

ANALIZA DYNAMICZNA UKŁADU NAPĘDOWEGO ZE SPRZĘGLAMI 4-CIĘGŁOWYMI STOSOWANEGO W TRAMWAJACH¹

Tomasz Czauderna

mgr inż., MPK SA w Krakowie, ul. Św. Wawrzyń-
ca 13, 31-060 Kraków tczauder@mpk.krakow.pl

Michał Maniowski

dr inż., Politechnika Krakowska, Wydział Pojaz-
dów Samochodowych i Silników Spalinowych

Streszczenie. *Artykuł przedstawia analizę dynamiczną przestrzennego sprzęgła 4-cięgłowego, znakoprzemiennego, stosowanego w tramwajach niskopodłogowych z klasycznymi wózkami napędowymi. Praca ta jest kontynuacją poprzednich, gdzie analizowano właściwości kinematyczne i elastokinematyczne takiego sprzęgła. W celu opisu dynamiki układu przekazywania momentu napędowego od silnika do zestawu kołowego tramwaju, dotychczasowy model sprzęgła został rozszerzony o parametry masowe. Obliczono przebiegi czasowe momentu napędowego w zależności od pionowych drgań zestawu kołowego, pochodzących np. od nierówności toru.*

Słowa kluczowe: *tramwaj niskopodłogowy, układ napędowy, sprzęgła wielocięgłowe, analiza dynamiczna, tuleje metalowo-gumowe*

1. Wprowadzenie

Układy napędowe tramwajów niskopodłogowych należą do najbardziej złożonych spośród stosowanych we współczesnych pojazdach szynowych, ponieważ powinny zapewnić niską podłogę obejmującą jak największą powierzchnię pojazdu. Dlatego też konstrukcja układu napędowego musi uwzględniać ograniczenia takie jak:

- mała średnica kół,
- niska podłoga o dużej powierzchni użytkowej,
- wysoki poziom komfortu podróży pasażerów,
- jak najmniejszy wpływ na drgania otoczenia.

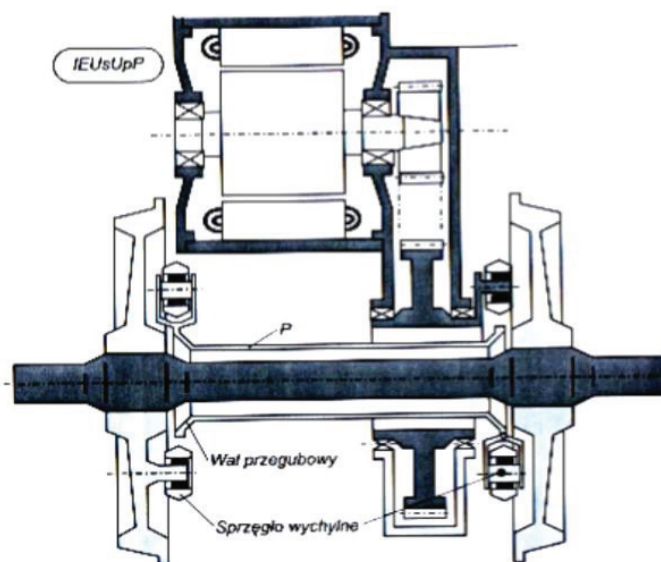
Wszystkie te uwarunkowania wymuszają zmniejszanie rozmiarów układów napędowych i komplikują drogę przekazania napędu [2,3].

W omawianych tramwajach eksploatowanych w Krakowie [4] niska podłoga (290-350 mm) stanowi ok. 63-70% powierzchni tramwaju, zaś nad wózkami napędowymi zastosowano podłogę o średniej wysokości (590 mm) różniącą się od

1 Wkład autorów w publikację: Czauderna T. 50%, Maniowski M. 50%

niskiej o jeden stopień [2,3]. Rozwiązanie to pozwoliło na zastosowanie (rys. 1) klasycznego wózka napędowego na kołach o mniejszej średnicy oraz zmniejszonych rozmiarach podstawowych elementów, jak: silnik, przekładnia, sprzęgła. Uzyskano także całkowite usprężynowanie silnika i przekładni dzięki wykorzystaniu wału drążonego i układu dwóch szeregowo połączonych sprzęgieł FLENDER [9]. Ze względu na omówione powyżej wymaganie jak najmniejszej wysokości podłogi, średnice wałów i sprzęgieł powinny być jak najmniejsze przy zachowaniu jak najlepszych właściwości przekazywania momentów napędowych.

