

# OPTIMALIZACJA WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH UKŁADU NAPĘDOWEGO ZE SPRZĘGLAMI 4-CIĘGŁOWYMI W TRAMWAJU NISKOPODŁOGOWYM<sup>1</sup>

---

Tomasz Czauderna

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

Michał Maniowski

dr inż. Politechnika Krakowska, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, e-mail: mmaniowski@pk.edu.pl

---

***Streszczenie.** Artykuł przedstawia optymalizację charakterystyk dynamicznych układu napędowego, zawierającego 2 sprzęgła 4-cięgłowe, stosowanego w tramwajach niskopodłogowych z klasycznymi wózkami napędowymi. Praca ta jest kontynuacją poprzednich, gdzie analizowano właściwości kinematyczne, elasto-kinematyczne i dynamiczne takiego układu. Jako cel optymalizacji dynamicznego modelu układu napędowego tramwaju o 2 stopniach swobody przyjęto minimalizację drgań kątowych wału silnika i tulei pośredniej podczas toczenia się zestawu kołowego ze stałą prędkością. Zdefiniowano 6 zmiennych decyzyjnych opisujących parametry geometryczne, masowe, sztywnościowe i tłumienne układu. Otrzymane wyniki optymalizacji wykazują możliwość polepszenia obu kryteriów o ponad 60%.*

***Słowa kluczowe:** tramwaj niskopodłogowy, układ napędowy, sprzęgła wielocięgłowe, analiza dynamiczna, optymalizacja*

## 1. Wprowadzenie

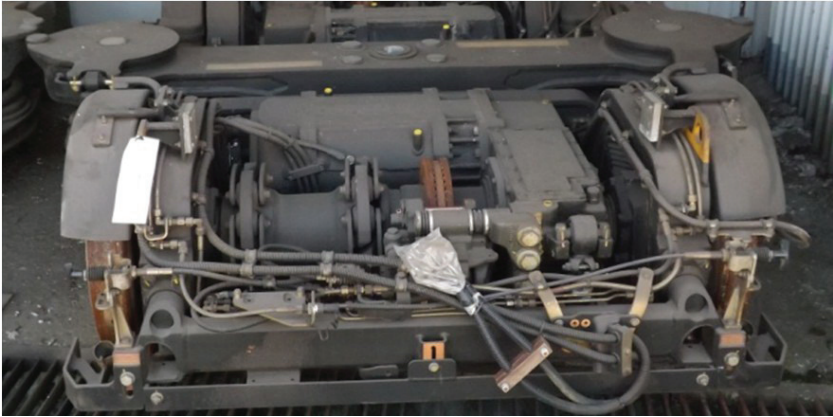
Układy napędowe tramwajów niskopodłogowych należą do najbardziej złożonych spośród stosowanych we współczesnych pojazdach szynowych, ponieważ ich konstrukcja powinna zapewnić niską podłogę na jak największej powierzchni pojazdu. Dlatego też konstrukcja układu napędowego musi uwzględniać różne kryteria [1, 2, 3, 4]. W omawianych tramwajach eksploatowanych w Krakowie niska podłoga (290 – 350 mm) stanowi ok. 63-80% powierzchni tramwaju, zaś nad wózkami napędowymi zastosowano podłogę o średniej wysokości (590 mm) [1, 2, 3, 4]. Rozwiązanie takie pozwala na zastosowanie klasycznego wózka napędowego na kołach o mniejszej średnicy (rys. 1) oraz podstawowych elementów, jak: silnik, przekładnia, sprzęgła o zmniejszonych rozmiarach. Uzyskano także całkowite usprężynowanie silnika i przekładni dzięki wykorzystaniu wału drążonego

---

<sup>1</sup> Wkład autorów w publikację: Czauderna T. 50%, Maniowski M. 50%

i układu dwóch szeregowo połączonych sprzęgieł *Flender* [5]. Analogiczny układ napędowy występuje również w wagonach *PESA 2014N Krakowiak*.

a)



b)



c)



