CZASOPISMO TECHNICZNE M
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

z. 6-M/2008
ISSN 0011-4561
ISSN 1897-6328

ZBIGNIEW LOZIA*, PRZEMYSŁAW SIMIŃSKI**, PIOTR ZDANOWICZ*

WPŁYW POŁOŻENIA ŚRODKA MASY NA ZACHOWANIE SIĘ POJAZDU LTV W RUCHU KRZYWOLINIOWYM

THE EFFECT OF THE CENTRE OF MASS POSITION ON THE LTV VEHICLE BEHAVIOUR IN A CURVILINEAR MOTION

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych, których celem była ocena wpływu położenia środka masy pojazdu patrolowo-interwencyjnego „Dzik" (*Light Tactical Vehicle* – LTV) na jego zachowanie się w ruchu krzywoliniowym. Zastosowany model był wcześniej zweryfikowany eksperymentalnie, z wykorzystaniem typowych testów zalecanych przez ISO. Oceny pojazdu dokonano na podstawie wyników badań ruchu krzywoliniowego – ruchu ustalonego po okręgu oraz dzięki określeniu największej prędkości pojazdu, dla której można wykonać gwałtowny obrót kierownicą o 90° bez wywrócenia go.

Słowa kluczowe: *ruch i dynamika pojazdów, stateczność pojazdu LTV, wywracanie pojazdu*

Abstract

The paper presents results of simulation study of the influence of LTV vehicle (Light Tactical Vehicle) CG position on its curvilinear properties. The applied model was previously successfully experimentally verified during ISO recommended manoeuvres. The vehicle evaluation was based on two tests: steady-state circular motion and rapid turn of 90° of steering-wheel during straight line motion. In the second test maximum vehicle velocity without rollover was determined.

Keywords: *LTV vehicle motion and dynamics, LTV vehicle stability, LTV vehicle rollover*

* Dr hab. inż. Zbigniew Lozia, prof. PW, mgr inż. Piotr Zdanowicz, Zakład Eksploatacji i Utrzymania Pojazdów, Wydział Transportu, Politechnika Warszawska.
** Dr inż. Przemysław Simiński, Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej, Warszawa.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

1. Wstęp

Badania eksperymentalne mają bardzo duże znaczenie poznawcze i stanowią główne źródło informacji o własnościach pojazdów. Bywają jednak kosztowne, czasochłonne i niekiedy niebezpieczne. Ich zakres może być ograniczony, jeżeli badacze dysponują modelem matematycznym ruchu i dynamiki pojazdu oraz programem symulacyjnym umożliwiającym prowadzenie badań w „przestrzeni wirtualnej". Zbudowany model powinien być zweryfikowany eksperymentalnie dla typowych warunków ruchu pojazdu. Połączenie badań symulacyjnych i eksperymentalnych stanowi obecnie preferowane i efektywne narzędzie badawcze pojazdów i innych obiektów technicznych.

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych, których celem była ocena wpływu położenia środka masy pojazdu patrolowo-interwencyjnego (ang. *Light Tactical Vehicle* – LTV) na jego zachowanie się w ruchu krzywoliniowym. Zastosowany model był wcześniej zweryfikowany eksperymentalnie, z wykorzystaniem typowych testów zalecanych przez ISO. Oceny pojazdu dokonano na podstawie wyników badań ruchu krzywoliniowego – ruchu ustalonego po okręgu (ISO 4188 [3], aż do wywrócenia, jeśli takowe wystąpiło) oraz przez określenie największej prędkości pojazdu, dla której można wykonać gwałtowny obrót kierownicą o 90° bez jego wywrócenia (test zbliżony do ISO 7401 [4], ale o innych parametrach ruchu pojazdu i wymuszenia). Oceniano maksymalne wartości przyspieszenia poprzecznego i kąta przechyłu bocznego bryły nadwozia dla ruchu w lewą i prawą stronę oraz wartości tych wielkości, odpowiadające oderwaniu pierwszego i drugiego koła wewnętrznego. Wyznaczano najmniejsze wartości promienia toru ruchu środka masy w stanach granicznych.

2. Pojazd patrolowo-interwencyjny „Dzik"

Przykładem pojazdu patrolowo-interwencyjnego jest „Dzik" produkowany w przedsiębiorstwie AMZ-Kutno Sp. z o.o. Firma ta specjalizuje się w projektowaniu oraz produkcji zabudów specjalnych samochodów użytkowych [1, 8–9]. Na rysunku 1 przedstawiono zdjęcia pojazdu „Dzik" w dwóch różnych wersjach nadwoziowych. Są one zbudowane na podwoziu samochodu terenowego włoskiej firmy SCAM [8]. Nadwozie ma konstrukcję ramową. Na ramie wykonanej z kształtowników osadzona jest jedna lub dwie bryły użytkowe. W rozwiązaniu jednobryłowym skorupa pomieszczenia załogi jest wykonana ze spawanych płyt pancernych z oknami ze szkła kuloodpornego. Wnętrze wyłożone jest wykładziną dźwiękochłonną, mającą własności termoizolacyjne. W rozwiązaniu towarowym (wersja „cargo") za małą kabiną załogi, na ramie, jest także osadzona skrzynia ładunkowa. Dwie osie jezdne łączą się z ramą poprzez zawieszenie zależne. Jest ono zbudowane z resorów piórowych z gumowymi zderzakami krańcowymi, stabilizatorów przechyłu bocznego oraz amortyzatorów hydraulicznych. Ogumienie bezdętkowe zostało wyposażone we wkładki typu *run-flat* umożliwiające poruszanie się pojazdu na ograniczonym dystansie po przestrzeleniu opony. Pojazd jest napędzany silnikiem ZS o maksymalnej mocy 107 kW.

W układzie napędowym zastosowano sprzęgło suche, sześciobiegową manualną skrzynię przekładniową, reduktor o trzech przełożeniach i centralny mechanizm różnicowy. W międzyosiowym mechanizmie różnicowym i w mechanizmach różnicowych obu osi jezdnych umieszczono blokady działające przy niewielkich prędkościach pojazdu. Układ

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

kierowniczy jest wspomagany hydraulicznie. W pojeździe zastosowano hamulce tarczowe (przednie koła) i bębnowe (tylne koła). Układ hamulcowy ma dwa obwody i jest wyposażony w układ przeciwblokujący ABS.



Rys. 1. Pojazd patrolowo-interwencyjny „Dzik" w dwóch wersjach nadwoziowych [1, 2]

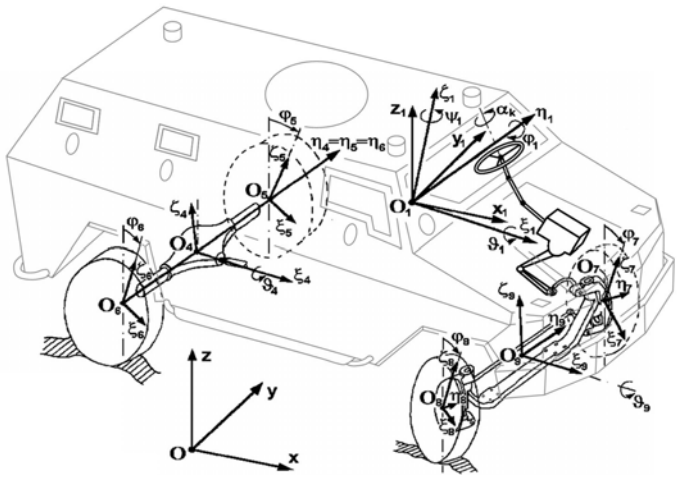
Fig. 1. Two body versions of LTV – Light Tactical Vehicle "Dzik" [1, 2]

3. Model symulacyjny ruchu pojazdu patrolowo-interwencyjnego „Dzik"

Na rysunku 2 przedstawiono model fizyczny pojazdu „Dzik", wraz z przyjętymi układami współrzędnych. Do opisu ruchu modelu wykorzystano następujące współrzędne uogólnione x_{O1}, y_{O1}, z_{O1}, ψ_1, φ_1, ϑ_1, ζ_{1O4}, ϑ_4, ζ_{1O9}, ϑ_9, φ_5, φ_6, φ_7, φ_8. Są to przemieszczenia translacyjne x_{O1}, y_{O1}, z_{O1} określające położenie środka O_1 masy bryły nadwozia w inercjalnym układzie odniesienia $Oxyz$; kąty opisujące ruch kulisty bryły nadwozia względem jej środka masy O_1 (kąt odchylenia ψ_1, przechyłu wzdłużnego φ_1 i bocznego ϑ_1); przemieszczenie ζ_{1O4} opisujące ruch środka O_4 masy bryły tylnego mostu względem bryły nadwozia (odbywa się on w kierunku $O_1\zeta_1$ układu $O_1\xi_1\eta_1\zeta_1$); kąt ϑ_4 przechyłu bocznego bryły tylnego mostu względem bryły nadwozia; przemieszczenie ζ_{1O9} opisujące ruch środka O_9 masy bryły przedniego mostu względem bryły nadwozia (odbywa się on w kierunku $O_1\zeta_1$ układu $O_1\xi_1\eta_1\zeta_1$); kąt ϑ_9 przechyłu bocznego bryły przedniego mostu względem bryły nadwozia oraz kąty φ_5, φ_6, φ_7, φ_8 obrotu kół jezdnych (tylnego lewego i prawego, przedniego lewego i prawego). Charakterystyki sprężysto-tłumiące zawieszenia, układu kierowniczego i kół ogumionych są silnie nieliniowe. Odpowiadają rzeczywistym własnościom pojazdu.