We wcześniejszych opracowaniach [2] wykazano, że istniejące sprzęgło 4-cięgłowe FLENDER ma najlepsze proporcje wymiarów, biorąc pod uwagę kompromis pomiędzy właściwościami kinematycznymi a gabarytami.



Rys. 1. Schemat poglądowy układu {9}, fotografia mechanizmu w stanie złożonym {3}

Celem pracy jest analiza dynamiczna układu dwóch sprzęgieł4-cięgłowych (Flender) wychylno-odsuwnych, wykorzystywanych w układach napędowych tramwajów niskopodłogowych, uwzględniająca właściwości kinematyczne

mechanizmu, podatność przegubów gumowych oraz masy poszczególnych elementów.

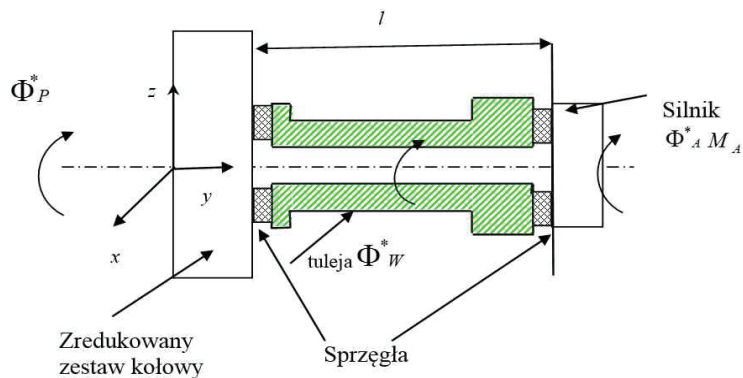
Zagadnienia analizy przestrzennej dynamiki sprzęgieł wielocięgowych nie są powszechnie omawiane. W większości publikacji rozważane są zazwyczaj tylko płaskie modele takich układów [11]. W pracy [9] podano dla rozważanego sprzęgła wzory przeliczeniowe dotyczące jego dynamiki przestrzennej.

2. Dynamiczny model układu napędowego

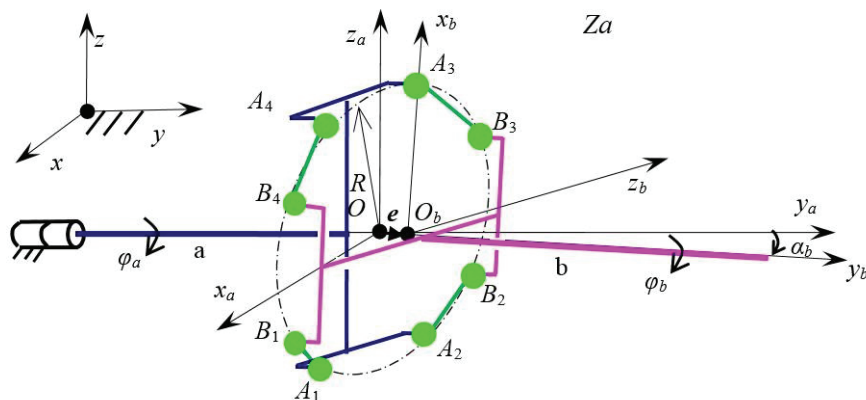
2.1. Szukane

Wielkościami szukanymi są:

- drgania w układzie napędowym wywołane wymuszeniami parametrycznymi od sprzęgieł wychylnych typu 4-cięgowego,
- zaburzenia homokinetyczności z powodu inercji wału pośredniego i wymuszeń pochodzących od sprzęgieł.



Rys. 2. Schemat modelu układu napędowego wagonu tramwajowego NGT6 Kr



Rys. 3. Schemat pojedynczego sprzęgła z 4 cięgłami w pozycji odchylonej o kąt α

2.2. Założenia

Główne założenia do analizy dynamicznej układu napędowego z dwoma sprzęgłami, przedstawione na rys.2 i 3, są następujące [3, 6]:

- analizuje się tylko drgania kątowe wału silnika i tulei pośredniej związane z ruchem prostoliniowym pojazdu bez poślizgów kół względem szyn,
- wszystkie bryły w modelu są sztywne, a podatność i tłumienie pochodzi od tulei metalowo-gumowych,
- masa pojazdu jest zredukowana na jedno koło napędowe,
- ponieważ $I_p \gg I_A$ rozpatruje się tylko 2 stopnie swobody, tj. Φ_A^* i Φ_W^* ,
- pomija się składową stałego dociążenia układu napędowego,
- tłumienie w gumie opisano jako tłumik wiskotyczny,
- drgania w układzie są parametrycznie wzbudzane przez kinematyczne funkcje zaburzenia przemieszczeń kątowych sprzęgła (Φ_{AW}^* , Φ_{WP}^*),
- układ 2 sprzęgieł jest kinematycznie homokinetyczny (tzn. $\Phi_{AW}^* + \Phi_{WP}^* = 0$, tzn, że zabieraki sprzęgieł są obrócone względem siebie o $\pi/2$).

