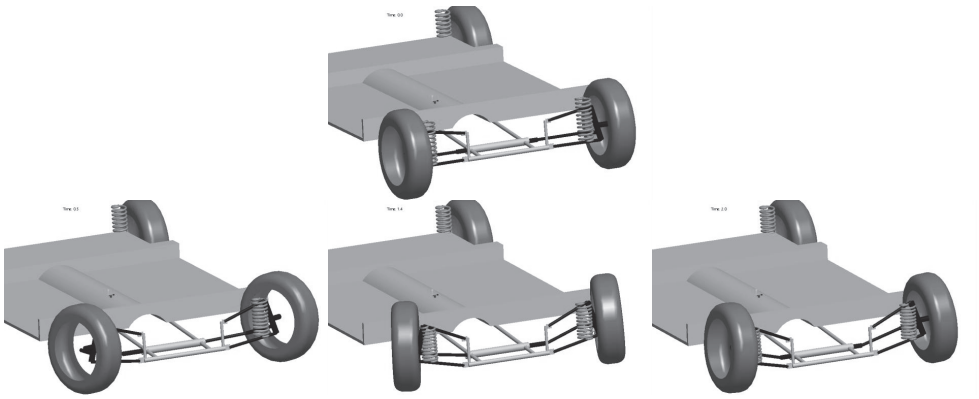


Rys. 3. Określenie pozycji i długości drążka kierowniczego - widok fragmentu analizy (Pro/Engineer).
Fig. 3. Determining the location and lengths of the truck rod - view of the fragment of analysis (Pro/Engineer).

[1] Wildfire 3.0, wersja edukacyjna.

Wprowadzono kąt pochylenia osi obrotu zwrotnicy o wartości 0,262 rad (15 deg) oraz kąt wyprzedzenia osi obrotu zwrotnic o wartości 0,087 rad (5 deg). Badania symulacyjne zaprogramowano w module obliczeniowym Pro/Mechanism, uwzględniając równania (1), (2), (4), (5), (7). Wymuszenie kinematyczne przyłożono do listwy zębatej, programując skręt kół jezdnych w lewą i prawą stronę, w zakresie od –0,39 rad do 0,55 rad. Badania symulacyjne ruchu wykonano dla wyodrębnionego modelu mechanizmu zwrotniczego z zawieszeniem oraz dla modelu pojazdu stojącego na poziomej płaszczyźnie i dodatkowo, przy zwiększającym się obciążeniu pojazdu, powodującym obniżenie się przedniego zawieszenia o 84 mm (rys. 4). Badania wyodrębnionego z pojazdu modelu mechanizmu zwrotniczego z zawieszeniem wykonano przy unieruchomionym zawieszeniu i zerowym kącie wyprzedzenia osi obrotu zwrotnicy. Uzyskane wyniki badań przedstawiono na rysunkach 5, 6, 7.