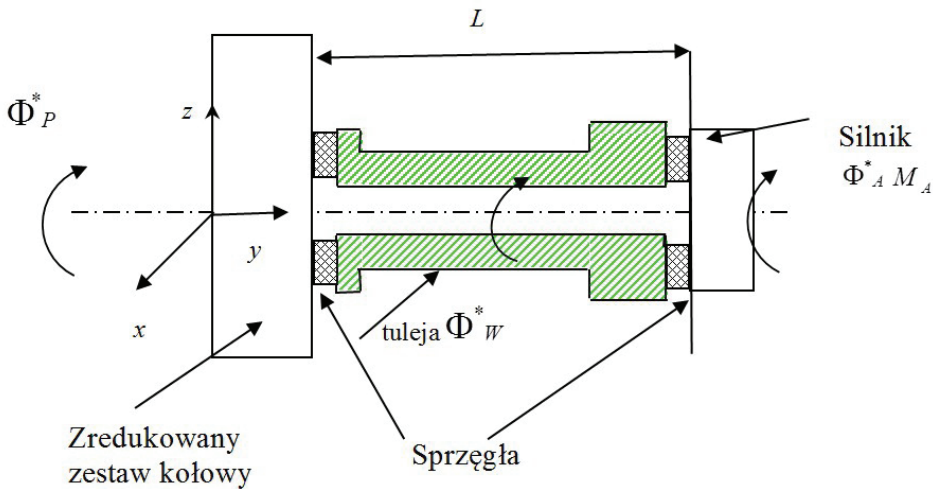
Rys. 1. a) Wózek napędowy wagonu NGT8; b) Układ sprzęgieł czterocięglowych Flender; c) oś z tarczą zabieraka

We wcześniejszych opracowaniach [1, 2, 3, 4] wykazano, że istniejące sprzęgło 4-cięgłowe *Flender* ma najlepsze proporcje wymiarów, biorąc pod uwagę kompromis pomiędzy właściwościami kinematycznymi a gabarytami. Jednak wnioski te zostały sformułowane na podstawie analizy parametrycznej opierającej się na wybranych wartościach dyskretnych. Problem ten nie jest zbyt szeroko omawiany w literaturze – w pewnym zakresie w pozycjach [6, 7, 8, 10]. Wiele tematów dotyczących tramwajów niskopodłogowych nie opisuje się obszernie – prawdopodobnie także z przyczyn tajemnic handlowych.

Celem pracy jest optymalizacja parametrów konstrukcyjnych układu napędowego, składającego się z dwóch sprzęgieł 4-cięgłowych *Flender* wychylno-odsuwnych, wykorzystywanego w tramwajach niskopodłogowych. W obliczeniach uwzględniono właściwości kinematyczne mechanizmu, podatności przegubów gumowych oraz masy poszczególnych elementów.

## 2. Dynamiczny model układu napędowego z dwoma sprzęgłami

### 2.1. Model mechaniczny układu



Rys. 2. Schemat modelu układu napędowego wagonów tramwajowych: NGT6, NGT8, PESA 2014N

Główne założenia do analizy dynamicznej układu napędowego z dwoma sprzęgłami, przedstawione na rys. 1 i 2 są następujące [3, 4, 5, 7]:

- 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 do jednego koła napędowego;

- ponieważ  $I_p \gg IA$  rozpatruje się tylko 2 stopnie swobody, tj.  $\Phi^*_{AW}$  i  $\Phi^*_{WP}$ ;
- 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 ( $\Phi^*_{AW}$ ,  $\Phi^*_{WP}$ );
- układ 2 sprzęgieł jest kinematycznie homokinetyczny (tzn.  $\Phi^*_{AW} + \Phi^*_{WP} = 0$ )
- (tzn, że zabieraki sprzęgieł są obrócone względem siebie o  $\pi/2$ ).

## 2.2. 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 czterociągłowych [7].

Równania różniczkowe ruchu (1) rozwiązano przy wykorzystaniu procedury „Runge-Kutte 45” w środowisku *Matlab*.

