

Tomasz WOJDYŁA

## PORÓWNANIE MODELI TESTOWYCH POJAZDU SZYNOWEGO

**Streszczenie.** W pracy zamieszczono analizę porównawczą wyników przemieszczeń pionowych wagonu osobowego otrzymanych metodą analityczną i za pomocą programu ADAMS. Otrzymane wyniki uwzględniają wpływ nierówności toru na dynamikę pojazdu.

## COMPARISON OF RAILWAY VEHICLE TESTING MODEL

**Summary.** In this paper is presented the comparative analysis of vertical displacement of passenger car analytical and with using ADAMS program results. The obtain results take into considerate influence of rail irregularity on vehicle dynamics.

### 1. WSTĘP

Oprogramowanie służące do analizy dynamiki pojazdu odgrywa coraz ważniejszą rolę w dziedzinie badań i rozwoju nowoczesnych konstrukcji pojazdów. Wysokie koszty związane z badaniami prototypowymi wymuszają zastosowanie symulacji komputerowych we wczesnym stadium badań nad nowymi pojazdami.

Do modelowania zjawisk dynamicznych zachodzących podczas ruchu pojazdu szynowego wykorzystywane są między innymi takie programy, jak ADAMS, VAMPIRE, DADS, SIMPACK, ERDE, MEDYNA i Visual NASTRAN 4D Desktop.

Badaniami zjawisk dynamicznych zachodzących podczas ruchu pojazdu szynowego zajmowało się wielu naukowców w kraju i na świecie. W kręgu ich zainteresowań były nie tylko pojedyncze pojazdy (np. lokomotywa, wagon towarowy), ale także zespół pojazdów (np. zestaw kilku wagonów i lokomotywa). Do badań przyjmuje się nie tylko nowe konstrukcje pojazdów ale także te, które są od wielu lat eksploatowane. Badania nowych konstrukcji pozwalają na symulację ich zachowania w różnych warunkach. Symulacja zachowania się pojazdów już eksploatowanych daje możliwość optymalizacji konstrukcji pojazdów szynowych w celu poprawienia ich charakterystyk dynamicznych.

Przeprowadzane badania nie muszą obejmować całego pojazdu, mogą dotyczyć wybranych jego elementów (zestawy kołowe, wózki).

J. Kisilowski w [1] przedstawił analizę dynamiki całego pojazdu szynowego. Analizę zachowania się pojazdu szynowego przeprowadzono dla ruchu po dowolnym torze. Przedstawiono modele matematyczne ruchu poszczególnych elementów pojazdu szynowego (zestawy kołowe, wózki) a także modele toru, po którym porusza się pojazd. Praca zawiera również omówienie badań eksperymentalnych układu pojazd – tor w celu wyznaczenia niektórych wielkości mających wpływ na dynamikę pojazdu szynowego.

J. Matej w swojej pracy [2] przedstawił model pociągu bimodalnego złożonego z dwóch cystern i jednej naczepy skrzyniowej. Badania zostały przeprowadzone w programie ADAMS

RAIL. W ramach pracy przeprowadzono analizę stateczności ruchu modelu, a także określono przemieszczenia i przyspieszenia w wybranych punktach pociągu bimodalnego. Określono również wielkości sił działających na ślizgi boczne.

W. Szumierz w pracy [3] rozpatruje ruch pojazdu po nierównym torze. Autor założył, że nierówność toru występuje na jego powierzchni tocznej i ma kształt cosinusoidy o znanej amplitudzie i długości fali nierówności. Założono sztywność pomiędzy torem a nasypem kolejowym, który zależny był głównie od rodzaju podkładów (drewniane, betonowe, stalowe). Model badanego pojazdu został zredukowany do dwóch mas:

- masy części usprężynowanej pojazdu,
- masy części nieusprężynowanej odpowiadającej masie zestawu kołowego.

Wpływ nierówności toru na dynamikę W. Szumierz określał badając zmianę funkcji przeniesienia układu.

