

Badania symulacyjne pojazdu szynowego wyposażonego w sprężyny pneumatyczne RX-1965 i RX-1974 z zastosowaniem mikroprocesorowego sterowania wysokością sprężyny

W artykule przedstawiono koncepcję oraz komputerowy model wybranych rozwiązań konstrukcyjnych pojazdu z zawieszeniem pneumatycznym aktywnie sterowanym. Zamodelowano dwie wersje sprężyn pneumatycznych (RX-1965, RX-1974) wraz z obciążającymi je masami i układem sterującym ich wysokością. Opracowano model pojazdu szynowego (wagon pomiarowy typu pasażerskiego) z zastosowaniem modeli w/w sprężyn pneumatycznych sterowanych przez układ mikroprocesorowy. Opracowany model wagonu pomiarowego umożliwi badania symulacyjne przypadków zdarzeń występujących w eksploatacji. Przeprowadzono wielowariantowe analizy symulacyjne: badania na prostych odcinkach toru, na łukach torowych zwichrowanych i z przechyłką oraz z zadaną wysokością podłogi pojazdu. Analizy dynamiczne przeprowadzono w systemie SIMPACK 9.5, który jest jednym z aktualnie wiodących systemów wykorzystywanych do symulacji zachowania dynamicznego pojazdów szynowych. Opracowany model wagonu pomiarowego umożliwił badania symulacyjne przypadków zdarzeń występujących w eksploatacji.

1 WSTĘP

Na skutek postępu w przemyśle, który nastąpił w drugiej połowie XX wieku, stało się możliwe budowanie niezawodnych sprężyn pneumatycznych o parametrach umożliwiających ich wykorzystanie w pojazdach szynowych. Sprężyny te znalazły zastosowanie przede wszystkim w taborze pasażerskim, jako elementy II-go stopnia usprężynowania. Do niewątpliwych zalet tych elementów można zaliczyć możliwość utrzymania ich wysokości w pożądanym zakresie niezależnie od obciążenia, które one przenoszą. To w konsekwencji pozwala na budowę pojazdów o bardziej miękkim zawieszeniu II-go stopnia bez ryzyka nadmiernej różnicy wysokości urządzeń ciągliwo – zderznych.

Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR” w Poznaniu w ramach projektu celowego Nr 6 ZR6 2009C/07185 pt. „System zawieszenia pneumatycznego wagonów osobowych, zespołów trakcyjnych i lekkich pojazdów szynowych z układem aktywnego sterowania” opracował projekt dwóch sprężyn pneumatycznych oznaczonych odpowiednio RX-1965 oraz RX-1974. Podstawowe dane tych elementów przedstawiono w tabeli.1.

W artykule tym przedstawiono drugą część prac związanych z tym projektem polegających na opracowaniu algorytmu mikroprocesorowego układu regulacji wysokości sprężyn pneumatycznych. Przed projektowanym układem postawiono następujące

Tabela 1 - Podstawowe parametry sprężyny pneumatycznej RX-1965 oraz RX-1974

Lp.	Parametr	RX-1965	RX-1974
1	Średnica zewnętrzna sprężyny	~600 mm	~800 mm
2	Objętość miecha przy nominalnej wysokości	0,04 m ³	0,07 m ³
3	Siła pionowa maksymalna	100 kN	160 kN
4	Maksymalne ciśnienie pracy	0,7 MPa	0,7 MPa
5	Pionowe ugięcie maksymalne	60 mm	60 mm
6	Pionowe odbicie maksymalne	160 mm	160 mm
7	Sztywność pionowa	0,8÷1,0 kN/mm	~1,0 kN/mm
8	Sztywność poprzeczna	0,1÷0,2 kN/mm	0,1÷0,2 kN/mm

wymagania:

- a) zapewnienie zadanej wysokości usprężynowania II-go stopnia niezależnie od obciążenia nadwozia pojazdu oraz możliwość regulacji wysokości nadwozia celem dostosowania do wysokości peronów,
- b) kompensacja niezrównoważonego przyspieszenia bocznego podczas przejazdu przez łuk z nieodbojem przechyłki,
- c) wyrównanie nacisków kół spowodowanych wichrowatością na bazie pudła pojazdu podczas przejazdu przez tor wichrowaty.

