

ANALIZA PODATNOŚCI SPRZĘGŁA 4-CIĘGŁOWEGO STOSOWANEGO W NISKOPODŁOGOWYCH TRAMWAJACH¹

Tomasz Czauderna

mgr inż., MPK SA w Krakowie, ul. Św. Wawrzyńca 13,
31-060 Kraków tcauder@mpk.krakow.pl

Michał Maniowski

dr inż., Politechnika Krakowska, Wydział Pojazdów Sa-
mochodowych i Silników Spalinowych

Streszczenie: *Artykuł przedstawia elastokinematyczną analizę przestrzennego sprzęgła 4-cięgłowego, znakoprzemiennego, stosowanego w tramwajach niskopodłogowych z klasycznymi wózkami napędowymi. Artykuł ten jest kontynuacją poprzedniej pracy, przedstawionej na zeszló-rocznej konferencji, gdzie analizowano tylko właściwości kinematyczne takiego sprzęgła. W tej pracy wyznaczono doświadczalnie charakterystyki liniowej i kątowej sztywności tulei metalowo-gumowych instalowanych w cięgłach sprzęgła. Oszacowane sztywności wprowadzono następnie do modelu sprzęgła, w którym poza rozważanymi tulejami, pozostałe elementy są uważane za idealnie sztywne. Obliczono zastępczą macierz sztywności sprzęgła i wybrane jej współczynniki porównano z wynikami uzyskanymi wykorzystując drugą metodę, znaną z literatury.*

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

1. Wprowadzenie

Układy napędowe tramwajów niskopodłogowych należą do najbardziej złożonych spośród stosowanych we współczesnych pojazdach szynowych, ponieważ powinny się cechować [2, 3, 8]:

- niską podłogą obejmującą jak największą powierzchnię pojazdu,
- małą średnicą kół ze względu na wymagania jak najniższej podłogi,
- wysokim poziomem komfortu podróży pasażerów,
- jak najmniejszym wpływem na drgania otoczenia.

Na podstawie powyższych założeń można stwierdzić, że najważniejszym wymaganiem jest uzyskanie jak największej przestrzeni użytecznej o jak najniższej podłodze. Wymusza to zmniejszanie rozmiarów układów napędowych i komplikuje drogę przekazania napędu.

W omawianych w niniejszej i poprzedniej pracy [2] tramwajach eksploatowanych w Krakowie niska podłoga stanowi ok. 63-70% powierzchni tramwaju, zaś nad wózkami napędowymi zastosowano podłogę o średniej wysokości różniącą się o jeden stopień [1, 2, 3]. Rozwiązanie to pozwoliło na zastosowanie klasyczne-

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

go wózka napędowego na kołach o mniejszej średnicy, 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 [2, 3, 8]. 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.

Celem pracy jest analiza 4–ciąglowego sprzęgła (Flender) wychylno-odsuwnego, wykorzystywanego w układach napędowych tramwajów niskopodłogowych, uwzględniająca właściwości kinematyczne mechanizmu oraz podatność przegubów gumowych.

W poprzedniej pracy [2] przyjmowano, że mechanizm, w wersji pojedynczej, jak i zdwojonej, zawiera tylko więzy kinematyczne-sztywne, które zapewniają podstawowe stopnie jego ruchliwości (tj. wychylność).

W rzeczywistym mechanizmie występują przeguby podatne, w postaci tulei metalowo-gumowych, w każdym z cięgieł. Ich zadaniem jest m.in.:

- wibroizolacja drgań w układzie napędowym,
- zwiększenie zakresów wychyleń układu,
- zmniejszenie kosztów konstrukcji.

Zagadnienia analizy przestrzennej sztywności sprzęgieł wielocięglowych nie są powszechnie omawiane. W większości publikacji rozważane są zazwyczaj tylko płaskie modele takich układów [10]. W pracy [8] podano dla rozważanego sprzęgła wzory przeliczeniowe dotyczące jego sztywności przestrzennej. Wzory te będą wykorzystane do sprawdzenia własnego algorytmu obliczeniowego.