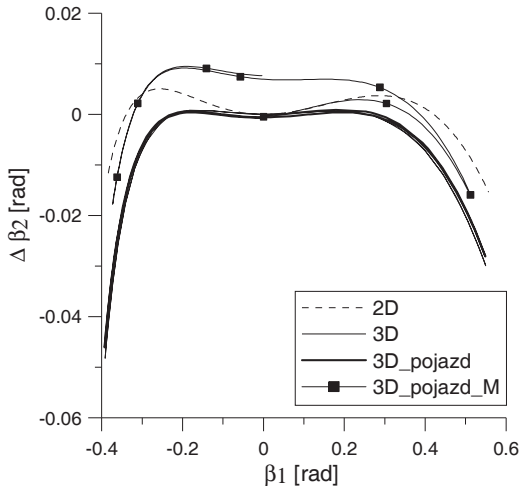
Odchyłki $\Delta\beta_2$ skrętu prawego koła jezdnego w funkcji skrętu lewego koła przedstawiono (rys. 5) dla całego zakresu skrętu i w odniesieniu do określonych w pracy modeli mechanizmu zwrotniczego. Zgodnie z przyjętym globalnym układem współrzędnych, wg ISO, dodatnie wartości β_1 odpowiadają skrętowi kół jezdnych w lewą, a ujemne w prawą stronę. Krzywa odchyłek skrętu kół jest funkcją trygonometryczną [12], niesymetryczną względem osi rzędnych. Przy symetrycznej konfiguracji zawieszenia i mechanizmu zwrotniczego względem płaszczyzny symetrii pojazdu krzywe odchyłek dla obu kół kierowanych są podobne. Krzywa odchyłek skrętu kół pozwala ocenić poprawność doboru danego mechanizmu zwrotniczego do pojazdu. Zwykle koła jezdne w czasie skrętu w prawą i lewą stronę mogą uzyskać tylko dwukrotnie wzajemne ustawienie zgodne z teoretycznym, co dla przyjętych wartości parametrów (tabela 1) wyraźnie przedstawia krzywa odchyłek uzyskana dla płaskiego modelu mechanizmu zwrotniczego (rys. 5 – linia przerywana).



Rys. 4. Model przestrzenny pojazdu zastosowany w analizie, zrzuty ekranu przy symulacji skrętu kół kierowanych i wzrastającym obciążeniu pojazdu (Pro/Engineer).
Fig. 4. Solid model of the vehicle used in analysis; the screenshots at turns of wheels and rising load the vehicle (Pro/Engineer).

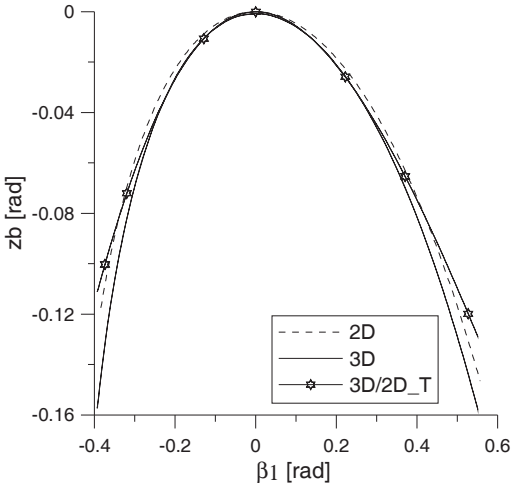
Występowanie odchyłek skrętu kół przy dużych skrętach kół jest niekorzystne dla trwałości opon, nawierzchni drogi, zużycia paliwa. Słyszalne czasem piski opon w czasie manewrowania pojazdem mogą świadczyć o występowaniu znacznych odchyłek skrętu kół kierowanych. Natomiast stosowanie dobranych odchyłek przy niewielkich kątach skrętu kół jezdnych polepsza kierowalność pojazdu [7]. W dzisiejszych samochodach tzw. geometria Ackermanna w zakresie małych kątów skrętu kół jezdnych celowo nie jest ściśle stosowana [13].

Porównując krzywe odchyłek dotyczące tego samego mechanizmu zwrotniczego i wyznaczone przy zastosowaniu płaskiego i przestrzennego modelu mechanizmu zwrotniczego można stwierdzić znaczne różnice. Różnice te wynikają z nie uwzględnienia w płaskim modelu kątów pochylenia i wyprzedzenia osi obrotu zwrotnic. W przypadku krzywej odchyłek otrzymanej przy zastosowaniu płaskiego modelu (linia przerywana) zakres dodatnich odchyłek jest większy, a odchyłki przy krańcowych skrętach kół są znacznie mniejsze; w przedstawionym przykładzie prawie pięciokrotnie w stosunku do krzywej otrzymanej przy zastosowaniu modelu przestrzennego (ok. -0,01 rad względem ok. –0,05 rad). Relatywnie niewielkie zróżnicowanie krzywych odchyłek kątów skrętu kół uzyskano dla modelu mechanizmu zwrotniczego analizowanego osobno (linia „3D"), kiedy przyjęto zerowy kąt wyprzedzenia i dla modelu mechanizmu zwrotniczego w pojeździe (linia „3D_pojazd"), kiedy w analizie kinematycznej kąt wyprzedzenia osi obrotu zwrotnicy został uwzględniony. Przedstawiona dodatkowo krzywa odchyłek skrętu kół uzyskana dla modelu przestrzennego i przy wzrastającym ugięciu elementów zawieszenia (linia „3D_pojazd_M") uwidacznia wyraźne uzależnienie odchyłek kątów skrętu kół od obciążenia pojazdu.