W pracach [4] i [5] autorzy przedstawili model fizyczny i matematyczny drgań pojazdu szynowego przy uwzględnieniu układu pojazd szynowy – tor. Przeprowadzili analizę widma częstości drgań własnych modelu i charakterystyk amplitudowo–częstotliwościowych ze względu na parametry konstrukcyjno – eksploatacyjne, w tym sztywność jezdni oraz prędkość jazdy.

## 2. BADANIA

Do badań symulacyjnych, przeprowadzanych w programie ADAMS, przyjęto wagon pasażerski typu 127Aa z wózkami typu 4ANc.

Celem badań jest porównanie wyników drgań pionowych pojazdu szynowego otrzymanych metodą analityczną i przy użyciu programu ADAMS.

W badaniach założono ruch po torze prostym o znanej funkcji opisującej nierówność toru. Na podstawie wykresów nierówności pionowych toru otrzymanych w czasie badania stanu torów na trasie Katowice – Częstochowa przyjęto funkcję opisującą pionowe przemieszczenie zestawu kołowego w postaci:

$$\xi(t) = \frac{a}{2} \left( \cos\left(\frac{2\pi v}{\lambda} \cdot t\right) - \alpha \right) \quad (1)$$

gdzie:  $t$  – czas ruchu,  $s$ ,

$a$  – amplituda funkcji ( $a = 0,02 \text{ m}$ ),

$\lambda$  – odległość między wierzchołkami nierówności ( $\lambda = 10 \text{ m}$ ),

$v$  – prędkość ruchu badanego pojazdu ( $v = 60 \text{ km/h}$ ),

$\alpha$  – faza funkcji wymuszającej.

## 3. WYNIKI OBLICZEŃ

Przyjęty układ o jednym stopniu swobody przedstawiono na rys. 1.

Dla tego układu wyprowadzone metodą analityczną równanie ruchu miało postać:

$$m_z \cdot \ddot{x} + c' \cdot \dot{x} + k' \cdot x = k' \cdot \xi + c' \cdot \dot{\xi} \quad (2)$$

gdzie:  $m_z = m_p + 2 \cdot m_w$  - zredukowana masa pojazdu,

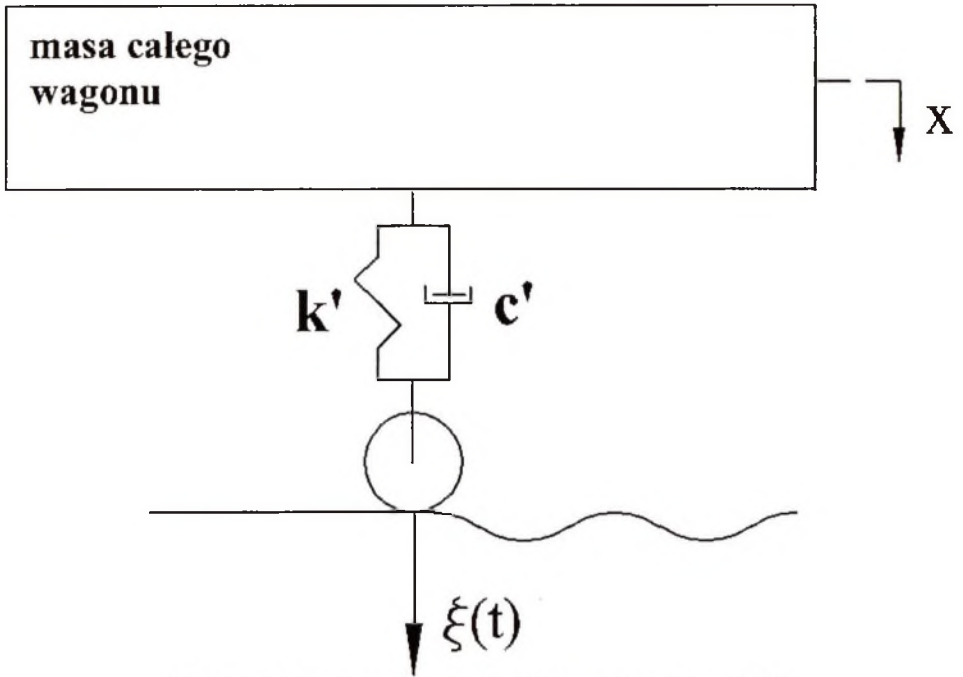
$m_p$  – masa pudła wagonu ( $m_p = 28530 \text{ kg}$ ),