## 3. Optymalizacja układu

### 3.1. Dane układu

Do analizy numerycznej przyjęto następujące dane odpowiadające tramwajowi NGT6 [5]:

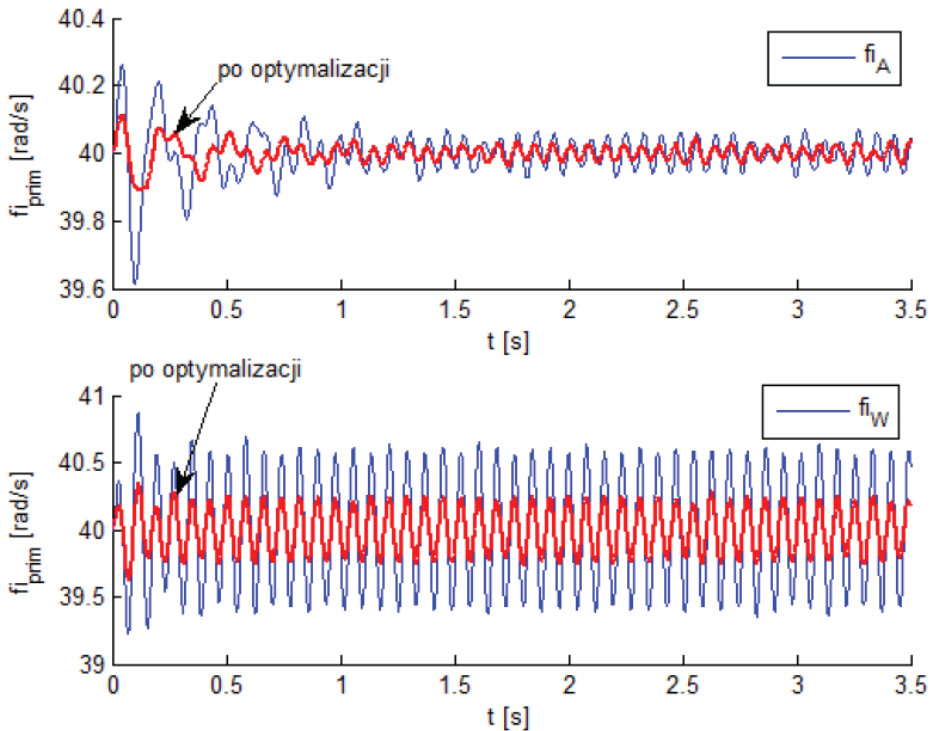
- |                               |   |
|-------------------------------|---|
| $m = 5000$ kg                 | – masa pojazdu przypadająca na oś zestawu;                      |
| $R_k = 0.295$ m               | – promień koła [5];   |
| $I_A = 50$ kgm <sup>2</sup>   | – moment bezwładności silnika;                                  |
| $I_W = 12.5$ kgm <sup>2</sup> | – moment bezwładności tulei pośredniej;                         |
| $I_P = 450$ kgm <sup>2</sup>  | – moment bezwładności pojazdu zredukowany na koło zestawu;      |
| $K^o = 4.4e4$ Nm/rad          | – sztywność kątowa (wokół osi wałów) sprzęgła 4-cięgłowego [3]; |

- $C^o = 200 \text{ Nms/rad}$  – tłumienie kątowne sprzęgła 4-cięgłowego;  
 $\gamma = 0.2967 \text{ rad}$  – kąt pomiędzy widełkami sprzęgła;  
 $L = 0.4 \text{ m}$  – długość tulei pośredniej.

### 3.2. Definicja problemu optymalizacji

Fragment układu napędowego przedstawionego na rys. 2 wzbudzone do drgań kątowych poprzez nadanie początkowych wartości dwóm parametrom ruchu:

- $\dot{\Phi}_p = 40 \text{ rad/s}$  – prędkość obrotowa zestawu kołowego, która odpowiada prędkości liniowej (11 m/s) pojazdu bez poślizgu;
- $\alpha = 3 \text{ deg}$  – początkowy kąt wychylenia sprzęgieł odpowiadający pionowemu przemieszczeniu osi zestawu kół o 0.030 m.