2 OPIS ALGORYTMU STEROWANIA

Na rys.1 przedstawiono schemat blokowy algorytmu zastosowanego do sterowania układem sprężyn pneumatycznych zabudowanych w drugim stopniu zawieszenia wagonu pomiarowego typu pasażerskiego. Zmiennymi wyjściowymi ze sterowanego układu są wysokości poszczególnych sprężyn, których wartości w rzeczywistym układzie mogą pochodzić np. z czujników zainstalowanych przy poszczególnych miechach. Sygnały te przechodzą przez filtr dolnoprzepustowy w celu usunięcia zakłóceń wynikających z nierówności toru. Zmienne te oznaczono na rys.1 odpowiednio $z1$, $z2$, $z3$ i $z4$. Do realizacji przez układ zadań postawionych w rozdziale 1 wygodniej jest zastosować cztery regulatory, które nie są bezpośrednio powiązane z poszczególnymi miechami pneumatycznymi, ale są związane z nowymi zmiennymi „ogólnymi” z , ψ , γ oraz α , które łatwiej można „połączyć” z poszczególnymi zadaniami. Zmienne „ogólne” łączą się z wysokościami poszczególnych sprężyn za pomocą transformaty liniowej.

$$\begin{bmatrix} z \\ \psi \\ \gamma \\ \alpha \end{bmatrix} = [T] \cdot \begin{bmatrix} z1 \\ z2 \\ z3 \\ z4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/4 & 1/4 & 1/4 & 1/4 \\ 1/(2 \cdot 2b) & -1/(2 \cdot 2b) & 1/(2 \cdot 2b) & -1/(2 \cdot 2b) \\ -1/(2 \cdot 2a) & -1/(2 \cdot 2a) & 1/(2 \cdot 2a) & 1/(2 \cdot 2a) \\ 1/(2 \cdot 2b) & -1/(2 \cdot 2b) & -1/(2 \cdot 2b) & 1/(2 \cdot 2b) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z1 \\ z2 \\ z3 \\ z4 \end{bmatrix} \quad (1)$$

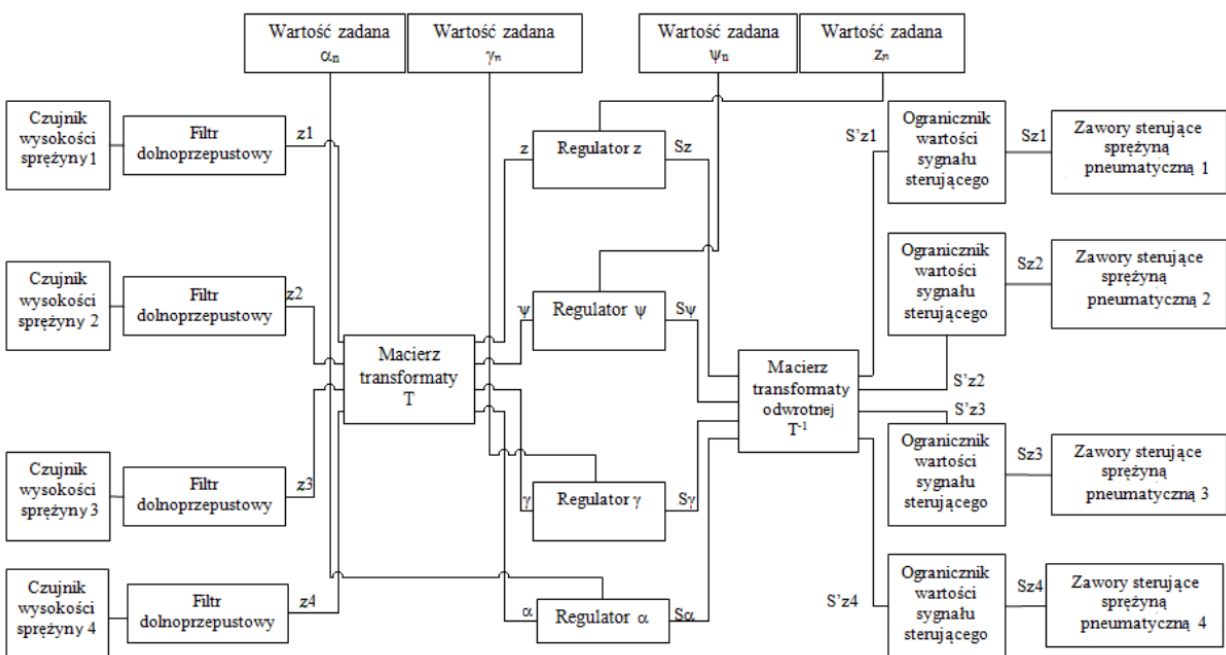
Gdzie:

$2b=2$ [m] - odległość poprzeczna między sprężynami pneumatycznymi wózka,

$2a=19$ [m] - baza wagonu.