$m_w$  – masa wózka wagonu ( $m_w = 3000 \text{ kg}$ ),

$c'$  – zredukowany współczynnik tłumienia ( $c' = 5,614 \cdot 10^4 \text{ Ns/m}$ ),

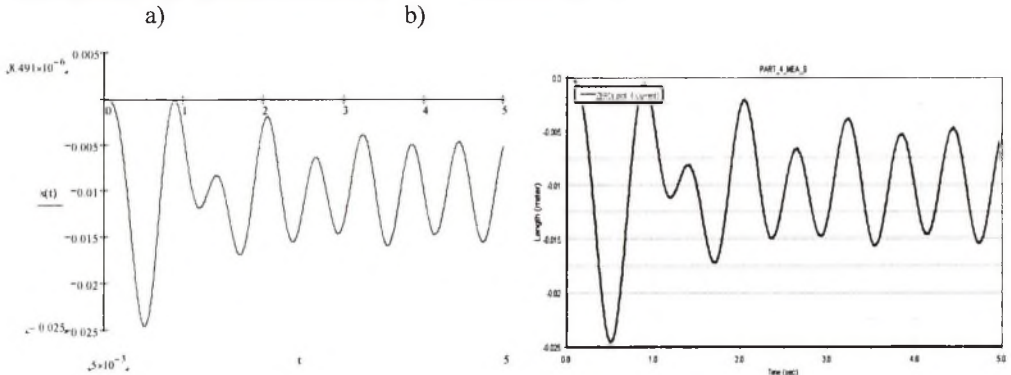
$k'$  – zredukowana sztywność ( $k' = 1,255 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ ),

$\xi$  – funkcja opisująca nierówność toru.



Rys. 1. Zastępczy model układu o jednym stopniu swobody  
 Fig. 1. Substitute model of one-degree freedom system

Wyniki obliczeń w postaci wykresów zależności przemieszczeń pionowych masy w czasie dla układu o jednym stopniu swobody otrzymanych przy użyciu programu MathCAD (model analityczny) i programu ADAMS przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Wyniki otrzymane dla układu o 1 stopniu swobody

- a) otrzymane metodą analityczną
- b) otrzymane w programie ADAMS

Fig. 2. Results of one-degree freedom system:

- a) analytical method obtain;
- b) obtain in ADAMS

Przyjęty układ o dwóch stopniach swobody pokazano na rys. 3.

Równania ruchu, wyprowadzone metodą analityczną, dla układu o dwóch stopniach swobody mają postać:

$$m_{wz} \cdot \ddot{x}_1 + (c'_1 + c'_2) \cdot \dot{x}_1 - c'_2 \cdot \dot{x}_2 + (k'_1 + k'_2) \cdot x_1 - k'_2 \cdot x_2 = c'_1 \cdot \dot{\xi} + k'_1 \cdot \xi \quad (3)$$

$$m_p \cdot \ddot{x}_2 + c'_2 \cdot \dot{x}_2 - c'_2 \cdot \dot{x}_1 + k'_2 \cdot x_2 - k'_2 \cdot x_1 = 0$$