Równania ruchu pojazdu są układem równań różniczkowych zwyczajnych drugiego rzędu, zdeterminowanych, silnie nieliniowych. Nie można ich rozwiązać analitycznie. Stosowane są metody przybliżone w dziedzinie czasu. Obecnie wykorzystuje się do tego celu głównie maszyny cyfrowe, komputery. Zadaniem symulacji jest otrzymanie wektora dwukrotnie różniczkowalnych funkcji zmiennej niezależnej (w tym przypadku czasu) spełniającego równanie ruchu oraz narzucone warunki początkowe. Jest to typowe zagadnienie początkowe dla układu równań różniczkowych zwyczajnych. Program symulacyjny zbudowany przez autora pracy [6] nosi nazwę ZL_Dzik. W publikacji [7] przedstawiono wyniki pomyślnej weryfikacji eksperymentalnej tego programu symulacyjnego dla dwóch typowych manewrów: ruchu po okręgu i wymuszenia skokowego na kole kierownicy z liniowym okresem narastania.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 2. Przestrzenny model fizyczny pojazdu patrolowo-interwencyjnego „Dzik” wraz z przyjętymi układami współrzędnych [6]

Fig. 2. Spatial model of Light Tactical Vehicle "Dzik" together with assumed coordinate systems [6]

4. Wartości nominalne parametrów modelu pojazdu patrolowo-interwencyjnego „Dzik”

W tabeli 1 przedstawiono wartości parametrów charakteryzujących stan nominalny pojazdu patrolowo-interwencyjnego „Dzik” w wersji medycznej („med”).

T a b e l a 1

Główne parametry pojazdu (jego modelu symulacyjnego) i ich wartości nominalne

Nazwa parametru	Jednostka	Wartość parametru
Masa całkowita pojazdu	[kg]	5975
Masa bryły nadwozia (z ładunkiem)	[kg]	5013
Główny centralny moment bezwładności bryły nadwozia (z ładunkiem) względem osi wzdłużnej	[kg·m^2]	3681
Główny centralny moment bezwładności bryły nadwozia (z ładunkiem) względem osi poprzecznej	[kg·m^2]	14 317
Główny centralny moment bezwładności bryły nadwozia (z ładunkiem) względem osi pionowej	[kg·m^2]	15 400
Główny centralny moment bezwładności pojazdu względem osi pionowej	[kg·m^2]	17 952
Rozstaw osi	[m]	3,200
Rozstaw kół przednich	[m]	1,708
Rozstaw kół tylnych	[m]	1,700
Odległość środka masy pojazdu od osi przedniej	[m]	1,909
Odległość środka masy pojazdu od płaszczyzny symetrii pojazdu	[m]	0,000
Wysokość środka masy bryły nadwozia (z ładunkiem) nad poziomą równą nawierzchnią drogi w warunkach statycznych	[m]	1,066

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

5. Zmiany parametrów modelu pojazdu patrolowo-interwencyjnego „Dzik" stosowane w celu zbadania wpływu położenia środka masy pojazdu na zachowanie się pojazdu w ruchu krzywoliniowym

W środku masy pojazdu o parametrach nominalnych zaczepiono układ $O_n\xi_n\eta_n\zeta_n$ (o osiach równoległych do osi układu $O_1\xi_1\eta_1\zeta_1$ sztywno związanego z bryłą nadwozia, rys. 2), w którym opisywano zmiany położenia środka masy pojazdu. Punkt O_n leży (zob. tab. 1) w płaszczyźnie symetrii pojazdu, w odległości poziomej od osi przedniej wynoszącej 1,909 m. Położeniu punktu O_n odpowiada wysokość środka masy bryły nadwozia O_1 równa 1,066 m. Jest ona określona w warunkach statycznych, gdy pojazd stoi na poziomej równej nawierzchni drogi.

Zmiana położenia środka masy pojazdu polegała na takim doborze obciążenia (masy bryły nadwozia, mas ładunku i ich położenia w pojeździe), aby uzyskać:

- przesunięcie środka masy pojazdu wzdłuż osi $O_n\xi_n$ o wartość –0,2 m, –0,1 m, (wartość nominalna), +0,1 m, + 0,2 m;
- przesunięcie środka masy pojazdu wzdłuż osi $O_n\eta_n$ o wartość – 0,1 m, –0,05 m, (wartość nominalna), +0,05 m, + 0,1 m;
- przesunięcie środka masy bryły nadwozia pojazdu wzdłuż kierunku osi $O_n\zeta_n$ o taką wartość, dla której jej wysokość nad poziomą równą nawierzchnią drogi wynosi, w warunkach statycznych, 0,8 m, 0,9 m, 1,0 m, (wartość nominalna: 1,066 m), 1,2 m, 1,3 m.

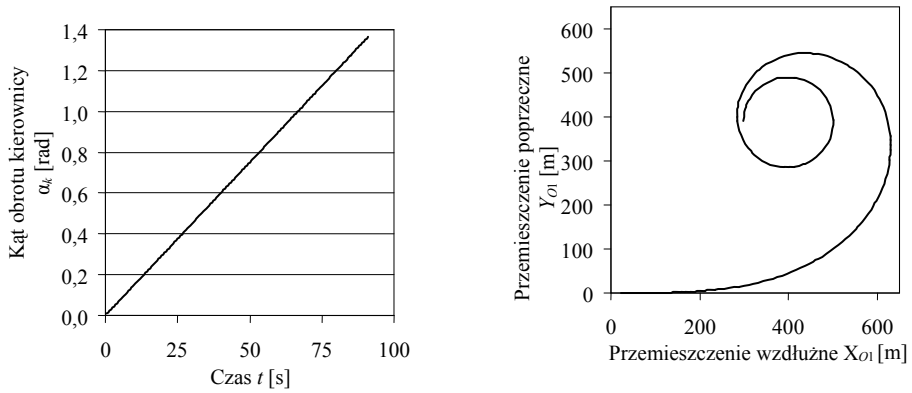
6. Przyjęta metoda oceny zachowania się pojazdu w ruchu krzywoliniowym

Ocena pojazdu następowała na podstawie wyników badań symulacyjnych według dwóch testów: ruchu ustalonego po okręgu oraz zaburzenia ruchu prostoliniowego ze stałą prędkością gwałtownym obrotem kierownicą o 90°.

Pierwszy test wykonywano jedną z dwóch metod zalecanych w pracach [3, 5], dogodniejszą dla badań symulacyjnych. Pojazd poruszał się z prędkością 80 km/h. Obrót kierownicą następował bardzo wolno (gradient zmian wynosił ok. 0,015 rad/s, czyli ok. 0,859°/s). Wykonywano badania dla ruchu w lewą i prawą stronę. Test kończył się w chwili oderwania dwóch wewnętrznych kół pojazdu od nawierzchni drogi lub uzyskania bardzo dużych wartości modułu kąta bocznego znoszenia pojazdu i towarzyszących mu tak dużych oporów skrętu, które doprowadzały do „zdławienia silnika" i niemożliwości kontynuowania testu. W tym przypadku pojazd się nie wywraca. Głównym kryterium oceny pojazdu była charakterystyka sterowności w postaci różnicy kąta obrotu kierownicy α_k i kąta obrotu kierownicy pojazdu Ackermanna $\alpha_{k\mathrm{A}}$ (uproszczonego modelu referencyjnego pojazdu, w którym pominięto kąty bocznego znoszenia kół ogumionych) w funkcji przyspieszenia poprzecznego w układzie spoziomowanym $a_{\eta h}$. Dodatkowymi kryteriami oceny były: wartości modułów przyspieszeń poprzecznych w układzie spoziomowanym $a_{\eta h}$, dla których następowało oderwanie pierwszego i drugiego koła wewnętrznego pojazdu, odpowiadające im wartości kątów przechyłu bocznego bryły nadwozia ϑ_1 oraz minimalne wartości promienia toru ruchu środka masy bryły nadwozia R w granicznych stanach ruchu. Na rys. 3 przedstawiono przykładowy przebieg czasowy wymuszenia na kole kierownicy $\alpha_k(t)$ stosowany w tym teście oraz wynik symulacji w postaci trajektorii ruchu środka masy bryły nadwozia $y_{O1}(x_{O1})$.