Rys. 3. Odpowiedzi czasowe prędkości kątowej wału silnika ( $\dot{\Phi}_A$ ) i tulei pośredniej ( $\dot{\Phi}_W$ ) przy prędkości początkowej 40 rad/s. Porównania odpowiedzi początkowej i po optymalizacji (kolor czerwony)

Uzyskane odpowiedzi czasowe prędkości kątowej wału silnika ( $\dot{\Phi}_A$ ) i tulei pośredniej ( $\dot{\Phi}_W$ ) przedstawiono na rys. 3. Po wytłumieniu stanów przejściowych układ drga w cyklu granicznym w wyniku wzbudzenia parametrycznego od wychylonych sprzęgieł ciągłych.

Przyjęto, że kluczowa dla trwałości układu napędowego i komfortu podróży tramwajem jest redukcja amplitud drgań kątowych układu, które można ocenić poprzez:

- $\text{std}(\dot{\Phi}_A)$  – odchylenie standardowe prędkości kątowej wału silnika;
- $\text{std}(\dot{\Phi}_W)$  – odchylenie standardowe prędkości kątowej wału pośredniego.

Algorytm optymalizacji dla powyżej opisanej odpowiedzi dynamicznej układu zdefiniowano następująco [6, 8]:

- minimalizacja kryteriów

$$\mathbf{w} = [\text{std}(\dot{\Phi}_A) \quad \text{std}(\dot{\Phi}_W)]_{1 \times 2} \quad (4)$$

- poprzez następujące zmienne decyzyjne

$$\mathbf{d} = [J_A \quad J_W \quad L \quad \gamma \quad K^\circ \quad C^\circ]_{1 \times 6} \quad (5)$$

- przy ograniczeniach:

$$d_{\min} < d < d_{\max} \quad (6)$$

Zmienne decyzyjne (5) zawierają parametry konstrukcyjne sprzęgła, które można w rzeczywistym rozwiązaniu zmienić. Ich wartości początkowe oraz zakres zmian ( $\pm 20\%$ ), zawarto w tab. 1. Założono dodatkowo, że długość ( $L$ ) wału pośredniego nie wpływa na jego moment bezwładności ( $J_w$ ).

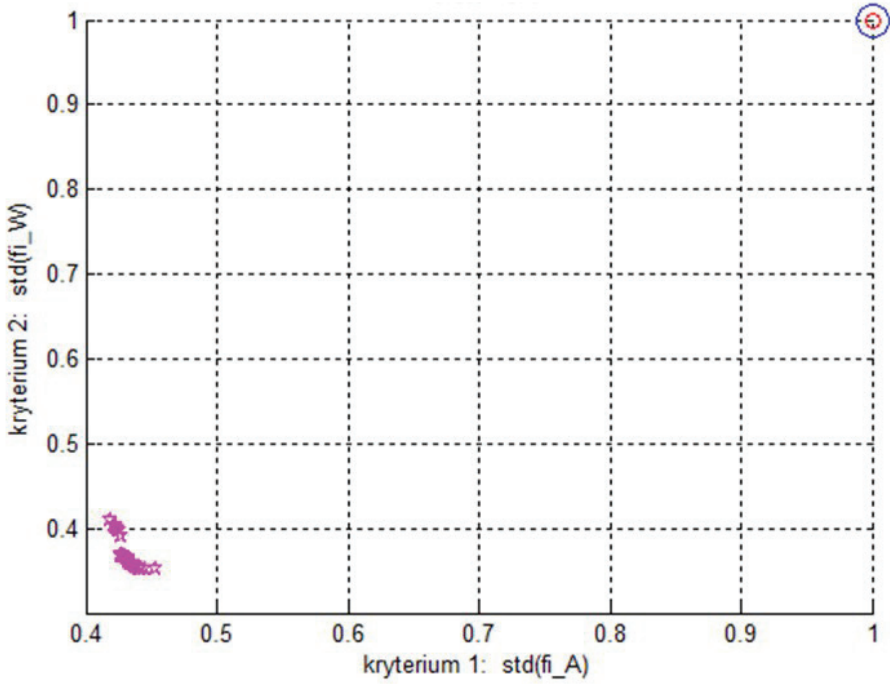
Problem optymalizacyjny rozwiązano przy wykorzystaniu algorytmów genetycznych z niezdominowanym sortowaniem [6, 8].