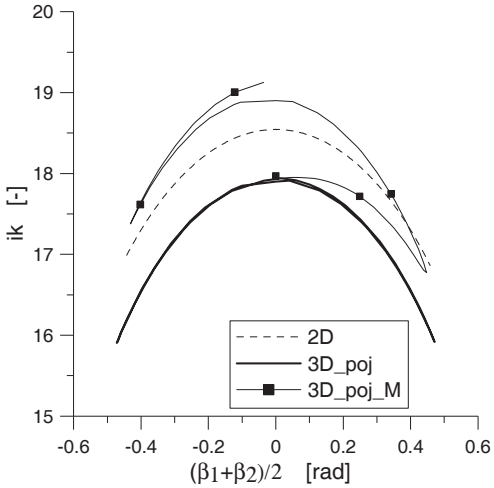


Rys. 5. Odchyłki skrętu $\Delta\beta_2$ wyznaczone przy zastosowaniu różnych modeli mechanizmu zwrotniczego: płaskiego („2D"), przestrzennego („3D") i przestrzennego w zespole z pojazdem („3D_pojazd"). Dodatkowo przedstawiono odchyłki wyznaczone przy wzroście obciążenia pojazdu („3D_pojazd_M").

Fig. 5. Ackermann deviations $\Delta\beta_2$ gotten at using different models of the steering linkages: plain ("2D"), solid ("3D") and solid connected with vehicle ("3D_pojazd"). Additionally the Ackermann deviations determined at increasing loading the vehicle is shown ("3D_pojazd_M").



Rys. 6. Zbieżności kół w funkcji skrętu koła 1: teoretyczna („2D/3D_teor") oraz rzeczywiste, uzyskane przy zastosowaniu płaskiego modelu („2D") i przestrzennego modelu („3D").
Fig. 6. The toe-in in the function of the turn of the wheel: theoretical ("2D/3D_teor"), real determined at using the plain model ("2D") and determined at using the solid model ("3D").



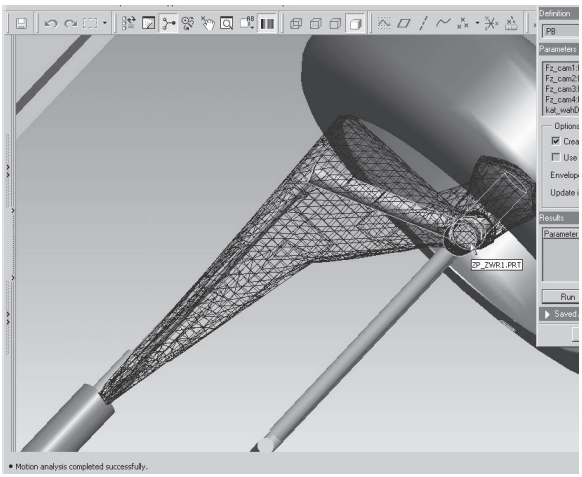
Rys. 7. Przełożenia kinematyczne w funkcji średniego kąta skrętu kół uzyskane przy zastosowaniu modelu mechanizmu zwrotniczego płaskiego („2D"), przestrzennego („3D_pojazd") i przy wzrastającym obciążeniu pojazdu („3D_pojazd_M").
Fig. 7. Kinematics gear ratios in the function of the average angle of the turn of wheels gotten at applying different models of the steering linkages: plain ("2D"), solid ("3D_pojazd") and at increasing load the vehicle ("3D_pojazd_M".