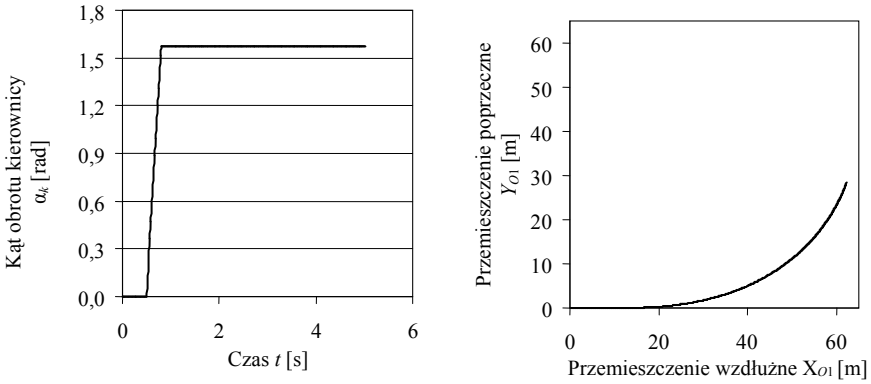
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Drugi test polegał na określeniu największej prędkości w ruchu prostoliniowym, dla której można wykonać gwałtowny obrót kierownicą o 90° w czasie 0,3 s (gradient równy 300 deg/s) bez wywrócenia pojazdu. Jest to test zbliżony do ISO 7401 [4, 5], ale o innych parametrach ruchu pojazdu i wymuszenia. Oceniano maksymalne wartości modułu przyspieszenia poprzecznego w układzie spoziomowanym $a_{\eta h\max}$ oraz kąta przechyłu bocznego $\vartheta_{1\max}$ przed wywróceniem pojazdu, dla ruchu w lewą i prawą stronę. Na rys. 4 przedstawiono przebieg czasowy wymuszenia na kole kierownicy $\alpha_k(t)$ stosowany w tym teście oraz przykładową trajektorię ruchu środka masy bryły nadwozia $y_{O1}(x_{O1})$.



Rys. 3. Test 1. Ruch ustalony po okręgu. Przykładowy przebieg czasowy wymuszenia na kole kierownicy $\alpha_k(t)$ stosowany w tym teście oraz wynik symulacji w postaci trajektorii ruchu środka masy bryły nadwozia $y_{O1}(x_{O1})$

Fig. 3. Test 1. Steady-state circular motion. Exemplary time history of excitation on steering wheel $\alpha_k(t)$ and exemplary result of simulation – vehicle body CG trajectory $y_{O1}(x_{O1})$



Rys. 4. Test 2. Gwałtowny obrót kierownicą o 90° w ruchu prostoliniowym. Przebieg czasowy wymuszenia na kole kierownicy $\alpha_k(t)$ stosowany w tym teście oraz wynik symulacji w postaci trajektorii ruchu środka masy bryły nadwozia $y_{O1}(x_{O1})$

Fig. 4. Test 2. Rapid turn of steering-wheel during straight-line motion. Time history of excitation on steering wheel $\alpha_k(t)$ and exemplary result of simulation – vehicle body CG trajectory $y_{O1}(x_{O1})$

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

7. Wyniki obliczeń dla pojazdu nominalnego

Na rysunkach 5–13 przedstawiono wyniki dla pojazdu nominalnego i pojazdów o zmienionym położeniu środka masy. Wyniki dla pierwszego testu (ruchu ustalonego po okręgu) pokazano np. na rys. 5 i 6. Na rysunku 5 przedstawiono charakterystykę sterowności w postaci różnicy kąta obrotu kierownicy α_k i kąta obrotu kierownicy pojazdu Ackermanna α_{kA} w funkcji przyspieszenia poprzecznego w układzie spoziomowanym $a_{\eta h}$. Jest ona wynikiem dwóch symulacji – „w lewo" i „w prawo". Należy w tym miejscu przypomnieć, że dodatnie nachylenie charakterystyki $\alpha_k - \alpha_{kA} = f(a_{\eta h})$ świadczy o podsterowności pojazdu, zerowe o neutralności, zaś ujemne o nadsterowności. O stanie ustalonym, a raczej quasi-ustalonym ruchu można mówić wtedy, gdy prędkość zmienia się w niewielkim stopniu (mimo wzrostu oporów skrętu), co jest związane z możliwą podażą mocy silnika, zredukowanej na koła jezdne. Podobnym, niewielkim zmianom powinno ulegać przyspieszenie poprzeczne, prędkość kątowa odchylania oraz kąt przechyłu bryły nadwozia. Z takim stanem mamy do czynienia dla pojazdu nominalnego w zakresie przyspieszenia <–4,3 m/s^2, +4,3 m/s^2>. Dla ruchu w lewo pojazd jest neutralny lub lekko nadsterowny do przyspieszenia około 2,5 m/s^2. Następnie staje się podsterowny. Dla ruchu w prawo, w zakresie przyspieszenia poprzecznego od zera do –4,3 m/s^2, pojazd jest silnie podsterowny. Ta różnica własności dla ruchu w lewo i w prawo wynika z niezgodności kinematycznej ruchu roboczego zawieszenia i układu kierowniczego, a zwłaszcza drążka wzdłużnego tego układu. Ujawnia się ona silnie dla ruchu w lewą stronę. Zagadnienie to będzie omówione w oddzielnej publikacji pierwszego ze współautorów. Po przekroczeniu granic przedziału przyspieszenia <–4,3 m/s^2, +4,3 m/s^2> mamy do czynienia ze stanem nieustalonym ruchu. Na rys. 5 widoczne są wyraźne zmiany zachowania pojazdu. Po krótkiej fazie intensywnego wzrostu tendencji podsterowności następuje przejście w fazę silnej nadsterowności. W tym zakresie przyspieszenia poprzecznego dochodzi do dużych przechyłów bocznych, oderwania pierwszego oraz drugiego koła wewnętrznego i przewrócenia się pojazdu na bok. Na rys. 6 przedstawiono wartości modułów przyspieszenia poprzecznego i kąta przechyłu bocznego odpowiadające stanowi oderwania pierwszego i drugiego koła jezdnego m.in. dla pojazdu nominalnego. Są to, odpowiednio, wartości: 5,61 m/s^2 oraz 0,16571 rad ≈ 9,5° (ruch w lewo; oba koła odrywają się niemal równocześnie), 5,26 m/s^2 i 5,69 m/s^2 oraz 0,14735 rad ≈ 8,4° i 0,22585 rad ≈ 12,9° (ruch w prawo). W tej nieustalonej fazie ruchu widoczne jest duże zróżnicowanie wartości promienia toru ruchu środka masy, obliczanego na podstawie przyspieszenia poprzecznego i prędkości pojazdu oraz na podstawie prędkości kątowej odchylania i prędkości pojazdu. Minimalne wartości tego promienia (dla tej samej chwili) wynoszą, odpowiednio, 79,15 m i 57,65 m (dla ruchu w lewo) oraz 77,12 m i 52,24 m (dla ruchu w prawo).

Wyniki dla drugiego testu (gwałtownego obrotu kierownicą o 90° w ruchu prostoliniowym) pokazano np. na rys. 7. – wartość prędkości pojazdu, od której wykonanie opisywanego manewru bez przewrócenia nie jest możliwe. Dla ruchu w lewo wynosi ona 54 km/h, zaś dla ruchu w prawo 63,5 km/h. Zróżnicowanie tego parametru w zależności od kierunku ruchu jest duże, sięgające 18%. Potwierdzają się zatem różnice własności pojazdu w ruchu krzywoliniowym zaobserwowane w teście pierwszym. Wartości modułu przyspieszenia poprzecznego oraz kąta przechyłu bocznego powodujące wywrócenia pojazdu wynoszą, odpowiednio, 5,27 m/s^2 i 0,15644 rad ≈ 9,0° (ruch w lewo), 5,34 m/s^2 i oraz 0,15536 rad ≈ 8,9° (ruch w prawo).

BPK BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

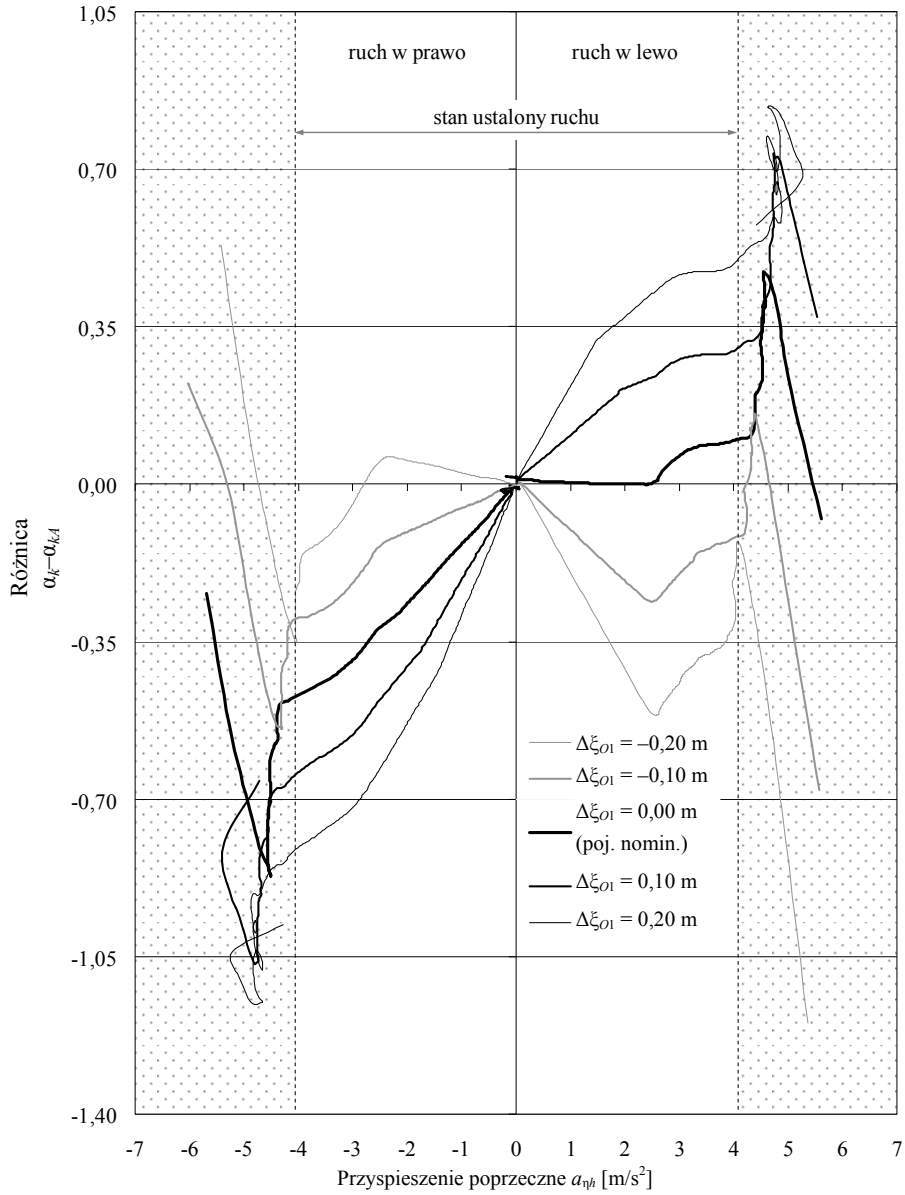
8. Ocena wpływu położenia wzdłużnego środka masy na zachowanie się pojazdu w ruchu krzywoliniowym