2.3. Dane

Do analizy numerycznej przyjęto następujące dane odpowiadające tramwajowi NGT6 [4]:

- prędkość obrotowa (Φ_p) zestawu kołowego, która odpowiada prędkości liniowej (od 0 do 25 m/s) pojazdu bez poślizgu,
- kąty ($\alpha=3\text{deg}$) wychylenia sprzęgieł, odpowiadające pionowemu przemieszczeniu osi zestawu kół o 30 mm,
- masa pojazdu przypadająca na oś zestawu (5000 kg),
- promień koła ($R_k = 295$ mm) [4],
- $I_A = 50$ kgm² moment bezwładności silnika,
- $I_W = 12,5$ kgm² moment bezwładności tulei pośredniej,
- $I_p = 450$ kgm² moment bezwładności pojazdu zredukowany na koło zestawu,
- K^o – sztywność kątowa (wokół osi wałów) sprzęgła 4-cięgłowego [3],
- C^o – tłumienie kątowe sprzęgła 4-cięgłowego,
- $L = 0.6$ m – długość tulei pośredniej.

2.4. Równania ruchu

Na podstawie schematu układu przedstawionego na rys. 2 zapisano następujące równania dynamiki ruchu obrotowego wału silnika i tulei pośredniej:

$$I_A \ddot{\Phi}_A + C^o (\dot{\Phi}_A - \dot{\Phi}_W) + K^o (\Phi_A - \Phi_W) = C^o \dot{\Phi}_{AW}^* + K^o \Phi_{AW}^* \quad (1)$$

$$I_W \ddot{\Phi}_W + C^o (\dot{\Phi}_W - \dot{\Phi}_P) + K^o (\Phi_W - \Phi_P) = C^o \dot{\Phi}_{WP}^* + K^o \Phi_{WP}^*$$

gdzie:

$$\Phi_{AW}^* = \frac{\alpha_A^2}{4} (1 + \sin \gamma) \sin 2\Phi_A \quad (2)$$

$$\Phi_{WP}^* = \frac{\alpha_W^2}{4} (1 + \sin \gamma) \sin 2\left(\Phi_W + \frac{\pi}{2}\right) \quad (3)$$

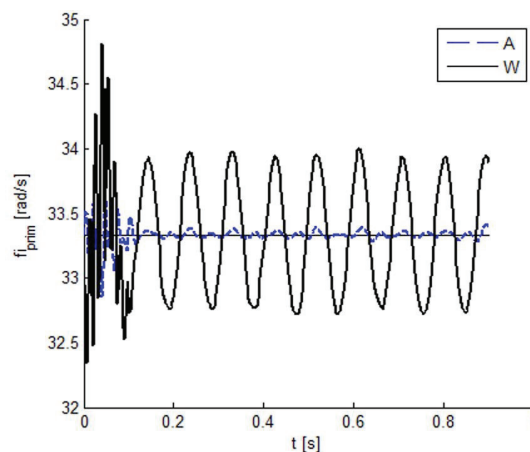
są funkcjami zaburzenia kąta sprzęgieł czterocięglowych [9].

Równania różniczkowe ruchu (2.1) rozwiązano przy wykorzystaniu procedury Runge-Kute (45) w środowisku Matlab.

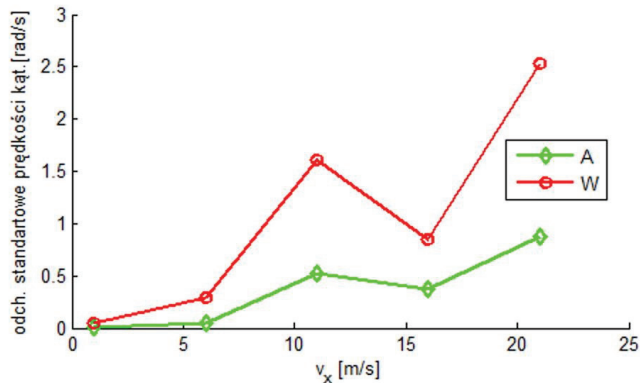
3. Przykład numeryczny analizy dynamicznej