Na rysunku 6 przedstawiono krzywe zbieżności kół w funkcji skrętu β_1 na tle zbieżności teoretycznej, spełniającej ściśle zależność (5). Zgodnie z geometrią trapezowego mechanizmu zwrotniczego zbieżność kół przybiera coraz większą wartość

ujemną (rozbieżność). Zbieżności wyznaczone dla modelu płaskiego i przestrzennego wykazują wyraźne zróżnicowanie, zwłaszcza przy krańcowych skrętach kół, gdzie rozbieżność kół wyznaczona przy zastosowaniu płaskiego modelu jest mniejsza o 0.04 rada od tej wyznaczonej przy zastosowaniu przestrzennego modelu mechanizmu zwrotniczego.

Na rysunku 7 przedstawiono przełożenia kinematyczne mechanizmu zwrotniczego w funkcji średniego kąta skrętu kół kierowanych, uzyskane przy zastosowaniu płaskiego i przestrzennego modelu mechanizmu zwrotniczego z zębatkową przekładnia kierowniczą. Graniczne zmienności tych przełożeń są typowe dla takiego rodzaju mechanizmu [7], jednak różne dla modelu płaskiego i przestrzennego. W prezentowanych przypadkach, zmienności te osiągają wartości ok. 7% w odniesieniu do modelu płaskiego i ok. 11% w odniesieniu do modelu przestrzennego. Wyraźne zróżnicowanie przełożeń wyznaczonych dla modelu płaskiego i przestrzennego wynika z nieuwzględnienia w płaskim modelu kątów odchylenia od pionu osi obrotu zwrotnicy, a zwłaszcza kąta pochylenia osi obrotu zwrotnicy. Wartość tego zróżnicowania, wynosząca w prezentowanym przykładzie w obszarze zerowego kąta skrętu ok. 0,6 rada, odpowiada czynnikowi uwzględniającemu to pochylenie ($18{,}54*\cos(15^0) = 17{,}92$). Dodatkowo przedstawiono krzywą ukazującą istotny wpływ obciążenia pojazdu na przełożenie kinematyczne rozpatrywanego mechanizmu zwrotniczego, co wynika ze zmieniającej się pod wpływem obciążenia konfiguracji elementów wodzących zawieszenia, w tym kąta pochylenia osi obrotu zwrotnicy.

Przykładem szczególnej charakterystyki kinematycznej mechanizmu zwrotniczego jest obszar roboczych przemieszczeń wybranych części mechanizmu zwrotniczego, np. drążka kierowniczego i zwrotnicy (rys. 8). Analiza takiego obszaru umożliwia m.in. wyeliminowanie ewentualnych interferencji z innymi częściami pojazdu.



Rys. 8. Obszar przemieszczeń drążka kierowniczego i zwrotnicy w czasie skrętu kół i zwiększającego się obciążenia pojazdu (Pro/Engineer).

Fig. 8. Motion envelopes of the truck rod and stub axle obtained at turns of wheels and increasing load the vehicle (Pro/Engineer).