Zmian położenia wzdłużnego środka masy pojazdu dokonywano w sposób opisany w rozdz. 5. Na rysunkach 5–7 przedstawiono wyniki otrzymane dla testu pierwszego – ruchu ustalonego po okręgu. Na rys. 5 pokazano charakterystyki sterowności. Są wynikiem 10 symulacji, „w lewo" i „w prawo", dla różnych położeń wzdłużnych środka masy pojazdu, przy niezmienionych pozostałych parametrach. Widoczne jest wyraźne przejście ze stanu ustalonego w stan nieustalony (kryterium zmiany stanu – zob. rozdz. 7). Przesunięcie środka masy pojazdu do przodu zwiększa wyraźnie podsterowność pojazdu w fazie ruchu ustalonego. Przesunięcie środka masy pojazdu do tyłu zmniejsza podsterowność pojazdu. Dla ruchu w lewo oraz dla największego przesunięcia środka masy do tyłu, dla obu kierunków ruchu, wyraźnie widoczna jest nadsterowność pojazdu nawet w fazie ruchu ustalonego. Przesunięcie wzdłużne środka masy, w większości analizowanych przypadków, zmniejsza wartość przyspieszenia poprzecznego, dla którego odrywane jest pierwsze i drugie koło jezdne (zmiana o od –1% do –21% dla ruchu w lewo i od +6% do –25% dla ruchu w prawo) – rys. 6. Kąt przechyłu nadwozia, dla którego odrywane jest pierwsze koło w większości analizowanych przypadków zmniejsza swą wartość (zmiana o od +2,6% do –17% dla ruchu w lewo i od +8,6% do –6,3% dla ruchu w prawo). Kąt przechyłu nadwozia, dla którego odrywane jest drugie koło, w większości analizowanych przypadków wzrasta (zmiana o od +2,6% do +38,6% dla ruchu w lewo i od +7,5% do –12,7% dla ruchu w prawo), przy czym dodatnia zmiana dotyczy przesunięcia środka masy do przodu, a ujemna dla przesunięcia pojazdu do tyłu. Zmiany wartości minimalnej promienia toru ruchu środka masy pojazdu wahają się w zakresie od –10,8% do +37% i trudno wychwycić w tych zmianach jakąś tendencję. Wyniki dla drugiego testu (gwałtownego obrotu kierownicą o 90° w ruchu prostoliniowym) pokazano na rys. 7. Przesunięcie środka masy pojazdu do tyłu zmniejsza wartość prędkości pojazdu, od której wykonanie opisywanego manewru bez przewrócenia nie jest możliwe o 4,6%–10,2% dla ruchu w lewo i o 9,4%–18,9% dla ruchu w prawo. Przesunięcie środka masy pojazdu do przodu zwiększa wartość opisywanej prędkości o 8,3%–21,3% dla ruchu w lewo i o 7,1%–34,6% dla ruchu w prawo. Wartości modułu przyspieszenia poprzecznego, towarzyszące wywróceniu pojazdu, w większości analizowanych przypadków zmniejszają się o 2,5%–3,6% dla ruchu w lewo i o 0,4%–3,7% dla ruchu w prawo. Odpowiadające im wartości modułu kąta przechyłu bocznego rosną o 0,3%–39,6% dla ruchu w lewo i o 9,2%–39,2% dla ruchu w prawo. Wzrost względnej zmiany wymienionych wielkości następuje wraz z przesuwaniem się środka masy zarówno do przodu, jak i do tyłu.

9. Ocena wpływu położenia poprzecznego środka masy na zachowanie się pojazdu w ruchu krzywoliniowym

Położenie poprzeczne środka masy pojazdu zmieniano w sposób opisany w rozdz. 5. Na rysunkach 8–10 przedstawiono wyniki dla ruchu ustalonego po okręgu. Na rys. 8 pokazano charakterystyki sterowności, które są rezultatem 10 symulacji, dla różnych położeń poprzecznych środka masy pojazdu, przy niezmienionych pozostałych parametrach. Wyraźnie widoczne jest przejście ze stanu ustalonego w nieustalony (kryterium zmiany stanu – zob. rozdz. 7).

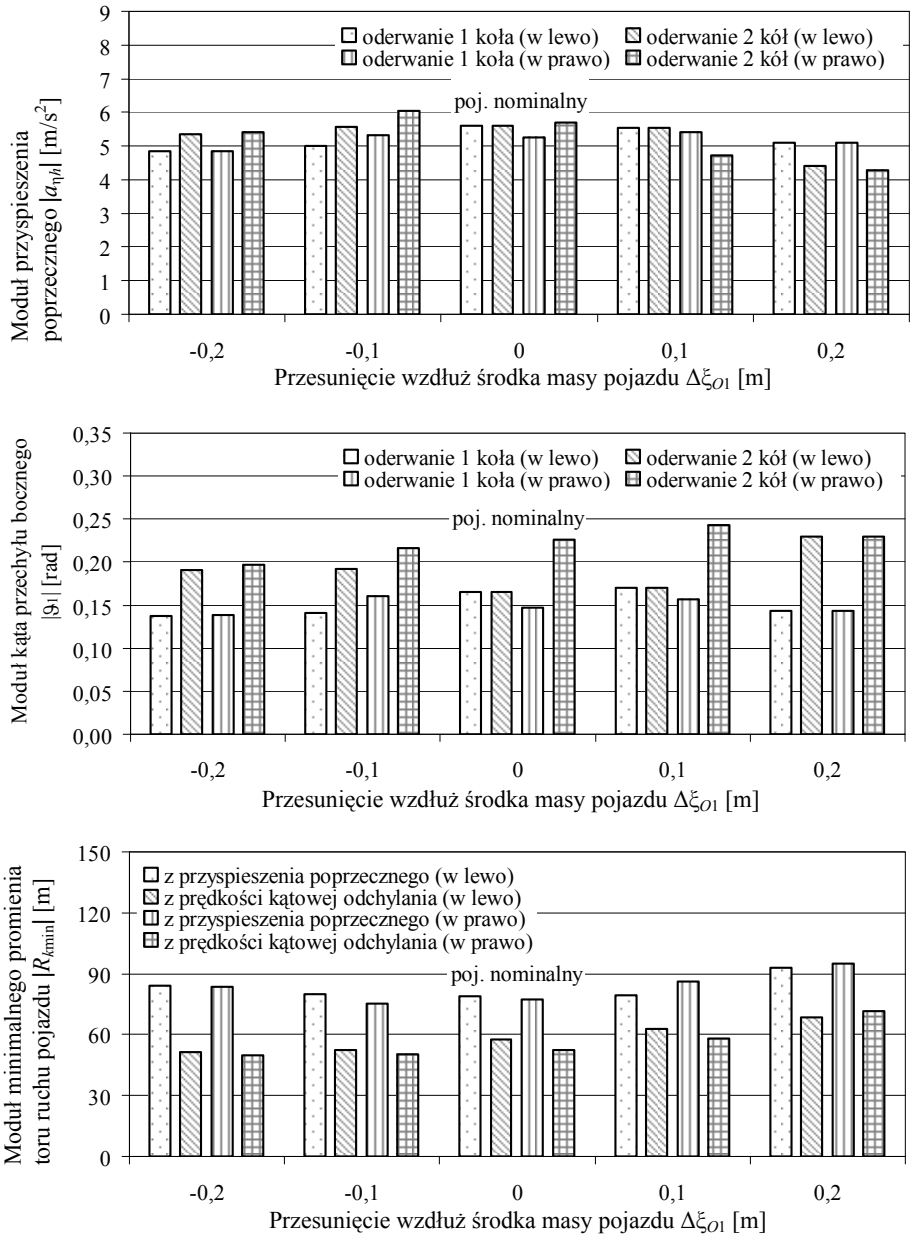
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 5. Test 1. Kąt obrotu kierownicy α_k minus kąt obrotu kierownicy pojazdu Ackermanna α_{kA} w funkcji przyspieszenia poprzecznego w układzie spoziomowanym $a_{\eta h}$.
Wyniki otrzymano dla różnych położeń wzdłużnych środka masy pojazdu