Fragment układu napędowego przedstawionego na rys. 2 poddano wstępnej analizie dynamicznej. Jako dane wejściowe przyjęto parametry przedstawione w punkcie 2. Założono różnicę wysokości położenia kół, czyli w praktyce różnicę wysokości toków szyn o 30 mm, co daje wychylenie sprzęgieł o 3 deg. Jest to założenie dość dużej (ale stałej) nierówności toru. Wartość ta została wybrana w celu sprawdzenia możliwości obliczeniowych modelu. W rzeczywistości nierówności są zazwyczaj mniejsze, ale nieregularne.

Przebieg czasowy prędkości kątowych silnika (A) i tulei pośredniej (W) przy prędkości pojazdu 10 m/s i wychyleniu sprzęgieł o 3deg, przedstawiono na rys. 4. Po ustaleniu stanów przejściowych układ drga kątowo, przy czym amplituda drgań tulei pośredniej jest znacząco większa od drgań wału silnika. Uważa się tę postać drgań za korzystną, ponieważ silnik powinien mieć zapewnione jak najbardziej stabilne warunki pracy.



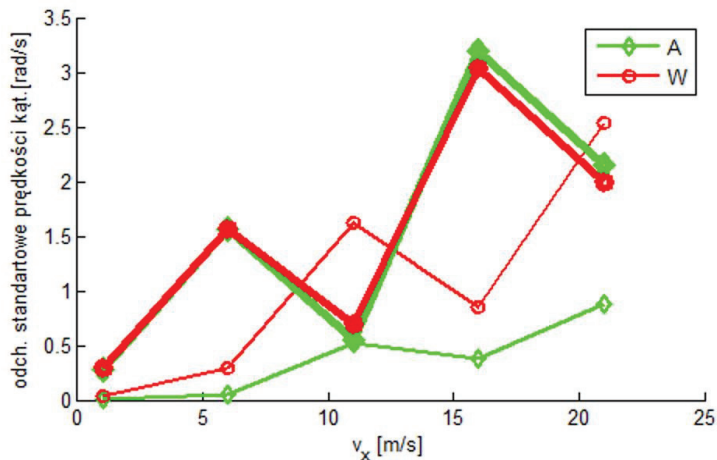
Rys. 4. Przebieg czasowy prędkości kątowych silnika (A) i tulei pośredniej (W) przy prędkości pojazdu 10 m/s i wychyleniu sprzęgieł o 3 deg



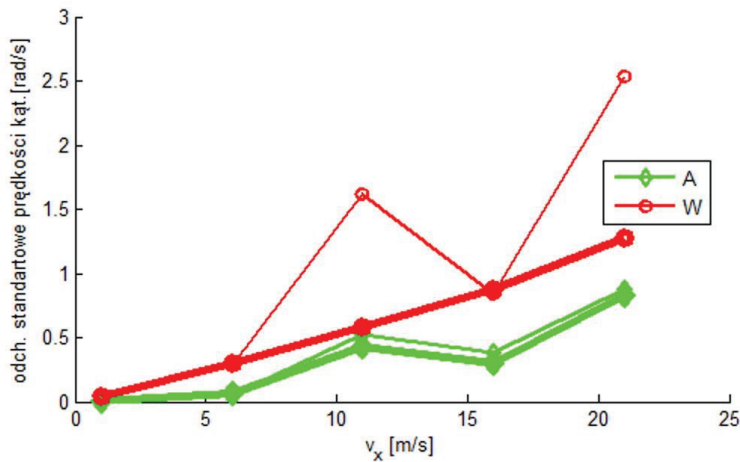
Rys. 5. Zmiany odchylenia standardowego prędkości kątowych silnika (A) i tulei pośredniej (W) przy wychyleniu sprzęgieł o 3 deg w funkcji prędkości pojazdu

Zmiany odchylenia standardowego prędkości kątowych silnika (A) i tulei pośredniej (W) przy wychyleniu sprzęgieł o 3deg w funkcji prędkości pojazdu przedstawiono na rys. 5. Odchylenia standardowe prędkości kątowych wykazują wartości rosnące do prędkości około 11 m/s (40 km/h), następnie malejące przy 16-17 m/s (60 km/h) i ponownie rosnące powyżej tej prędkości.