Trzy pierwsze zmienne „ogólne” opisują zmianę położenia pudła wagonu na skutek odkształcenia sprężyn pneumatycznych: z - zmiana wysokości środka pudła pojazdu, ψ - zmiana kąta pochylenia wzdłużanego pudła wagonu (obrót wzdłuż osi OX), γ - zmiana kąta pochylenia poprzecznego pudła wagonu (obrót wzdłuż osi OY), ostatnia zmienna „ogólna” α jest związana z przejazdem pojazdu przez tor wichrowaty i jest równa połowie kąta obrotu wzdłużnego (obrót wzdłuż osi OX) mierzonego między ramami wózków.

Każdy z zastosowanych w algorytmie regulatorów pracuje na podstawie sygnału uchybu, czyli różnicy między wartością zadaną (z_n , ψ_n , γ_n i α_n) a aktualną wartością danej zmiennej (z , ψ , γ i α). Zdecydowano się na zastosowanie regulatorów proporcjonalnych ze strefą nieczułości, której rozmiar dla poszczególnych regulatorów wynosi odpowiednio: ± 10 mm, ± 5 mrad, ± 1 mrad oraz ± 1 mrad, zaś wzmocnienie poza strefą nieczułości wynosi odpowiednio: 20; 20; 200 oraz 100. Zróżnicowanie charakterystyk regulatorów umożliwia uzyskanie różnej precyzji sterowania wysokością sprężyn w zależności od wykonywanego zadania. Przedstawione nastawy regulatorów zostały wybrane po serii symulacji, których



Rys. 1 – Schemat algorytmu sterowania

celem było znalezienie optymalnych wartości tych nastaw. Uzyskane z regulatorów sygnały sterujące Sz , $S\psi$, $S\gamma$ oraz $S\alpha$ są przy pomocy macierzy transformacji odwrotnej T^{-1} przeliczane na sygnały sterujące $S'z1$, $S'z2$, $S'z3$ i $S'z4$. Następnie przebiegi sygnałów sterujących są odcinane (w ograniczniku wartości sygnału sterującego) powyżej wartości 1 i poniżej wartości -1, dzięki czemu sygnały sterujące $Sz1$, $Sz2$, $Sz3$ i $Sz4$ mieszczą się w zakresie od -1 do 1. Tak uzyskane sygnały sterujące są podawane na zawory poszczególnych sprężyn pneumatycznych wagonu.

Realizacja zadań opisanych w rozdziale 1 jest możliwa poprzez podawanie odpowiednich wartości sygnałów zadanych z_n , ψ_n , γ_n i α_n . Oddzielną kwestią pozostaje jednak generowanie odpowiednich przebiegów tych sygnałów w celu realizacji poszczególnych zadań.

Zdecydowanie najprostszym przypadkiem jest utrzymanie pożądanej wysokości nadwozia niezależnie od obciążenia lub dostosowanie wysokości nadwozia do wysokości peronu. W tym wariancie należy po prostu podać jako wartość zadaną z_n wartość oczekiwanej wysokości nadwozia.

Bardziej złożonym przypadkiem jest kompensacja nierównoważonego przyspieszenia bocznego podczas przejazdu przez łuk z niedoborem przechyłki. Brakującą wartość przechyłki toru można uzyskać zadając odpowiednią wartość kąta obrotu wzdłużnego pudła (obrót wzdłuż osi OX). Wartość tego kąta jest wyznaczana na podstawie nierównoważonego przyspieszenia bocznego mierzonego na ramie wózka. Zakres zmienności sygnału ψ_n jest ograniczony przez pionowe ugięcie maksymalne sprężyny pneumatycznej, które wynosi 60 mm oraz pionowe odbicie maksymalne, które wynosi 160 mm. Pozostawiając 20 mm rezerwy na amortyzację drgań wynikających z nierówności toru, przy rozstawie poprzecznym sprężyn pneumatycznych równym 2m, kąt obrotu pudła mieści się w zakresie ± 0.09 rad czyli $\pm 5,15^\circ$. Uzyskany zakres zmienności kąta ψ_n zapewnia kompensację nierównoważonego przyspieszenia bocznego do wartości $0,88 \text{ m/s}^2$. Ponieważ wartości pionowego ugięcia oraz pionowego odbicia maksymalnego miechów pneumatycznych nie są takie same, dlatego w celu możliwie pełnego wykorzystania zakresu ruchów tych elementów podczas obrotu pudła wprowadzono dodatkowe unoszenie całego nadwozia wagonu.