Fig. 5. Test 1. Steering wheel angle α_k minus steering wheel angle of Ackermann's vehicle α_{kA} as function of lateral horizontal acceleration $a_{\eta h}$.
Results obtained for different longitudinal position of vehicle's CG

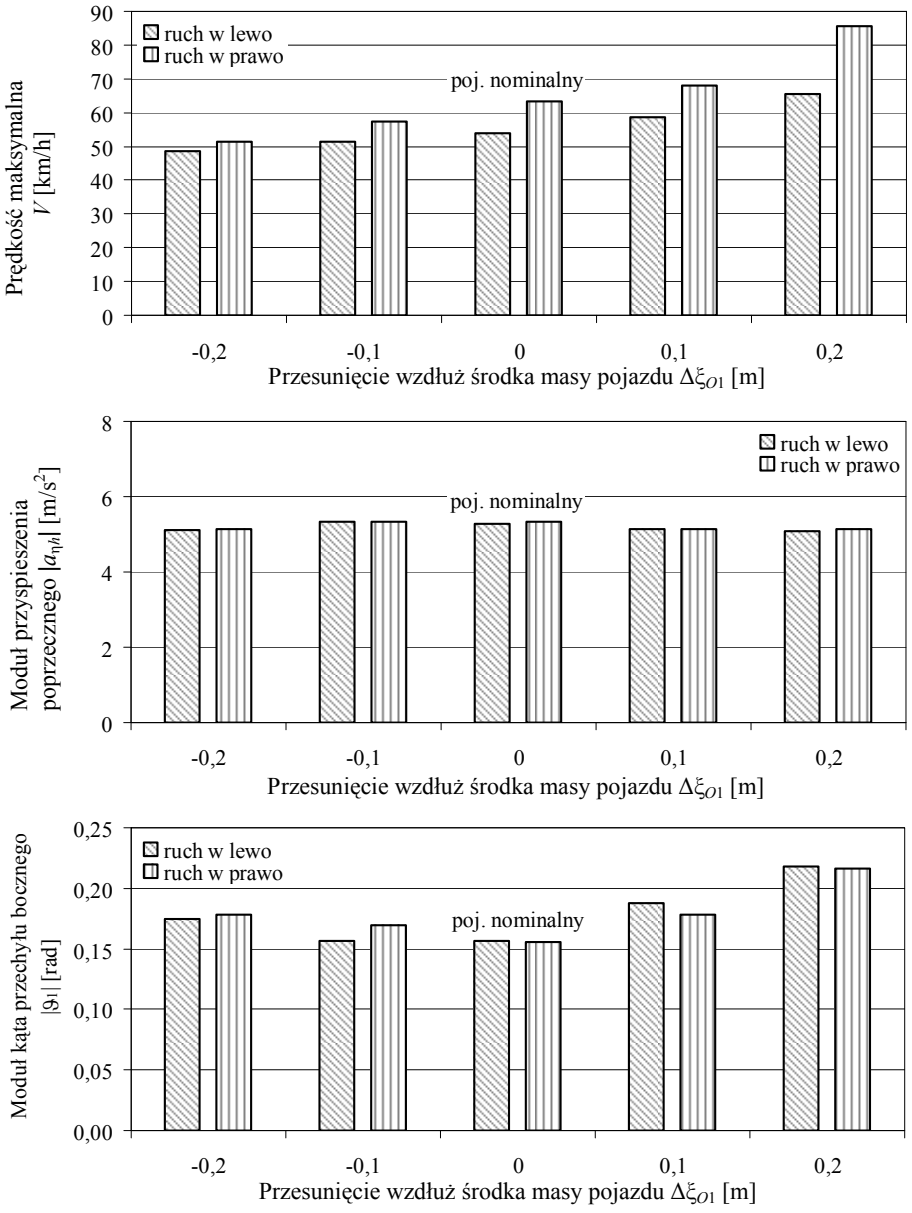
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 6. Test 1. Przyspieszenie poprzeczne, kąt przechyłu bocznego oraz minimalny promień toru ruchu w funkcji położenia wzdłużnego środka masy pojazdu (zero dla pojazdu nominalnego)

Fig. 6. Test 1. Lateral acceleration, body roll angle and minimal value of trajectory radius as function of longitudinal position of vehicle's CG (zero for nominal vehicle)

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 7. Test 2. Wartości prędkości pojazdu, przyspieszenia poprzecznego oraz kąta przechyłu bocznego, powodujące wywrócenie pojazdu, w funkcji położenia wzdłużnego środka masy pojazdu (zero dla pojazdu nominalnego)

Fig. 7. Test 2. Values of the vehicle velocity, lateral acceleration and body roll angle for rollover case as function of longitudinal position of vehicle's CG (zero for nominal vehicle)

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

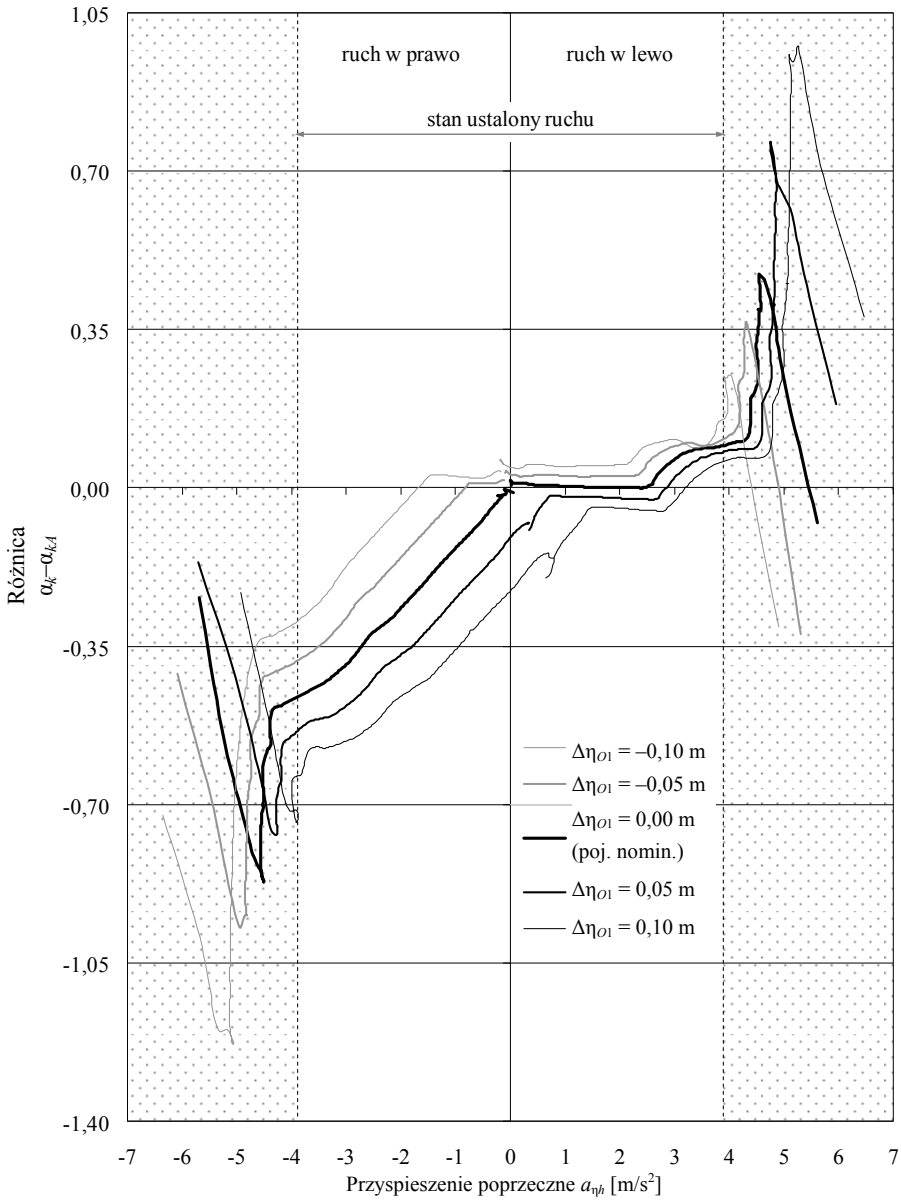
Przesuwanie środka masy w tę samą stronę, w którą odbywa się ruch (dodatnia wartość przesunięcia dla ruchu w lewo i ujemna dla ruchu w prawo) zwiększa zakres stanu ustalonego ruchu pojazdu. Charakterystyka sterowności przesuwa się w prawo (oraz w dół) dla dodatniego przesunięcia środka masy pojazdu i w lewo (oraz w górę) dla ujemnego przesunięcia środka masy. Utrzymanie zerowej wartości przyspieszenia poprzecznego wymaga dobrania przez kierowcę odpowiedniej, niezerowej wartości kąta obrotu kierownicy. Dla tego przypadku zmiany położenia środka masy pojazdu widoczne jest znaczne zróżnicowanie wartości przyspieszenia poprzecznego, dla którego odrywane są pierwsze i drugie koło jezdne dla ruchu w lewą i prawą stronę oraz odpowiadających im wartości kąta przechyłu bryły nadwozia (rys. 9). Zróżnicowanie to widoczne jest także w przypadku zmiany minimalnej wartości promienia toru ruchu środka masy pojazdu (rys. 9). Wyniki dla drugiego testu (gwałtownego obrotu kierownicą o 90° w ruchu prostoliniowym) pokazano na rys. 10. Przesunięcie środka masy pojazdu w lewo dla ruchu w lewo zwiększa prędkość pojazdu, od której wykonanie opisywanego manewru bez przewrócenia nie jest możliwe o 11,1%–15,7%, a dla przesunięcia w prawo następuje zmniejszenie tej prędkości o 1,9%–7,4%. Przesunięcie środka masy pojazdu w lewo dla ruchu w prawo zmniejsza prędkość pojazdu, od której wykonanie opisywanego manewru bez przewrócenia nie jest możliwe o 3,1%–9,4%, a dla przesunięcia w prawo następuje zwiększenie tej prędkości o 3,9%–11,8%. Odpowiednie zmiany kąta przechyłu bryły nadwozia wynoszą od –4,3% do –8,3% i od +4,2% do +5,4% oraz od +3,2% do +9,8% i od 4,8% do –6,9%.