4. Podsumowanie

Analiza kinematyczna mechanizmu zwrotniczego, która w odniesieniu do geometrii Ackermanna ma na celu możliwie pełne zminimalizowanie odchyłek skrętu kół kierowanych jest szczególnie istotna dla pojazdów często manewrujących i poruszających się z ograniczoną prędkością, np. taksówek czy miejskich pojazdów dostawczych [13]. Zastosowanie w analizie przestrzennych modeli mechanizmów zwrotniczych zwykle sprzężonych z niezależnym zawieszeniem, zamiast płaskich, przybliża do rzeczywistości uzyskane wyniki. Stwierdzono, że charakterystyki kinematyczne mechanizmu zwrotniczego, np. odchyłki kątów skrętu kół kierowanych, określone przy zastosowaniu płaskiego i przestrzennego modelu danego mechanizmu zwrotniczego mogą się znacznie różnić, w zależności od wartości kątów wyprzedzenia i pochylenia osi zwrotnicy. Można wyrazić opinię, że im większe jest odchylenie od pionu osi obrotu zwrotnicy tym bardziej zasadne jest stosowanie modelu przestrzennego w analizie mechanizmu zwrotniczego. Niezwykle pomocne w takiej analizie są systemy CAD/CAE, np. oprogramowanie Pro/Engineer, które z powodzeniem zostało zastosowane w pracy. Istotnym plusem takich systemów, obok wielu innych, np. efektywnej i efektownej wizualizacji wyników, jest automatyczne generowanie i rozwiązywanie równań ruchu, co znacznie ułatwia i przyspiesza wszelką analizę złożonych układów mechanicznych.

Przedstawione w artykule wyniki dotyczą mechanizmu zwrotniczego z zębatkową przekładnią kierowniczą. W przypadku innych rodzajów mechanizmów zwrotniczych uzyskano przy analogicznej analizie kinematycznej podobne wyniki, których jednak ze względu na przyjęty zakres nie zawarto w przedstawionym artykule. Wyniki pracy wymagają weryfikacji doświadczalnej, jak również zachęcają do dalszych badań.

Literatura

[1] KASPRZYK J., LEBIEDIEW P.A.: *Teoria mechanizmów przestrzennych i manipulatorów*. WNT, Warszawa 1990.

[2] LISOWSKI E.: *Modelowanie geometrii elementów, złożeń oraz kinematyki maszyn w programie Pro/Engineer Wildfire.* PK, Kraków 2005.

[3] SZYDŁOWSKI H.: *Teoria pomiarów*. PWN, Warszawa. 1981.

[4] MILLER G., READ R., WHEELRE F.: *Optimum Ackerman for improved steering axle tire wear on trucks*. (912693) SAE PT-59. 1996.

[5] GENTA G.: *Motor vehicle dynamics Modeling and Simulation*. World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd. 2003.

[6] Polska norma PN-93/S-02011: *Pojazdy samochodowe i przyczepy. Wymiary terminy i definicje.*

[7] REIMPELL J. BETZLER J.: *Podwozia samochodów Podstawy konstrukcji.* WKiŁ, Warszawa. 2004.

[8] REŃSKI A.: *Budowa samochodów. Układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenia*. Oficyna Wydawnicza PW, Warszawa 2004.

[9] LANZENDOERFER J. SZCZEPANIAK C.: *Teoria ruchu samochodu*. WKiŁ, Warszawa 1980.

[10] SIKORSKI J. : *Układy kierownicze samochodów*. WKiŁ Warszawa 1981.

[11] ANDRZEJEWSKI R., MAKSYMOWICZ B., WERNER J. (jr): *Zbiór zadań z teorii ruchu i budowy samochodu.* Skrypt PŁ. Łódź 1976.

[12] DAJNIAK H.: *Ciągniki – teoria ruchu i konstruowanie*. WKiŁ, Warszawa 1985.

[13] BASTOW D., HOWARD G., WHITEHEAD J.P.: *Car suspension and Handling* Fourth Edition. SAE Order No. R-318 International Warrendale, Pa. 2004.

Kinematics analysis of a steering linkage

Summary

The paper deals with kinematics of the automotive steering linkage with rack and pinion. Kinematics characteristics of the steering linkage, especially Ackermann deviations as the function of the turn of wheel, were determined using the plain and solid model of steering linkages. A numerical solution of kinematics equation has been applied in analysis of the plain model and the Pro/Engineer software in analysis of the solid model. Diversified characteristics of kinematics which were gotten at using the plain and solid models of a steering linkages were presented