Powyższy algorytm umożliwia także kompensację wchrowatości toru poprzez nadążną realizację mierzonej wchrowatości przez zawieszenie pneumatyczne II-go stopnia. Zapobiega to odkształceniu sprężyn I-go stopnia pod wpływem wchrowatego odcinka toru. Należy jednak zwrócić uwagę, że układ ten kompensuje jedynie wchrowatość związaną z bazą wagonu. Odpowiednia wartość kąta α_n po-

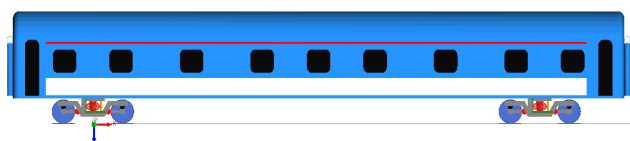
trzebna do uzyskania opisywanego efektu obliczana jest na podstawie wchrowatości toru g liczonej z ugięcia sprężyn I-go i II-go stopnia.

3 MODEL POJAZDU W PROGRAMIE SIMPACK

W programie SIMPACK zbudowano model wagonu wyposażonego w sprężyny RX-1965 (wariant a) oraz drugi model wyposażony w sprężyny RX-1974 (wariant b). Oba modele oprócz sprężyn różnią się masą pudła. Ogólny widok zamodelowanego wagonu pokazano na rys. 2.

Podstawowe parametry zamodelowanych wagonów:

-baza wagonu.....	19,00 m
-baza wózka.....	2,50 m
-masa całkowita wagonu dla wariantu a).....	35000 kg
-masa całkowita wagonu dla wariantu b).....	50000 kg
-masa wózka.....	7000 kg
-ciśnienie zasilania sprężyn pneumatycznych.....	0,7 MPa
-średnica wewnętrzna przewodu zasilającego sprężynę pneumatyczną.....	25 mm



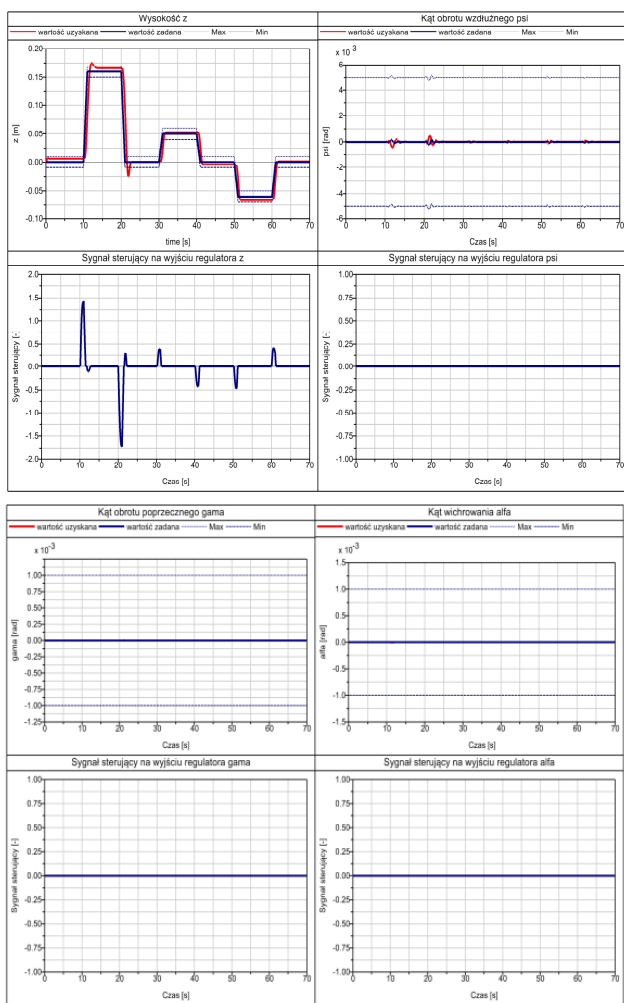
Rys. 2 - Model wagonu osobowego wykonany w programie SIMPACK