Fot. 1. Mechanizm w stanie złożonym

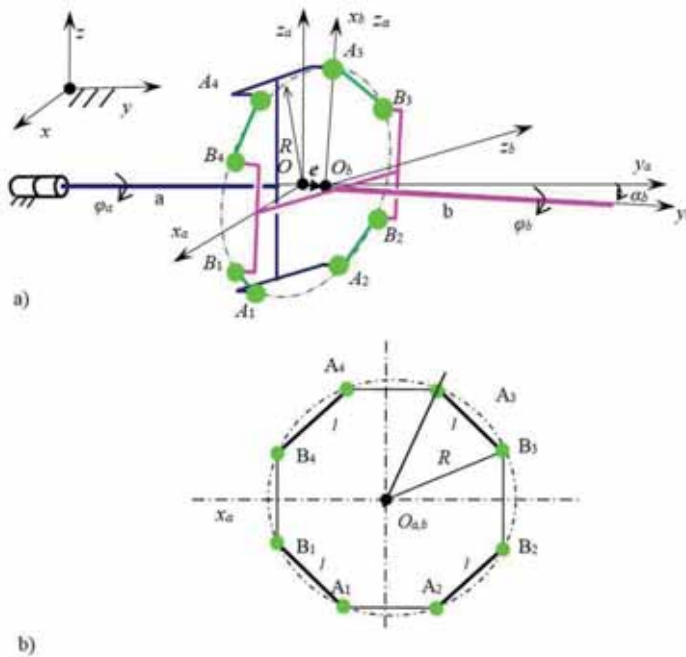
2. Model 4-cięgłowego sprzęgła z uwzględnieniem podatności przegubów gumowych

1.1. Założenia

W niniejszym opracowaniu modelu za elementy sztywne uznano cięgła i wały, a jako podatne uznano tuleje metalowo-gumowe pełniące rolę przegubów w sprzęgle. Na rys. 2 przedstawiono schemat budowy omawianego sprzęgła. Zakładamy, że wał czynny (z układem $O_a X_a Y_a Z_a$) wykonuje tylko ruch obrotowy wokół własnej osi pokrywającej się z osią OY . Układem $O_b X_b Y_b Z_b$ nazywamy układ związany z wałem biernym.

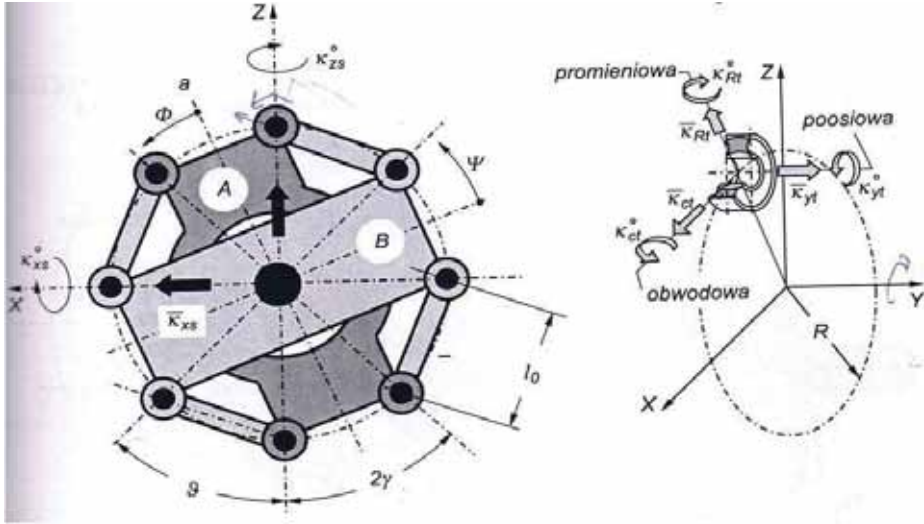
Główne założenia do analizy elastokinematycznej pojedynczego sprzęgła przedstawione na rysunku 3 są następujące [3, 6]:

- rozważany jest problem przestrzennej sztywności pojedynczego sprzęgła 4-cięgłowego;
- głównym źródłem podatności są tulejki metalowo-gumowe, pozostałe elementy sprzęgła są uznawane za idealnie sztywne;
- rozważane są małe przemieszczenia mechanizmu;
- przyjęto liniowe charakterystyki sprężystości tulejek gumowo-metalowych;
- przyjęto, że tulejki gumowo-metalowe wykazują osiową symetrię.