Wyniki te wskazują jak zaskakujące mogą być dla kierowcy skutki zmian położenia poprzecznego środka masy pojazdu.

10. Ocena wpływu wysokości środka masy bryły nadwozia na zachowanie się pojazdu w ruchu krzywoliniowym

Położenie pionowe środka masy bryły nadwozia zmieniano w sposób opisany w rozdz. 5. Na rysunkach 11–13 pokazano rezultaty otrzymane dla ruchu ustalonego po okręgu. Na rysunku 11 pokazano charakterystyki sterowności, które są wynikiem 12 symulacji, „w lewo" i „w prawo", dla różnych położeń pionowych środka masy bryły nadwozia pojazdu, przy niezmienionych pozostałych parametrach. Wyraźnie widoczne jest przejście ze stanu ustalonego w stan nieustalony (kryterium zmiany stanu – patrz rozdz. 7). Zmniejszanie wysokości środka masy pojazdu w stosunku do wartości nominalnej zmniejsza tendencje podsterowności pojazdu, a w przypadku ruchu w lewą stronę, w zakresie przyspieszeń poprzecznych 0–3m/s^2, pojazd staje się wyraźnie nadsterowny. Zwiększa się przedział przyspieszeń poprzecznych charakteryzujący stan ustalony ruchu pojazdu. Wzrost wysokości środka masy, w stosunku do wartości nominalnej, wyraźnie zwiększa tendencje podsterowności pojazdu, zawężając jednocześnie przedział przyspieszeń poprzecznych charakteryzujący stan ustalony ruchu. Dla położenia pionowego środka masy 0,8 m koła pojazdu nie odrywają się dla ruchu w lewo i w prawo, a dla 0,9 m nie odrywają się tylko dla ruchu w lewo (rys. 12). Wraz ze wzrostem wysokości środka masy maleją wartości przyspieszenia poprzecznego, przy którym odrywane są pierwsze i drugie koło jezdne dla ruchu w lewą i prawą stronę (do 22,3% w stosunku do nominalnej wysokości, dla większych od niej wartości). Odpowiadające im kąty przechyłu bryły nadwozia wykazują niewielką tendencję wzrostową (rys. 12).

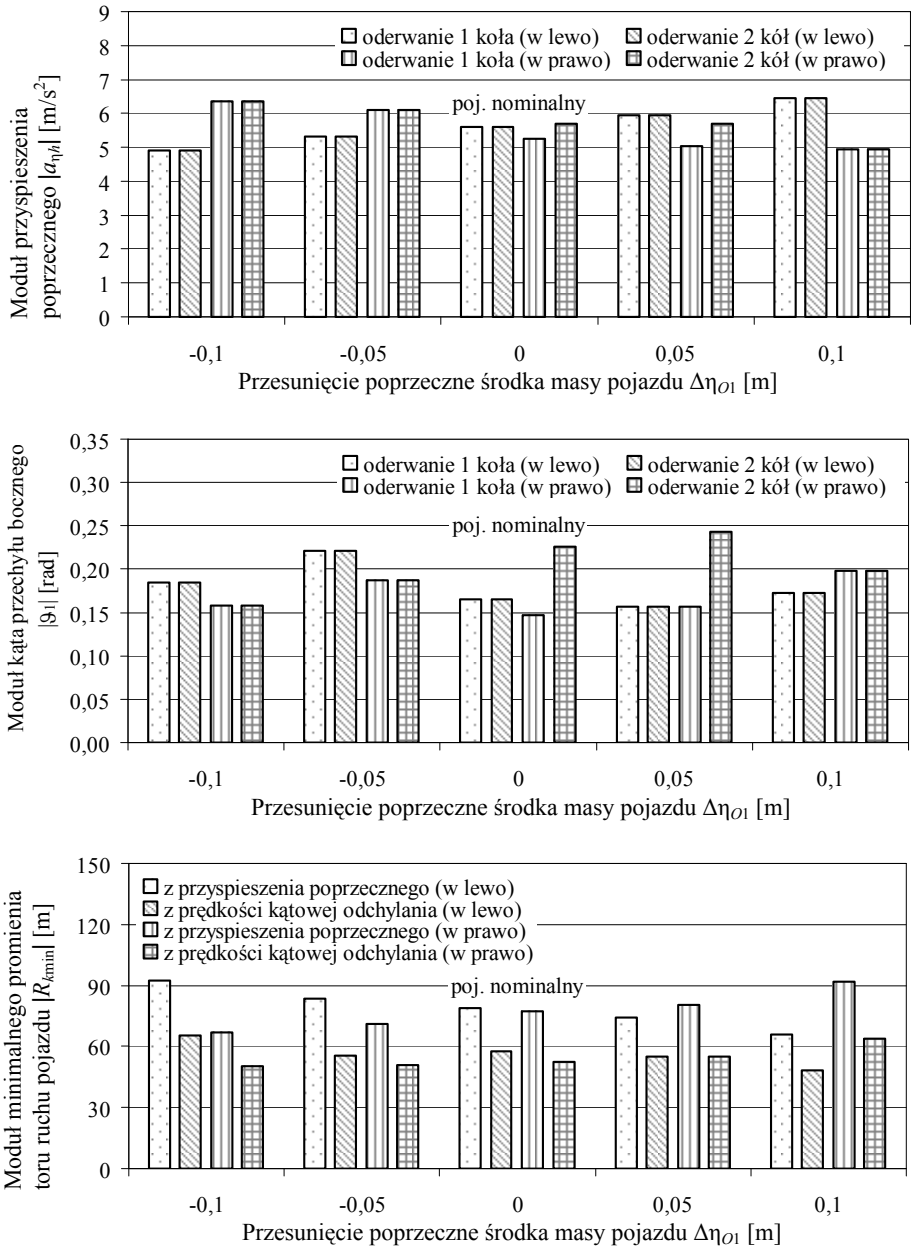
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 8. Test 1. Kąt obrotu kierownicy α_k minus kąt obrotu kierownicy pojazdu Ackermanna α_{kA} w funkcji przyspieszenia poprzecznego w układzie spoziomowanym $a_{\eta h}$.
Wyniki otrzymano dla różnych położeń poprzecznych środka masy pojazdu

Fig. 8. Test 1. Steering wheel angle α_k minus steering wheel angle of Ackermann's vehicle α_{kA} as function of lateral horizontal acceleration $a_{\eta h}$.
Results obtained for different lateral position of vehicle's CG