4 SYMULACYJNA WERYFIKACJA POPRAWNOŚCI DZIAŁANIA UKŁADU

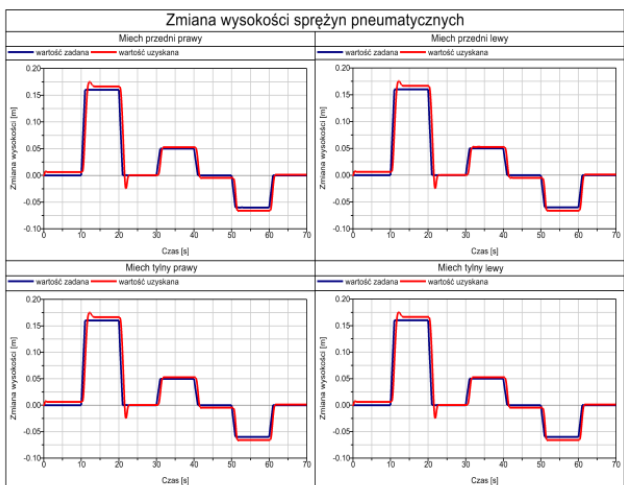
Poprawność działania algorytmu została zweryfikowana przez wykonanie symulacji zachowania się wagonu ze sprężynami pneumatycznymi sterowanymi przy wykorzystaniu zbudowanego algorytmu. Ponieważ wyniki otrzymane dla sprężyn RX-1965 wariant a) oraz sprężyn RX-1974 wariant b) są jakościowo bardzo podobne, dlatego w niniejszym artykule przedstawiono wyniki jedynie dla wariantu a).

W pierwszym etapie sprawdzono możliwości dostosowania wysokości podłogi pudła wagonu do wysokości peronu poprzez zadanie żądanego przebiegu zmian wysokości w czasie. Przebieg ten został podany na wejście regulatora wysokości jako wartość zadaną z_n . Na rys. 3 przedstawiono przebiegi obrazujące pracę poszczególnych regulatorów. Na tle przebiegu wartości zadanych z_n , ψ_n , γ_n i α_n przedstawiono bieżące wartości zmiennych „ogólnych” z , ψ , γ i α wraz z zaznaczoną strefą nieczułości danego regulatora. Poniżej tych przebiegów zamieszczono sygnał sterujący Sz , $S\psi$, $S\gamma$ oraz $S\alpha$ generowany na wyjściu każdego regulatora. W czasie symulacji sygnał sterujący wygenerował tylko regulator z , co wynika z

specyfikacji tego zadania. Na rys 4 przedstawiono wysokość poszczególnych sprężyn pneumatycznych.



Rys. 3 - Przebiegi sygnałów wejściowych i wyjściowych związanych z pracą poszczególnych regulatorów



Rys. 4 - Zarejestrowane zmiany wysokości poszczególnych sprężyn pneumatycznych

W celu sprawdzenia działania układu pod względem możliwości kompensacji niezrównoważonego przyspieszenia bocznego wykonano serię symulacji przejazdów z różnymi prędkościami przez łuki torowe o różnych parametrach geometrycznych. Parametry geometryczne i kinematyczne wybranych dwóch przejazdów przedstawia tabela 2.

Długości krzywej przejściowej oraz rampy przechyłkowej zostały tak dobrane dla poszczególnych przejazdów, aby spełnić następujące kryteria powszechnie stosowane w pojazdach z wychylnym pudłem:

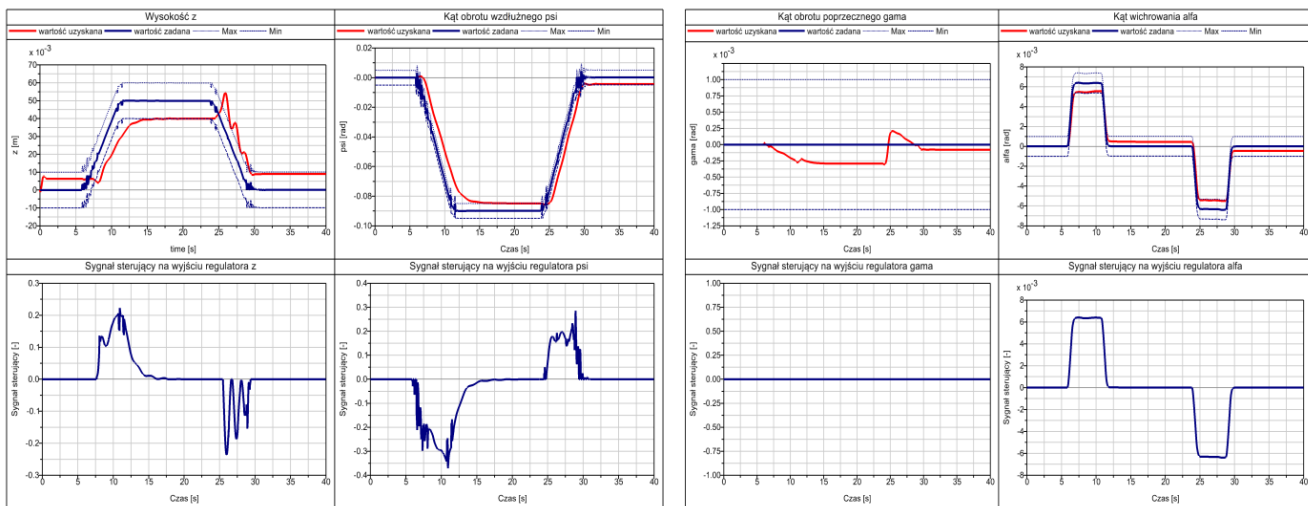
- maksymalna prędkość unoszenia koła na rampie przechyłkowej $f_{dop} = 35 \text{ mm/s}$;
- maksymalny przyrost niezrównoważonego przyspieszenia bocznego działającego na pasażera $\Psi_{dop} = 0,5 \text{ m/s}^3$;
- maksymalna prędkość obrotu pudła względem wózka $\omega_{dop} = 2,5 \text{ }^\circ/\text{s}$.