Rys. 1. a) Schemat kinematyczny pojedynczego sprzęgła z 4 cięgłami l w pozycji podstawowej
b) Geometria obu platform pojedynczego sprzęgła 4-cięgłowego (rys. 1a) w położeniu początkowym –
współpłaszczyznowym

1.2. Macierz sztywności sprzęgła



Rys. 2. Schemat sprzęgła 4-cięłowego [8]

$$\Delta \mathbf{p} = \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta \alpha \\ \Delta \varphi \\ \Delta \theta \end{bmatrix} \quad (1)$$

Wektor przemieszczenia przestrzennego platformy B sprzęgła, gdzie liniowe przemieszczenia wyrażone są w [m], a kątowe w [rad].

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ m_x \\ m_y \\ m_z \end{bmatrix} \quad (2)$$

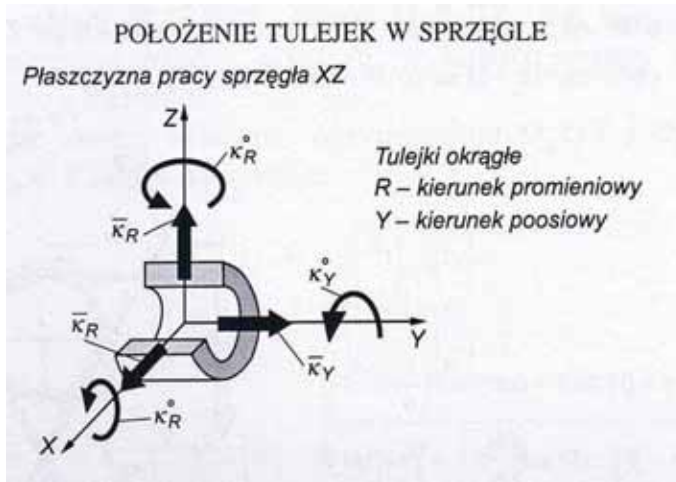
Wektor obciążenia przestrzennego platformy B sprzęgła, gdzie składowe siły wyrażone są w [N], a składowe momentu w [Nm].

$$\mathbf{K}_s = \begin{bmatrix} k_{11} & & & & & k_{16} \\ & k_{22} & & & & \\ & & k_{33} & & & \\ \dots & & & k_{44} & & \\ & & & & k_{55} & \\ k_{61} & & & & & k_{66} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Symetryczna macierz sztywności przestrzennej sprzęgła, gdzie współczynniki na diagonalnej macierzy nazywamy sztywnościami głównymi, a poza diagonalną – współczynnikami sztywności skrośnej.

$$\mathbf{w} = \mathbf{K}_s \Delta \mathbf{p} \quad (4)$$

Model tulei metalowo-gumowej



Rys. 3. Schemat tulejki metalowo-gumowej w sprzęgle 4-cięglowym [8]

Pojedynczą tulejkę opisano macierzą sztywności (\mathbf{K}_t), wg wzoru (3). Przy czym, ze względu na osiową symetrię tulejki, pominięto współczynniki sztywności skrośnej w tej macierzy, oraz przyjęto równości: $k_{11} = k_{33}$, $k_{44} = k_{66}$.

Tuleje połączone są sztywnym ciągiem. Przyjęto, że obie tuleje mają tę samą orientację i są rozsunięte o długość l_w wzdłuż osi x, tworzą więc szeregowy układ podatności.