Tabela 1. Parametry układu napędowego podlegające optymalizacji

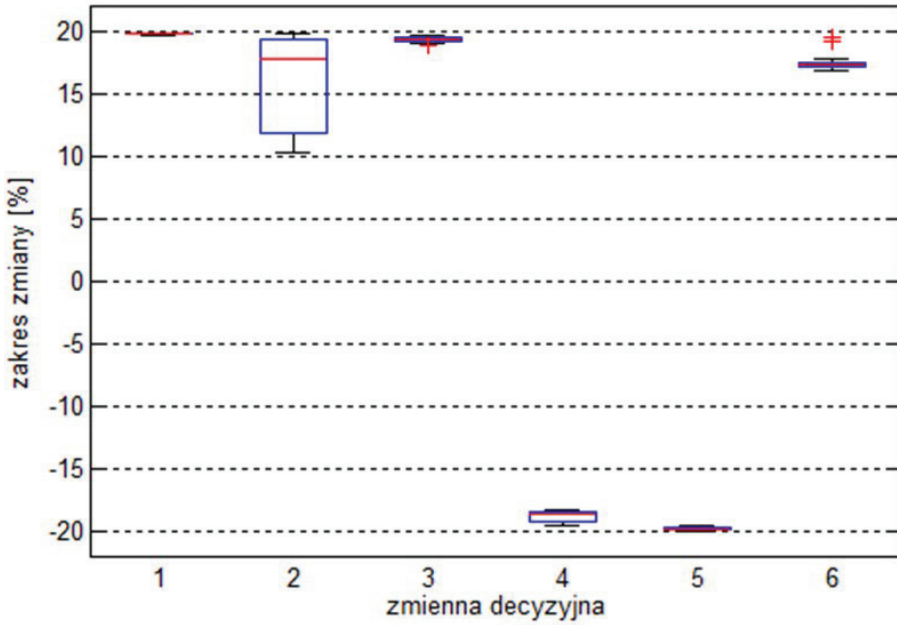
LP	Parametr	Wartości i zakres zmian	
		Początkowe	Optymalne
1	$J_A$	50 kgm <sup>2</sup> ( $\pm 10$ kgm <sup>2</sup> )	60 kgm <sup>2</sup>
2	$J_w$	12.5 kgm <sup>2</sup> (2,5 $\pm$ kgm <sup>2</sup> )	14.88 kgm <sup>2</sup>
3	$L$	0.4m ( $\pm 0.08$ m)	0.48 m
4	$\gamma$	0.2967 rad	0.24 rad
5	$K^\circ$	4.4e4 [Nm/rad] ( $\pm 0.88$ Nm/rad)	3.52e4 [Nm/rad]
6	$C^\circ$	200 [Nms/rad]	234 [Nms/rad]

### 3.3. Wyniki optymalizacji

Otrzymane wyniki Pareto-optymalne przedstawiono na rys. 4 na płaszczyźnie obu kryteriów (41), które dodatkowo unormowano. Punkt o współrzędnych (1,1) odpowiada wartości unormowanej funkcji celu dla początkowych wartości parametrów (tab. 1). Uzyskane wyniki (gwiazdki na rys. 4) optymalizacji układu obrazują możliwość zmniejszenia (polepszenia) obu kryteriów jednocześnie o ok. 60 %.