Wyniki dla przejazdu 1 przedstawiono na rys. 5 i 6. W analizowanym przypadku algorytm sterowania zadziałał prawidłowo wymuszając dodatkowe wychylenie pudła, dzięki któremu nastąpiła redukcja niezrównoważonego przyspieszenia bocznego z wartości około $0,9 \text{ m/s}^2$ do wartości bliskiej zero. Dla przejazdu 2 rys.7 układ także zadziałał poprawnie zmniejszając niezrównoważone przyspieszenie boczne z wartości około $1,5 \text{ m/s}^2$ do wartości $0,87 \text{ m/s}^2$. W obu przedstawionych przejazdach nastąpiło pełne wykorzystanie zakresu przechylenia pudła $5,15^\circ$, co skutkowało oczekiwaną redukcją przyspieszenia bocznego o wartość około $0,88 \text{ m/s}^2$. W symulowanych przejazdach oprócz regulatora ψ bezpośrednio odpowiedzialnego za przechylenie pudła zadziałał także regulator z oraz regulator α . Działanie regulatora z podczas kompensacji niezrównoważonego przyspieszenia bocznego zostało wyjaśnione w opisie algorytmu. Zaś w przypadku regulatora α bezpośrednią przyczyną jego działania jest wchrowatość toru występująca na rampie przechyłkowej.

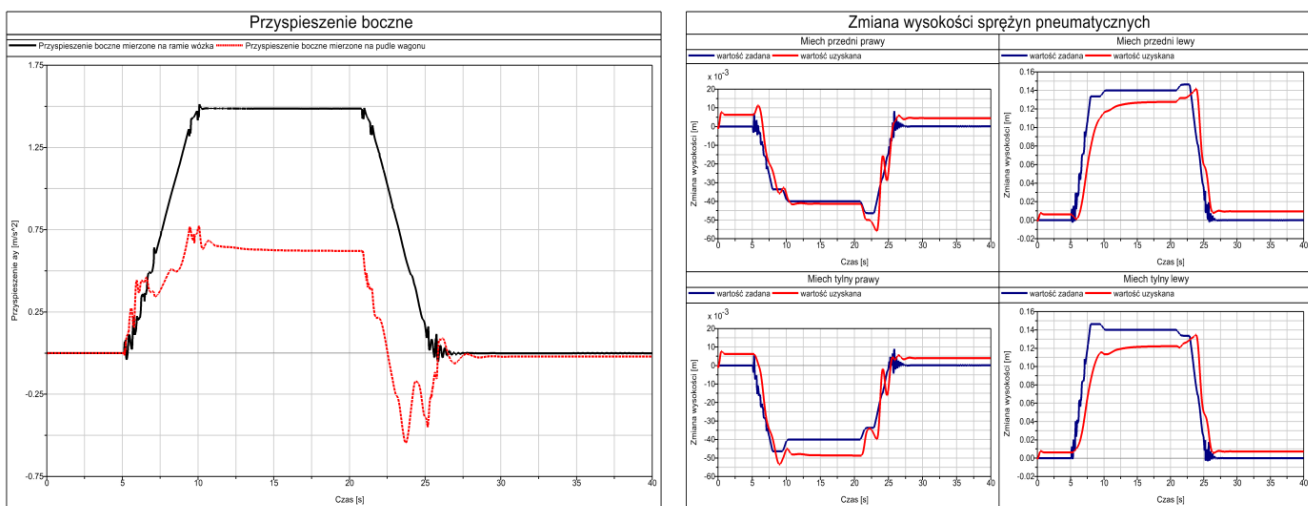
Zamieszczone przebiegi przyspieszenia ujawniają jednak niekorzystne właściwości badanego układu podczas przejazdu przez krzywe przejściowe, czego objawem są oscylacje przyspieszenia bocznego mierzone na nadwoziu pojazdu. Wynikają one z trudności związanych ze sterowaniem sprężyn pneumatycznych w dynamicznych stanach przejściowych.