gdzie:  $m_{wz} = 2 \cdot m_w$  - zredukowana masa wózków,

$m_w$  - masa pojedynczego wózka ( $m_w = 3000$  kg),

$m_p$  - masa pudła wagonu ( $m_p = 28530$  kg),

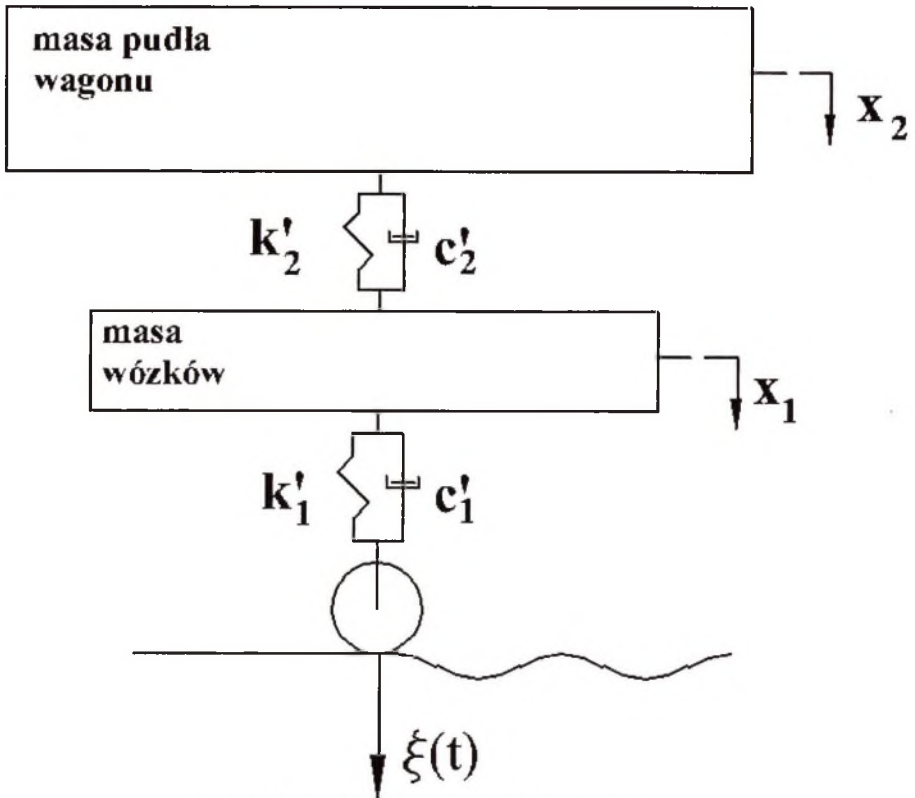
$k'_1$  - zredukowana sztywność na pierwszym stopniu usprężynowania  
( $k'_1 = 7,2 \cdot 10^6$  N/m),

$k'_2$  - zredukowana sztywność na drugim stopniu usprężynowania ( $k'_2 = 1,52 \cdot 10^6$  N/m),

$c'_1$  - zredukowany współczynnik tłumienia na pierwszym stopniu usprężynowania  
( $c'_1 = 1,28 \cdot 10^5$  Ns/m),

$c'_2$  - zredukowany współczynnik tłumienia na drugim stopniu usprężynowania  
( $c'_2 = 1 \cdot 10^5$  Ns/m),

$\xi$  - funkcja opisująca nierówność toru.