W przypadku zwiększenia (2 razy) momentu bezwładności tulei pośredniej, zmiany odchylenia standardowego prędkości kątowych silnika (A) i tulei pośredniej (W) przedstawiono na rys. 6. W tym przypadku otrzymano znaczące pogorszenie jakości układu napędowego, objawiające się większymi amplitudami drgań kątowych wału silnika, a także zmiany prędkości największych drgań na około 7 m/s (ok. 25 km/h) i 15 m/s (ok. 55 km/h).



Rys. 6. Zmiany odchylenia standardowego prędkości kątowych silnika (A) i tulei pośredniej (W) przy wychyleniu sprzęgieł o 3 deg w funkcji prędkości pojazdu. Porównanie wyników (linie grube) przy zwiększonym (2x) momencie bezwładności tulei pośredniej



Rys. 7. Zmiany odchylenia standardowego prędkości kątowych silnika (A) i tulei pośredniej (W) przy wychyleniu sprzęgieł o 3 deg w funkcji prędkości pojazdu. Porównanie wyników (linie grube) przy zmniejszonej (2x) sztywności skrętnej sprzęgieł

W przypadku zmniejszenia (2 razy) sztywności skrętnej obu sprzęgieł (rys. 2), zmiany odchylenia standardowego prędkości kątowych silnika (A) i tulei pośredniej (W) przedstawiono na rys. 7. Taka zmiana daje znaczne zmniejszenie drgań kątowych w układzie napędowym, ale spowodowałaby znaczące obniżenie trwałości sprzęgieł.

4. Wnioski i plan dalszych prac

W opracowaniu analizowano drgania kątowe modelu układu napędowego wagonu NGT6. Wykazują one po raz kolejny, że istniejące parametry rozwiązań konstrukcyjnych są możliwie najlepsze i stanowią kompromis wynikający z ograniczeń. Wyniki badań symulacyjnych omówione powyżej wykazują przejściowe zwiększenie drgań układu napędowego przy prędkości ok. 40 km/h. Potwierdzają to wstępnie obserwacje zauważone podczas wieloletniej eksploatacji.

Plany dalszych prac obejmują:

- przygotowanie i realizację pomiarów stanowiskowych stanu ruchu rzeczywistego sprzęgła tramwajów Bombardier Flexity Classic NGT6Kr i NGT8Kr,
- weryfikację modeli na podstawie wyników pomiarów obiektu rzeczywistego,
- przygotowanie wytycznych umożliwiających poprawę właściwości rozważanego rozwiązania układu napędowego.

Literatura

- [1] Czauderna T., Grzyb A., Badania i analiza wymuszeń kinematycznych drgań tramwajów. Technika Transportu Szynowego 09.2009.
- [2] Czauderna T., Analiza przestrzennego układu dwóch sprzęgieł 4-cięglowych stosowanych w niskopodłogowych tramwajach. Konferencja Naukowo – Techniczna Nowoczesne Technologie w Transporcie Szynowym Zakopane 2012.
- [3] Czauderna T., Maniowski M., Analiza podatności sprzęgła 4-cięglowego-stosowanego w niskopodłogowych tramwajach. Konferencja Naukowo – Techniczna Nowoczesne Technologie w Transporcie Szynowym Zakopane 2013.
- [4] Dokumentacja techniczna taboru MPK Kraków.
- [5] Frączek J., Wojtyra M., Kinematyka układów wieloczłonowych. WNT Warszawa, 2009.
- [6] Grzyb A., Kuczek T., Symulacja komputerowa kinematyki sprzęgła odsuwnego typu Oerlikon z uwzględnieniem podatności przegubów. XV Warsztaty Naukowe Polskiego Towarzystwa Symulacji Komputerowej 25 – 27 Wrzesień 2008, Zakopane.
- [7] Grzyb A., Mechanika i optymalizacja wybranego sprzęgła ciągłego dla układów napędowych pojazdów szynowych. Praca doktorska na Wydziale Mechanicznym PK, 1975.
- [8] Knapczyk J., Maniowski M., Elastokinematic Modeling and Study of Five-Rod Suspension with Subframe. Mechanism and Machine Theory, vol. 41, pages 1031-1047, 2006.
- [9] Madej J., Mechanika transmisji momentu trakcyjnego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej Warszawa 2000.
- [10] Romaniszyn Z., Podwozia wózkowe pojazdów szynowych. Politechnika Krakowska Kraków 2005.
- [11] Romaniszyn Z., Kinematyka i optymalne kształtowanie mechanizmu ciągłego typu Alsthom. Praca doktorska obroniona na Wydziale Mechanicznym PK, 1970.