3. Estymacja sztywności tulei gumowo-metalowych

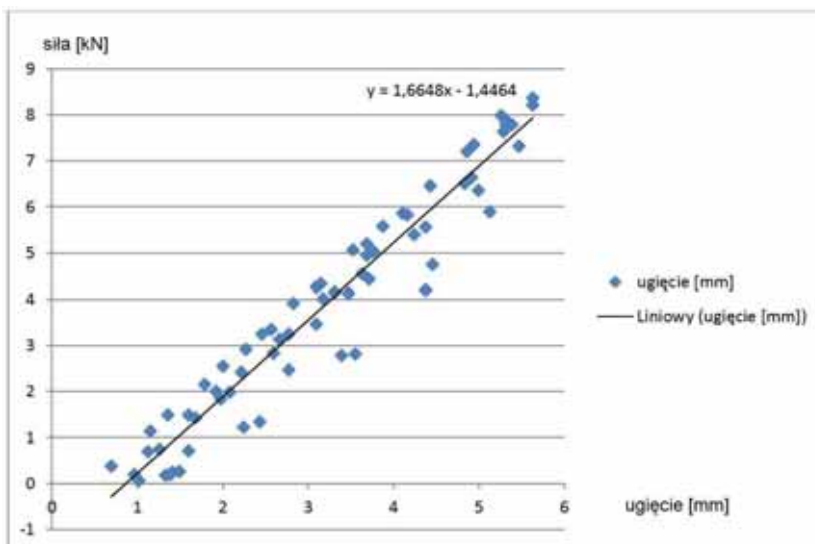
W związku z brakiem informacji o charakterystykach sprężystości elementów podatnych metalowo-gumowych, wyznaczono je doświadczalnie przy pomocy dostępnej aparatury. Rzeczywisty element łącznikowy sprzęgła, tuleję metalowo-gu-

nową, poddano próbom mającym na celu wyznaczenie jej charakterystyk. W trakcie przeprowadzonych badań wyznaczono następujące charakterystyki tulei.

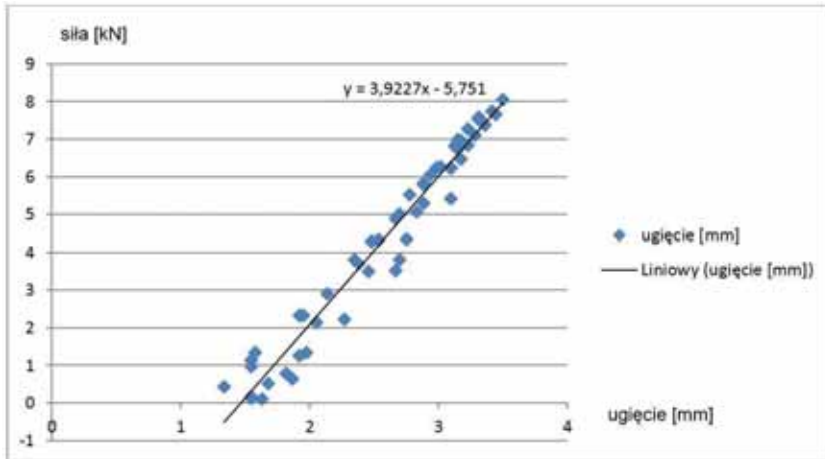
Wyznaczanie sztywności promieniowej przegubu przedstawia fot. 2. Obciążenie zadawane jest w sposób quasi-statyczny. Siłę mierzono czujnikiem tensometrycznym, a przemieszczenie, czyli ugięcie sprężyste, mierzono linkowym czujnikiem przemieszczenia. W analogiczny sposób na tym samym stanowisku wyznaczono sztywności osiowe tulei.



Fot. 2. Wyznaczanie sztywności promieniowej przegubu



Rys. 4. Wyznaczona charakterystyka sztywności osiowej przegubu po trzech próbach

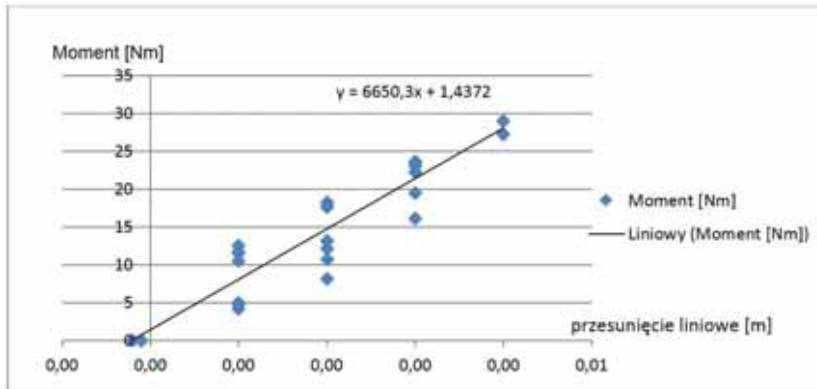


Rys. 5. Wyznaczona charakterystyka sztywności promieniowej przegubu po trzech próbach