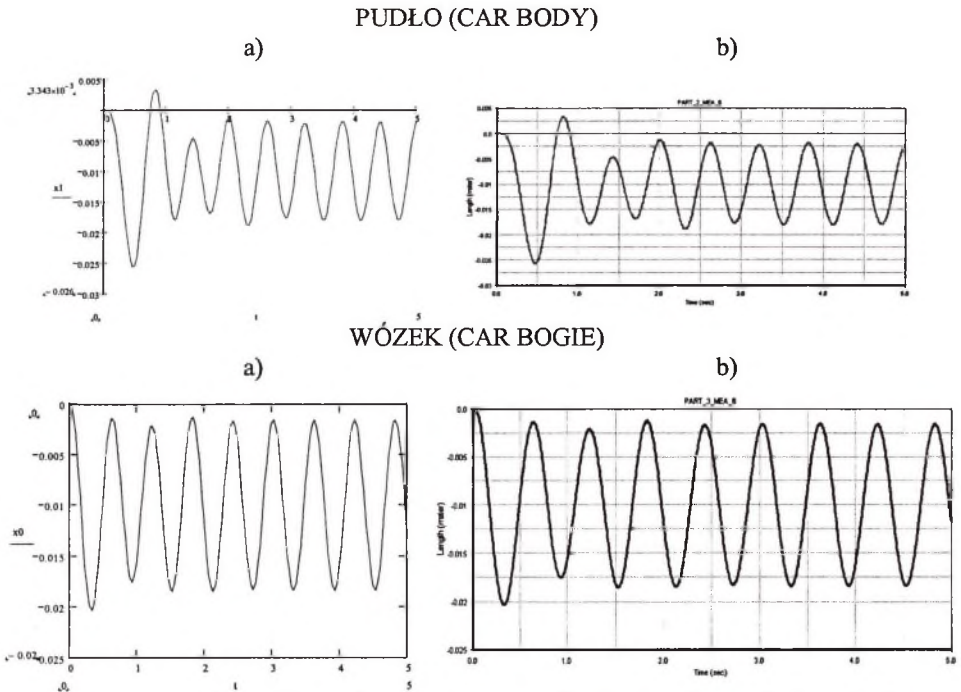


Rys. 3. Model układu o 2 stopniach swobody

Fig. 3. Substitute model of two-degree freedom system

Otrzymane rozwiązania równań (3) w postaci wykresów przedstawiono na rys. 4.

W tabelicy 1 przedstawiono wartości maksymalne i minimalne dla przemieszczeń badanych układów.



Rys. 4. Rozwiązania otrzymane dla układu o 2 stopniach swobody:

- a) otrzymane metodą analityczną
- b) otrzymane w programie ADAMS

Fig. 4. Results of two-degree freedom system:

- a) analytical method obtain
- b) obtain in ADAMS

Tablica 1

Wartości przemieszczeń max i min dla badanych układów

		Układ o 1 stopniu swobody		Układ o 2 stopniach swobody			
				pudło		wózek	
		MA	PK	MA	PK	MA	PK
Przem. min [m]		9.74e-5	5.61e-4	0.0033	0.0033	0.0014	0.0015
Przem. max [m]		0.0246	0.0245	0.0257	0.0256	0.02035	0.0204
Ruch ustalony	przem. min [m]	0.0039	0.0039	0.0023	0.0023	0.0016	0.0017
	przem. max [m]	0.0159	0.0157	0.0176	0.0178	0.0184	0.0185

MA – wynik otrzymany metodą analityczną,

PK – wynik otrzymany w programie ADAMS



#### 4. WNIOSKI

1. W wyniku przeprowadzonych obliczeń stwierdzono bardzo małe różnice (w granicach 1%) wielkości mierzonych przemieszczeń pionowych, co świadczy o zadowalającej dokładności w wykonaniu modeli pojazdu szynowego.
2. W dalszej pracy należy:
  - opracować model o większej ilości stopni swobody,
  - przeprowadzić analizę dynamiki pionowej i poprzecznej dla stworzonego modelu,
  - wyznaczyć wielkości sił działających na zestaw kołowy w czasie jego ruchu,
  - przeprowadzić analizę naprężeń w kole kolejowym przy uwzględnieniu sił powstających w czasie ruchu pojazdu szynowego.

#### Literatura

1. Kisilowski J.: Dynamika układu mechanicznego pojazd szynowy – tor. PWN, Warszawa 1991.
2. Matej J.: Zastosowanie programu ADAMS RAIL do badania właściwości dynamicznych modelu pociągu bimodalnego. Zeszyty Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej, z. 5, 1999.
3. Szumierz W.: Analiza wpływu nierówności powierzchni tocznej szyn na oddziaływania dynamiczne w układzie pojazd – tor. Przegląd kolejowy nr 3, 1995.
4. Nowak A., Kaczmarek K., Sitarz M.: Modelowanie dynamiki ruchu pojazdu szynowego jako układu nieholonomicznego. Maszyny Dźwigowo–Transportowe nr 1, 2001.
5. Nowak A., Czapla K., Sitarz M., Kaczmarek K.: Model sieciowy dynamiki ruchu pojazdu szynowego. Międzynarodowa Konferencja Naukowo–Techniczna „Pojazdy Szynowe Nowych Generacji”. Katowice – Ustroń 21 – 22 maj 1999.

*Praca wykonana w ramach Badań Własnych BW – 468/RM10 – 4/2002.*

Recenzent: Prof. dr hab.inż. Paweł Piec

#### Abstract

Springing circuits are one of the most important elements of rail – vehicles. Safety of passengers and goods as well as wear of rails and vehicle elements depend on springing circuits selection and maintenance.

127 Aa passenger car with 4Anc trucks has been tested. The investigations have been carried out with one levels of speed - 60 [km/h] and know for rail irregular function. The results of investigations have been presented in tables and charts.