Rys. 4. Wyniki Pareto- optymalne dla obu kryteriów



Rys. 5. Otrzymane z optymalizacji zmiany parametrów decyzyjnych

W wyniku optymalizacji zmienne decyzyjne (tab. 1) nr 1, 2, 3 i 6 należałoby zwiększyć o ok. 20%, a zmienne decyzyjne nr 4 i 5 należałoby zmniejszyć o ok. 20%. Właściwie wszystkie zmienne decyzyjne doszły więc do swoich ograniczeń (6). Uzyskane z optymalizacji odpowiedzi czasowe prędkości kątowej wału silnika i tulei pośredniej porównano na rys. 3 z odpowiedzią układu pierwotnego. Można zauważyć znaczące zmniejszenie amplitud drgań zarówno w stanie przejściowym, jak i w cyklu granicznym.

#### 4. Wnioski i plan dalszych prac

W opracowaniu rozwiązano zadanie optymalizacji wielokryterialnej modelu układu napędowego pod względem minimalizacji jego drgań kątowych w zależności od hipotetycznych zmian parametrów konstrukcyjnych.

Wyniki optymalizacji wykazują, że można uzyskać zmniejszenie amplitudy drgań układu napędowego w przypadku zwiększenia długości tulei pośredniej, czy zwiększenia podatności elementów gumowych. Jednak wydłużenie tulei jest ograniczone brakiem miejsca ze względu na stałą szerokość toru. Ponadto, wydłużenie tulei wiąże się ze wzrostem masowego momentu bezwładności, który z kolei pogarsza właściwości układu. Wał pośredni musiałby mieć cieńsze ścianki (o mniejszej wytrzymałości) lub być skonstruowany z lżejszych i bardziej wytrzymałych materiałów. Podobnie wygląda kwestia zwiększenia podatności elementów gumowych.

Dokonane analizy i optymalizacja wykazują, że istniejące parametry rozwiązań konstrukcyjnych są bliskie najlepszych i stanowią kompromis wynikający z ograniczeń gabarytowych, bądź trwałościowych układu. Potwierdzają to także wstępne obserwacje zauważone podczas wieloletniej eksploatacji.

#### Bibliografia

- [1] Czauderna T., Analiza przestrzennego układu dwóch sprzęgieł 4-cięgłowych stosowanych w niskopodłogowych tramwajach. Konferencja Naukowo – Techniczna Nowoczesne Technologie w Transporcie Szynowym Zakopane 2012.
- [2] Czauderna T., Maniowski M., Analiza podatności sprzęgła 4-cięgłowego stosowanego w niskopodłogowych tramwajach. Konferencja Naukowo – Techniczna Nowoczesne Technologie w Transporcie Szynowym Zakopane 2013.
- [3] Czauderna T., Maniowski M. Analiza dynamiczna układu napędowego za sprzęgłami 4-cięgłowymi stosowanego w tramwajach. Konferencja Naukowo – Techniczna Nowoczesne Technologie w Transporcie Szynowym Zakopane 2014.



- 
- [4] Czauderna T., Maniowski M., Wpływ parametrów konstrukcyjnych sprzęgła 4-cięgiłowego na drgania układu napędowego tramwajowego. Konferencja Naukowo – Techniczna Projektowanie, budowa i utrzymanie infrastruktury w transporcie szynowym Zakopane 2015.
  - [5] Dokumentacja techniczna taboru MPK Kraków.
  - [6] Osyczka A.: Evolutionary Algorithms for Single and Multicriteria Design Optimization. Physica-Verlag 2001.
  - [7] Madej J., Mechanika transmisji momentu trakcyjnego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej Warszawa 2000.
  - [8] Maniowski M., Optimization of wheel suspension dampers in off-road rally car. Zeszyty naukowe Instytutu Pojazdów, No. 4(100), pp. 57-69, 2014.
  - [9] Romaniszyn Z., Podwozia wózkowe pojazdów szynowych. Politechnika Krakowska Kraków 2005.
  - [10] Schiehlen W., Popp K., Ground, Vehicle Dynamics. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010.