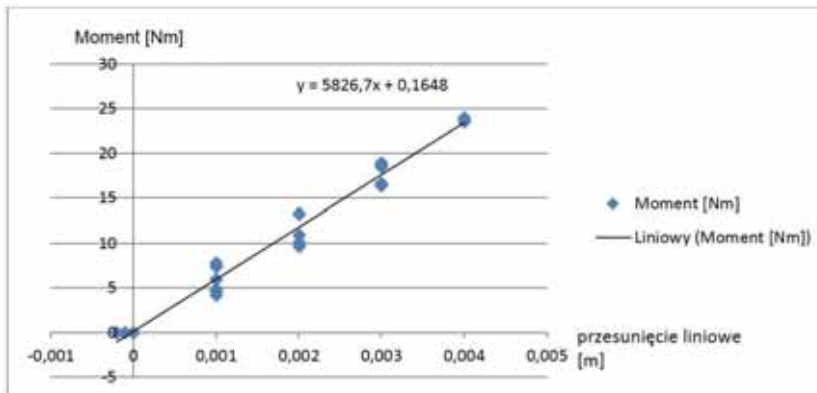
Wyznaczanie sztywności kątowej na zginanie i obrotowej przegubu przedstawia rys. 5. Obciążenie zadawane jest w sposób quasi-statyczny. Siłę mierzono czujnikiem tensometrycznym, a przemieszczenie, czyli ugięcie sprężyste, mierzono zegarowym czujnikiem przemieszczenia. Przemieszczenia liniowe były mierzone na końcach ramion o długościach: l_1 , l_2 .



Fot. 3. Wyznaczanie sztywności kątowej przegubu na skręcanie



Rys. 6. Wyznaczona charakterystyka sztywności obrotowej tulei. Zestawienie zbiorcze trzech prób obrotu tulei w zależności od siły. Wykres pokazuje przesunięcie liniowe końca ramienia o długości 210 mm i obliczony moment



Rys. 7. Wyznaczona charakterystyka sztywności kątowej przegubu. Zestawienie zbiorcze trzech prób zginania tulei w zależności od siły. Zestawienie zbiorcze przesunięcia liniowego w zależności od siły na końcu ramienia o długości $r = 170$ mm

Tabela 1. Oznaczenia i wartości współczynników sztywności tulei gumowo-metalowej

Wsp.sztywności wg ()	Oznaczenia wg [8]	Wyniki własnych pomiarów
k_{11}	κ_R [N/m]	$3.92 \times 10^6 \pm 5\%$
k_{22}	κ_v [N/m]	$1.66 \times 10^6 \pm 5\%$
k_{44}	κ_v° [Nm/rad]	$1410 \pm 5\%$
k_{55}	κ_v° [Nm/rad]	$797 \pm 5\%$

4. Przykład numeryczny

Przykład numeryczny dotyczy sprzęgła, wg rys.10, o wymiarach:

$$l_0 = 0.1305 \text{ m,}$$

$$\gamma = 0.2967 \text{ rad.}$$

Macierz sztywności tulei (K_t), uzupełniona współczynnikami sztywności wyznaczonymi z pomiarów stanowiskowych, wg rys. 7, ma następującą postać:

$$K_t = 10^6 \times \begin{pmatrix} 3920000 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3920000 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1660000 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1410 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1410 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 797 \end{pmatrix}$$