Tabela 2 - Parametry geometryczne i kinematyczne wybranych przejazdów

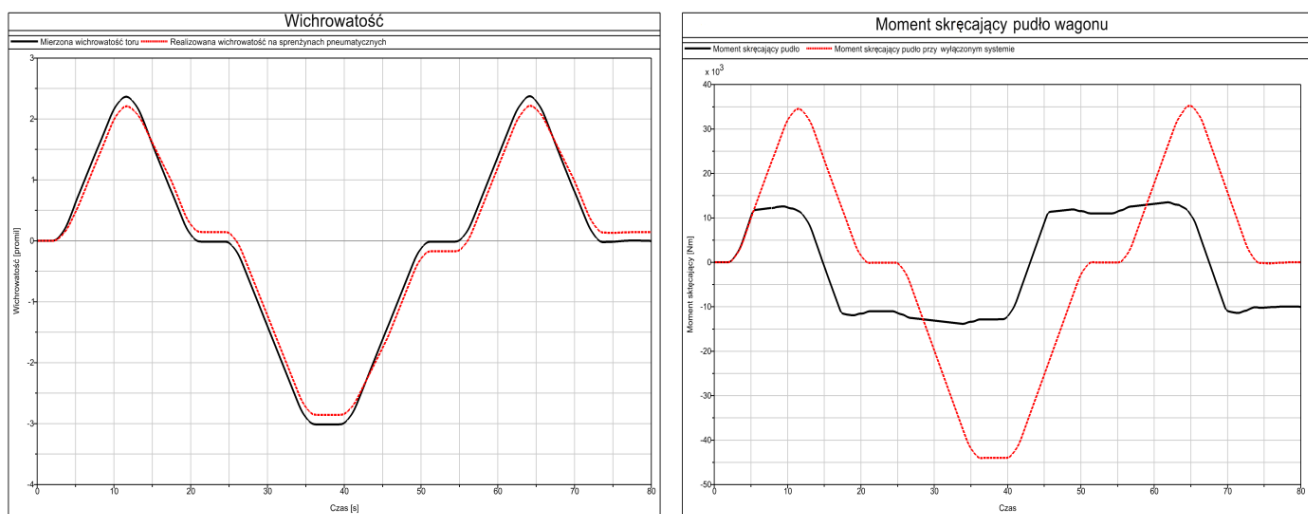
Przejazd	Prędkość V[km/h]	Promień łuku R [m]	Długość łuku kołowego l [m]	Długość krzywej przejściowej l_k [m]	Przechyłka f [mm]	Niezrównoważone przyspieszenie boczne w płaszczyźnie toru a_v [m/s^2]
1	110	500	400	150	150	0,88
2	126	500	400	150	150	1,48



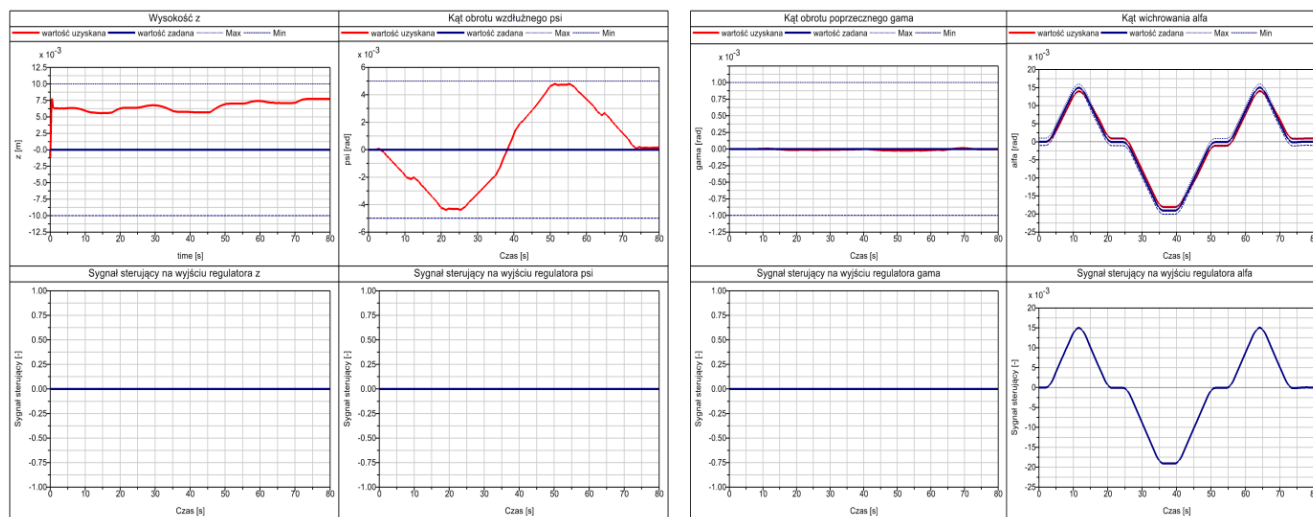
Rys. 6 - Przebiegi sygnałów wejściowych i wyjściowych związane z pracą poszczególnych regulatorów, przejazd 1