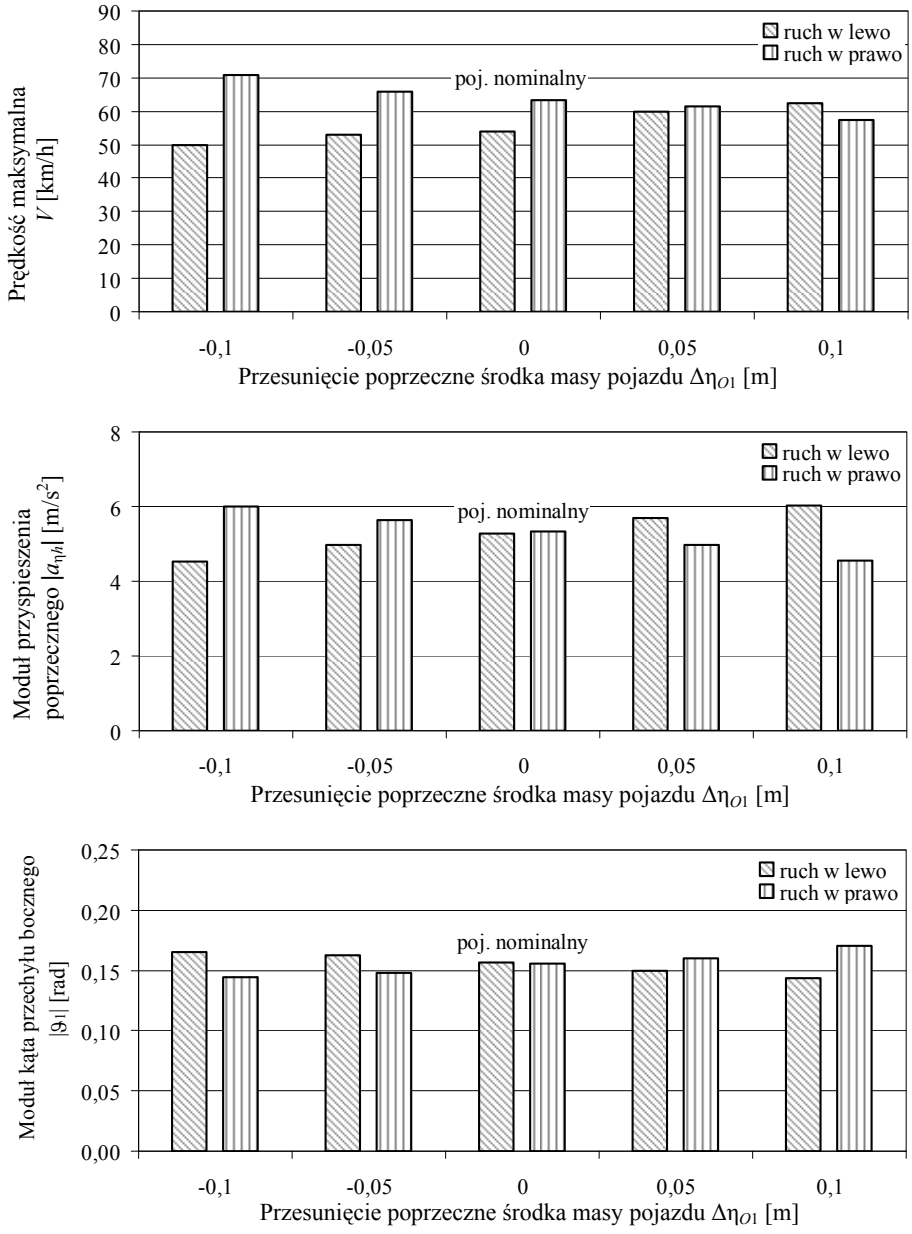
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 9. Test 1. Przyspieszenie poprzeczne, kąt przechyłu bocznego oraz minimalny promień toru ruchu w funkcji położenia poprzecznego środka masy pojazdu (zero dla pojazdu nominalnego)

Fig. 9. Test 1. Lateral acceleration, body roll angle and minimal value of trajectory radius as function of lateral position of vehicle's CG (zero for nominal vehicle)

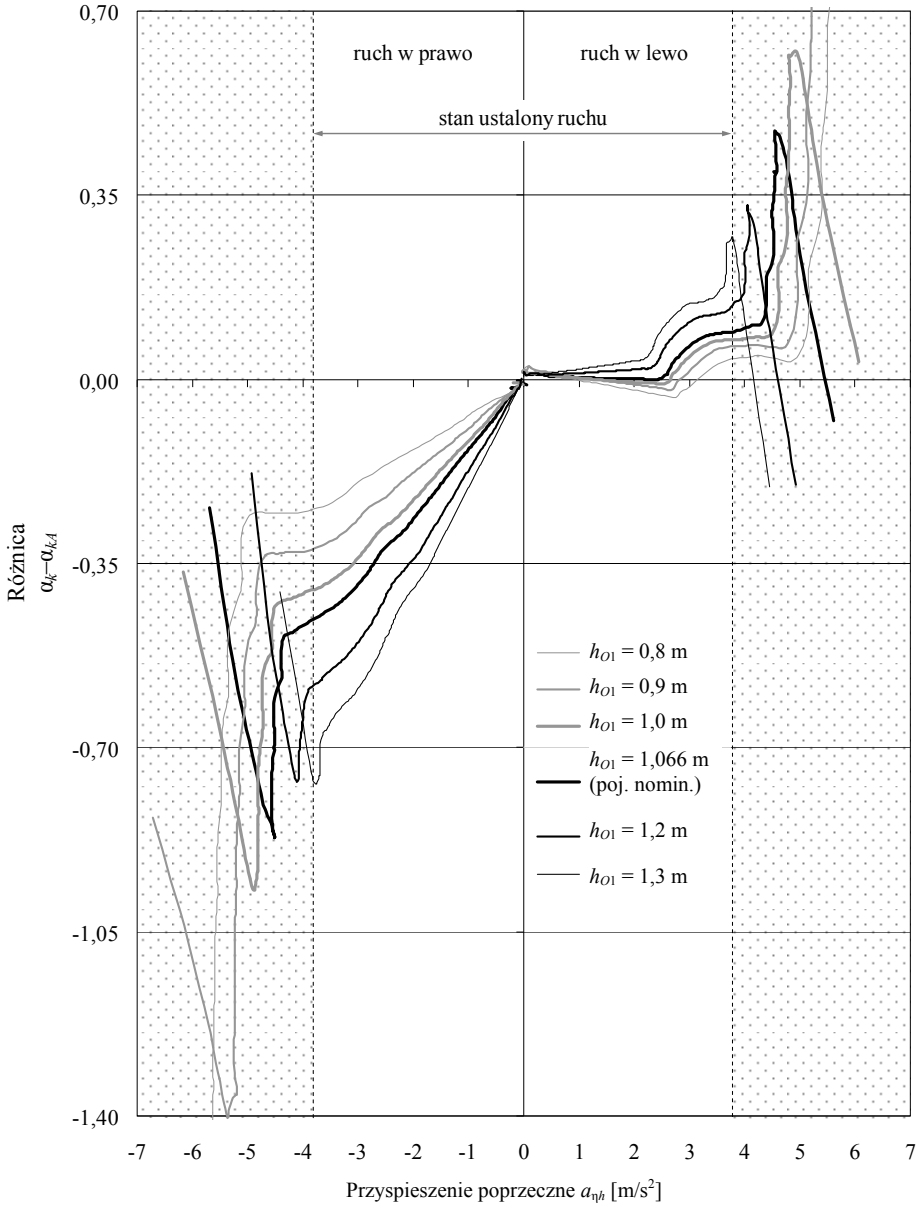
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 10. Test 2. Wartości prędkości pojazdu, przyspieszenia poprzecznego oraz kąta przechyłu bocznego powodujące wywrócenie pojazdu w funkcji położenia poprzecznego środka masy pojazdu (zero dla pojazdu nominalnego)

Fig. 10. Test 2. Values of the vehicle velocity, lateral acceleration and body roll angle for rollover case as function of lateral position of vehicle's CG (zero for nominal vehicle)

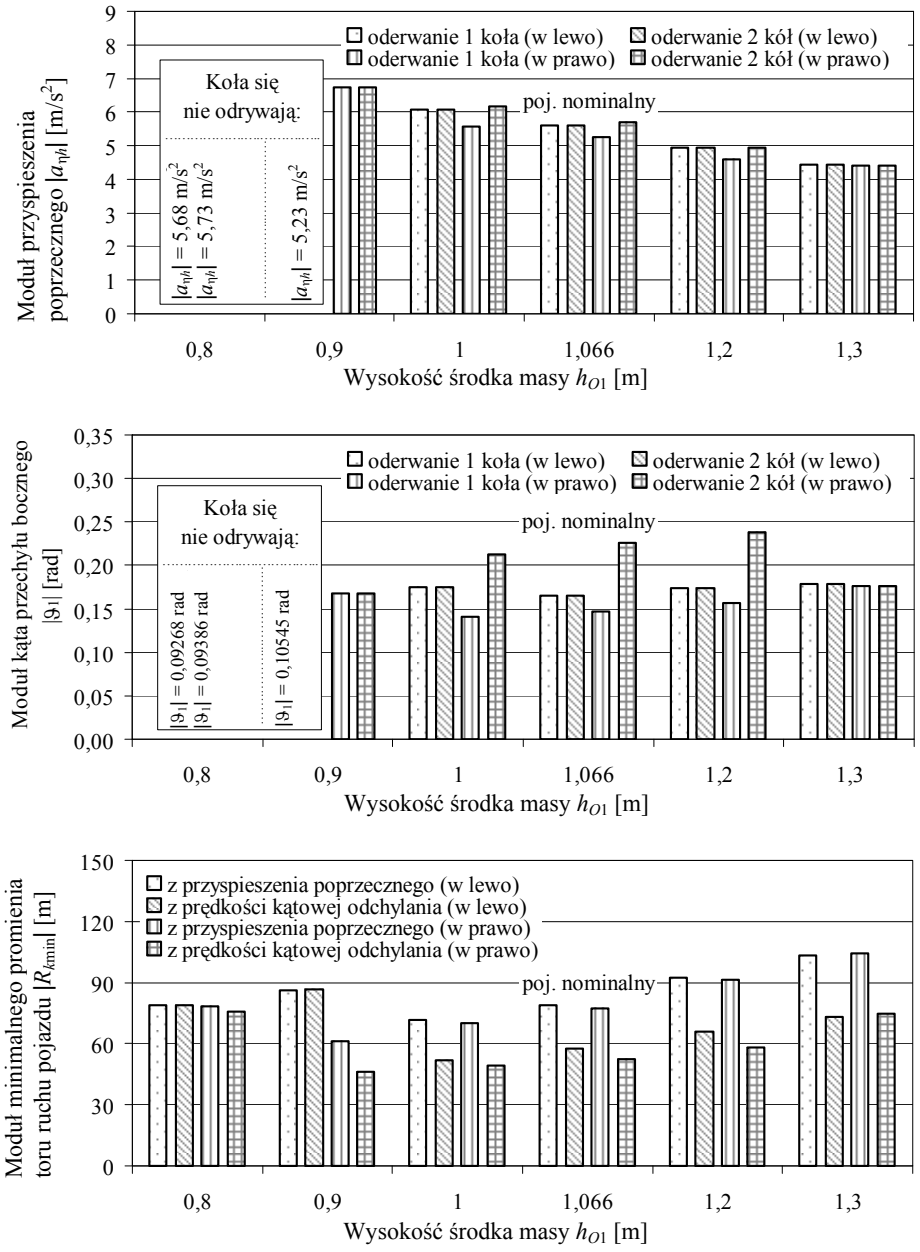
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 11. Test 1. Kąt obrotu kierownicy α_k minus kąt obrotu kierownicy pojazdu Ackermanna α_{kA} w funkcji przyspieszenia poprzecznego w układzie spoziomowanym $a_{\eta h}$.
Wyniki otrzymano dla różnych wysokości środka masy bryły nadwozia pojazdu