Macierz sztywności poziomego ciągu (K_c), z dwiema tulejami na końcach, ma następującą postać:

$$K_c = 10^6 \times \begin{pmatrix} 1.9600 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.0893 & 0 & 0 & 0 & 0.0058 \\ 0 & 0 & 0.1380 & 0 & -0.0090 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.0007 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0.0090 & 0 & 0.0013 & 0 \\ 0 & 0.0058 & 0 & 0 & 0 & 0.0008 \end{pmatrix}$$

Macierz sztywności kompletnego sprzęgła (K_s) 4-cięgłowego, ma następującą postać:

$$K_c = 10^6 \times \begin{pmatrix} 4.0986 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mathbf{0} & \mathbf{0.5521} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ 0 & 0 & 4.0986 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.0079 & -0.0007 & 0.0032 \\ 0 & 0 & 0 & -0.0007 & 0.0035 & 0.0034 \\ 0 & 0 & 0 & 0.0032 & 0.0034 & 0.0444 \end{pmatrix}$$

Tabela 2. Oznaczenia i wartości współczynników sztywności sprzęgła czterocięgłowego

Wsp. sztywności wg [3]	Oznaczenia wg [8]	Wyniki obliczeń wg [8]	Wyniki własnych obliczeń
k_{11}	$\kappa_{x,s}$ [N/m]	4.1072×10^6	4.0986×10^6
k_{22}	$\kappa_{y,s}$	5.5207×10^5	5.521×10^5
k_{33}	$\kappa_{z,s}$	jak $\kappa_{x,s}$	4.0986×10^6
k_{44}	$\kappa_{x,s}^\circ$ [Nm/rad]	3.3296×10^3	7.3×10^3
k_{55}	$\kappa_{y,s}^\circ$	8.2542×10^4	4.35×10^4
k_{66}	$\kappa_{z,s}^\circ$	jak $\kappa_{x,s}^\circ$	2.98×10^3

W tabeli 2 zestawiono wyniki obliczeń dla sprzęgła 4-cięgłowego uzyskane dwiema metodami: wzory (1, 2, 3, 4) oraz [8]. Spośród uzyskanych 6 wyników cztery są prawie identyczne dla obu metod, a dwa różnią się.

5. Wnioski i plan dalszych prac

Na podstawie wyników przeprowadzonych badań symulacyjnych wyznaczono charakterystyki tulei metalowo-gumowych. Sztywności przegubów zostały wyznaczone na podstawie pomiarów stanowiskowych. Następnie wyznaczono parametry sztywności pojedynczego sprzęgła cztero-cięgłowego zarówno metodami dostępnymi w literaturze [8] oraz własnymi (1, 2, 3, 4). Wyniki obliczeń zawierają przestrzenną macierz sztywności sprzęgła, dla zadanych więzów geometrycznych oraz liniowych i kątowych współczynników sztywności cylindrycznych przegubów gumowo-metalowych.

Plan dalszej pracy obejmuje:

- 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;
- sformułowanie dynamicznego modelu układu.

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-cięgłowych stosowanych w niskopodłogowych tramwajach. Konferencja Naukowo – Techniczna Nowoczesne Technologie w Transporcie Szynowym Zakopane 2012.
- [3] Dokumentacja techniczna taboru MPK Kraków.
- [4] Frączek J., Wojtyra M., Kinematyka układów wieloczłonowych. WNT Warszawa, 2009.
- [5] 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.
- [6] Grzyb A., Mechanika i optymalizacja wybranego sprzęgła ciągłowego dla układów napędowych pojazdów szynowych. Praca doktorska na Wydziale Mechanicznym PK, 1975.
- [7] Knapczyk J., Maniowski M., Elastokinematic Modeling and Study of Five-Rod Suspension with Subframe. Mechanism and Machine Theory, vol. 41, pages 1031-1047, 2006.
- [8] Madej J., Mechanika transmisji momentu trakcyjnego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej Warszawa 2000.

-
- [9] Romaniszyn Z., Podwozia wózkowe pojazdów szynowych. Politechnika Krakowska Kraków 2005.
- [10] Romaniszyn Z., Kinematyka i optymalne kształtowanie mechanizmu ciągłowego typu Alsthom. Praca doktorska obroniona na Wydziale Mechanicznym PK, 1970.