Rys. 7 - Przyspieszenie boczne oraz wysokość poszczególnych sprężyn pneumatycznych, przejazd 2



Rys. 8 - Realizowana wchrowatość przez sprężyny pneumatyczne na tle mierzonej wchrowatości toru oraz wzdłużny moment skręcający pudło przy aktywnym i wyłączonym układzie kompensacji wchrowatości



Rys. 9 - Przebiegi sygnałów wejściowych i wyjściowych związane z pracą poszczególnych regulatorów

5 UWAGI KOŃCOWE

W artykule tym przedstawiono algorytm sterowania umożliwiającą wykorzystanie sprężyn pneumatycznych RX-1965 oraz RX-1974 do następujących zadań:

- utrzymywanie zadanej wysokości podłogi pojazdu niezależnie od zmian obciążenia oraz możliwość dostosowania wysokości podłogi do wysokości peronu,
- kompensację nierównoważonego przyspieszenia bocznego podczas przejazdu przez łuk z niedoborem przechyłki,
- kompensację wchrowatości toru przez sprężyny pneumatyczne celem poprawy bezpieczeństwa podczas przejazdu przez tor wchrowaty.

Rezultaty uzyskane dla zadania a) potwierdzają możliwość wykorzystania badanych sprężyn wraz z układem sterowania do regulacji wysokości podłogi nadwozia. Otrzymane przebiegi czasowe potwierdzają także wystarczającą szybkość działania układu.

W przypadku zadania b) wyniki są zgodne z oczekiwaniami dla stanów ustalonych (przejazd przez łuk kołowy). Otrzymany zakres kąta obrotu nadwozia $\pm 5,15^\circ$ umożliwia kompensację nierównoważonego przyspieszenia do $0,88 \text{ m/s}^2$. Są to więc parametry porównywalne z systemami pasywnego wychylnego pudła, ale gorsze niż w systemach aktywnego wychylnego pudła, w którym zakres obrotów pudła wynosi przeważnie około $\pm 8^\circ$, co zapewnia kompensację nierównoważonego przyspieszenia bocznego na

poziomie $1,37 \text{ m/s}^2$. Podczas pracy tego systemu należy się liczyć jednak z dużym zużyciem powietrza spowodowanym częstą aktywacją systemu oraz dużym zakresem zmiany wysokości sprężyn pneumatycznych podczas pracy tego systemu. Mankamentem analizowanego układu jest zachowanie się w stanach przejściowych (przejazd przez krzywe przejściowe), podczas których występują znaczące oscylacje poprzecznego przyspieszenia bocznego na pudle pojazdu.

Wyniki otrzymane dla zadania c) wykazały możliwość zastosowania badanego układu do kompensacji wchrowatości toru. Zadanie to wymaga jednak doboru odpowiednio małej strefy nieczułości celem uzyskania wyraźnego efektu kompensacji.

Na podstawie otrzymanych rezultatów można wyznaczyć kierunek ewentualnych dalszych prac badawczych, które powinny skupić się przede wszystkim na poprawie działania układu w dynamicznych stanach przejściowych.

Bibliografia

- [1] PN-EN 14363: Kolejnictwo. Badania własności dynamicznych dla dopuszczenia (homologacji) pojazdów szynowych. Badania własności biegowych i próby stacjonarne, PKN, Warszawa 2007
- [2] Gąsowski W., Sobczak M.: Układy biegowie wagonów kolejowych, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1987
- [3] Biliński J.: Zagadnienia teoretyczne dynamiki pociągów z przechylnym nadwoziem, TTS, nr 6, 2000