Fig. 11. Test 1. Steering wheel angle α_k minus steering wheel angle of Ackermann's vehicle α_{kA} as function of lateral horizontal acceleration $a_{\eta h}$. Results for different height of vehicle body's CG

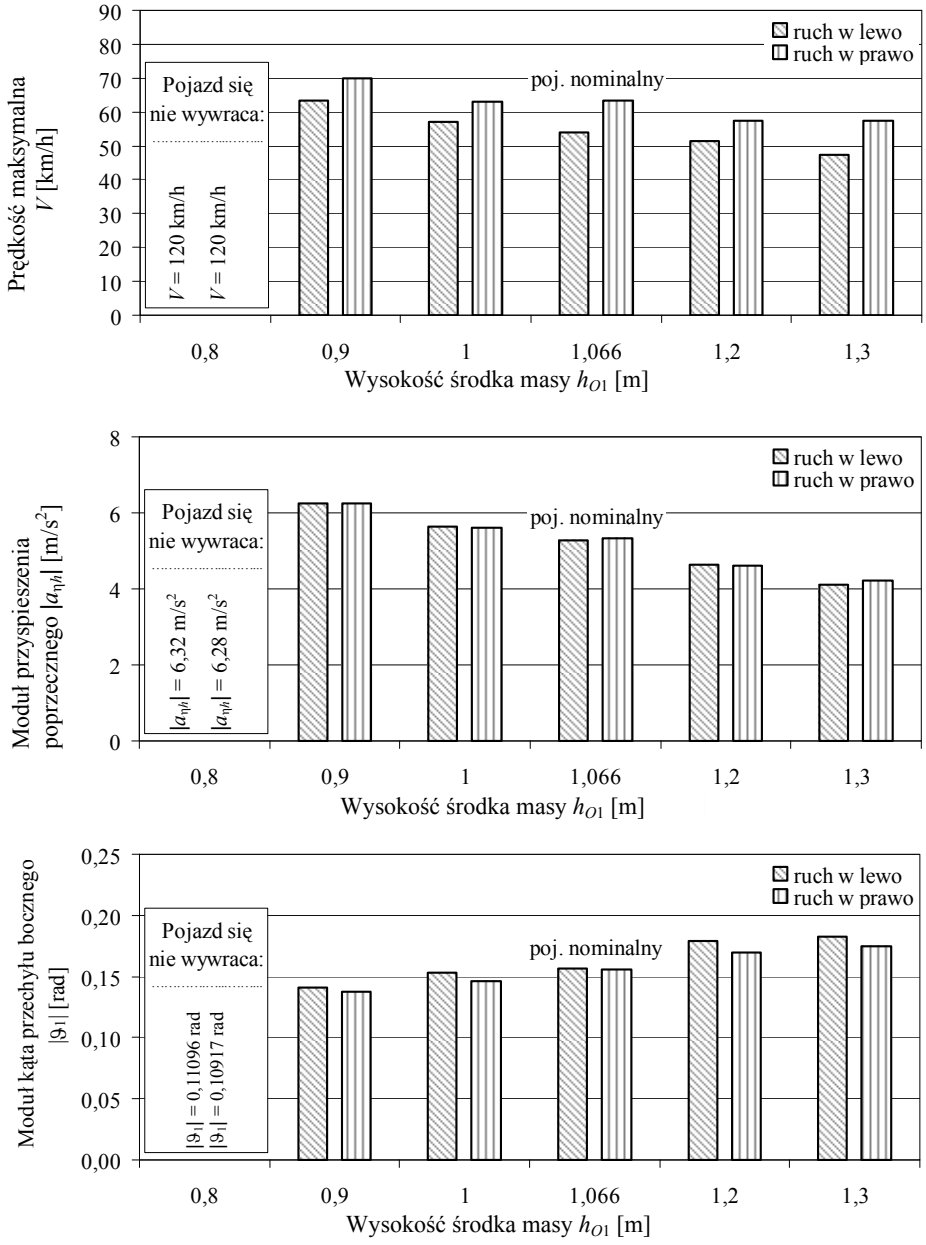
BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 12. Test 1. Przyspieszenie poprzeczne, kąt przechyłu bocznego oraz minimalny promień toru ruchu w funkcji wysokości środka masy bryły nadwozia pojazdu (1,066 m dla pojazdu nominalnego)

Fig. 12. Test 1. Lateral acceleration, body roll angle and minimal value of trajectory radius as function of height of vehicle body's CG (1,066 m for nominal vehicle)

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ



Rys. 13. Test 2. Wartości prędkości pojazdu, przyspieszenia poprzecznego oraz kąta przechyłu bocznego powodujące wywrócenia pojazdu w funkcji wysokości środka masy bryły nadwozia pojazdu (1,066 m dla pojazdu nominalnego)

Fig. 13. Test 2. Values of the vehicle velocity, lateral acceleration and body roll angle for rollover case as function of height of vehicle body's CG (1,066 m for nominal vehicle)

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Wyraźny jest wzrost wartości minimalnych promienia toru ruchu środka masy pojazdu (do 43,0% w stosunku do nominalnej wysokości, dla większych od niej wartości). Wyniki dla drugiego testu (gwałtownego obrotu kierownicą o 90° w ruchu prostoliniowym) pokazano na rys. 13. Dla położenia pionowego środka masy 0,8 m pojazd nie przewraca się w zakresie prędkości do 120 km/h dla ruchu w lewo i w prawo. Wraz ze wzrostem wysokości środka masy maleje prędkość, od której wykonanie opisywanego manewru bez przewrócenia nie jest możliwe (spadek o 4,6%–12,0% w stosunku do nominalnej wysokości, dla większych od niej wartości). Maleją także wartości modułów ekstremalnych wartości przyspieszenia poprzecznego (o 11,8%–21,8%). Odpowiadające im zmiany kątów przechyłu bryły nadwozia wynoszą od +14,2% do +16,8% dla ruchu w lewo oraz od +9,1% do +12,3% dla ruchu w prawo.

11. Zakończenie

Przedstawione wyniki badań symulacyjnych wskazują na bardzo istotne znaczenie położenia środka masy pojazdu LTV „Dzik" z punktu widzenia jego własności w ruchu krzywoliniowym i stanów granicznych tego ruchu. Dotyczy to zwłaszcza podatności na przewrócenie na bok w trakcie ustalonego i nieustalonego ruchu tego pojazdu. Uzyskane metodą symulacyjną wyniki mogą być przydatne w czasie szkolenia załóg pojazdów LTV „Dzik", dostarczając im informacji o zagrożeniach związanych z ruchem ze zbyt wysokimi prędkościami i przyspieszeniami poprzecznymi. Miarą zagrożenia jest prędkość wykonywania manewru omijania przeszkody (zbliżonego do „testu 2") i kąt przechyłu bocznego bryły nadwozia, określany w obu testach symulacyjnych. Otrzymane wyniki pomogą także w prawidłowym rozłożeniu wyposażenia w przedziale załogi oraz dodatkowych urządzeń w pojeździe w trakcie prac modernizacyjnych.

Literatura

[1] http://www.amz.pl.
[2] http://www.witpis.mil.pl.
[3] ISO 4138: Road Vehicles – Steady State Circular Test Procedure, 1982.
[4] ISO 7401: Road Vehicles – Lateral Transient Response Test Method, 1988.
[5] Lozia Z., *Analiza ruchu samochodu dwuosiowego na tle modelowania jego dynamiki*, Prace Naukowe PW, Transport, z. 41, Warszawa 1998.
[6] Lozia Z., *Model symulacyjny dynamiki i ruchu pojazdu patrolowo-interwencyjnego*, Materiały konferencji nt. „Badania symulacyjne w technice samochodowej", Susiec––Lublin 2008 (w druku).
[7] Lozia Z., Simiński P., Zdanowicz P., *Weryfikacja eksperymentalna modelu symulacyjnego dynamiki i ruchu pojazdu patrolowo-interwencyjnego*, Materiały konferencji nt. „Badania symulacyjne w technice samochodowej", Susiec–Lublin 2008 (w druku).
[8] Orłowski L., *Samochód patrolowo-interwencyjny Dzik*, Dom Wydawniczy Bellona, Warszawa 2006.
[9] Prospekt: *Dzik. Pojazd patrolowo-interwencyjny*, AMZ-Kutno Sp. z o.o.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