

ISBN 978-83-935232-3-8

Transport Problems 2014

VI INTERNATIONAL
SCIENTIFIC
CONFERENCE

25 - 27 June 2014

Katowice

Jura Krakowsko-
Częstochowska

III INTERNATIONAL
SYMPOSIUM OF YOUNG
RESEARCHERS

23 - 24 June 2014

Katowice

Conference
proceedings

Faculty of Transport
Silesian University of Technology

Silesian University of Technology
Faculty of Transport



Transport

Problems 2014

Proceedings

VI International Scientific Conference

III International Symposium of Young Researchers

**UNDER THE HONORARY
PATRONAGE OF THE SILESIAN GOVERNOR
AND MAYOR OF KATOWICE CITY**

ISBN 978-83-935232-3-8

Transport Problems
International Scientific Journal



Silesian University of Technology
Publication
Faculty of Transport

Edition and reviews

Prof. Aleksander Śladkowski

Technical edition

Ph.D. Tomasz Haniszewski

Ph.D. Łukasz Konieczny

Ph.D. Aleksander Sobota



Silesian University of Technology
Faculty of Transport
40-019 Katowice, Krasińskiego st. 8, room 111
tel. +48 32 603 41 46
mail: tp@polsl.pl

**Aleksander ŚLADKOWSKI, Damian GĄSKA,
Tomasz HANISZEWSKI, Jerzy MARGIELEWICZ***
Silesian University of Technology, Faculty of Transport
Krasinski st. 8, 40-019 Katowice, Poland
*Corresponding author. E-mail: jerzy.margielewicz@polsl.pl

AKTYWNA WIBROIZOLACJA DRGAŃ MECHANICZNYCH PASAŻERSKIEGO WAGONU KOLEJOWEGO

Streszczenie. W niniejszej pracy przedstawiono próbę numerycznego opisu układu aktywnej wibroizolacji drgań pasażerskiego wagonu kolejowego. Symulacje komputerowe przeprowadzono dla różnych prędkości przejazdu wagonu po tym samym torze. Formalną podstawą do rozwiązania sformułowanego problemu badawczego, osiągnięto stosując prawa i zasady mechaniki oraz teorii sterowania. Wyniki badań modelowych jednoznacznie wskazują, że stosowanie układów aktywnej redukcji drgań w transporcie kolejowym może w istotny sposób poprawić komfort podróży.

ACTIVE VIBROISOLATION MECHANICAL VIBRATIONS PASSENGER WAGON

Abstract. In this paper presents an attempt numerical description of the active vibration isolation system vibration passenger wagon. Computer simulations were performed for different speeds coach ride along the same track. The formal basis for the solution of the problem formulated research problem was achieved by using the law and the principles of mechanics and the theory of control. The results of model tests clearly show that the use of active vibration reduction systems in rail transport can significantly increase comfort.

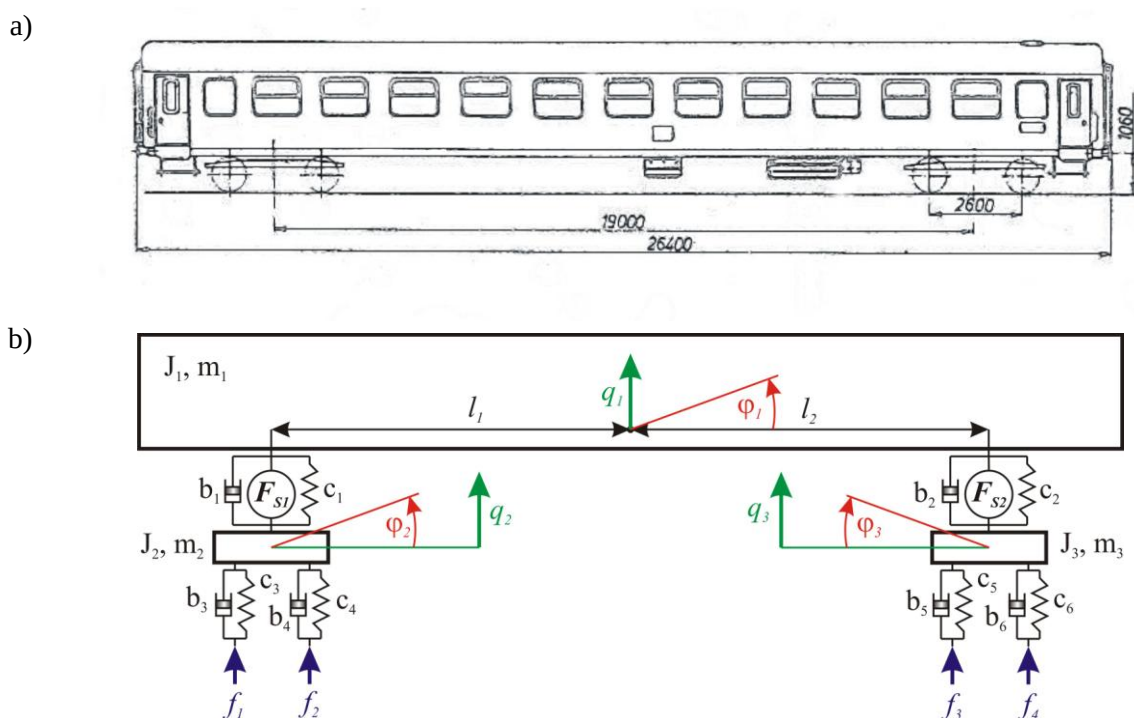
1. WSTĘP

W transporcie kolejowym, ostatnimi czasy obserwuje się tendencję do przewozu pasażerów z podwyższonymi prędkościami. Wzrost prędkości taboru kolejowego niewątpliwie skraca czas, niemniej jednak skutkuje to wzrostem obciążeń dynamicznych oddziałujących na podróżujących [5]. Projektowanie wagonów do przewozu osób z dużymi prędkościami, zmusza konstruktorów do badania dynamiki nowych obiektów już na etapie projektowania. Badania doświadczalne spełniają swoją rolę i są skuteczne, lecz również i kosztowne. Związane jest to w głównej mierze z koniecznością wprowadzania niezbędnych zmian konstrukcyjnych, które muszą spełnić wymogi nowego prototypu. Zastosowanie badań modelowych już na etapie projektowania, znacząco ogranicza koszty ponoszone na wytworzenie finalnego produktu. Prawa mechaniki oraz zgromadzona dotychczas wiedza, pozwala w miarę dokładnie odwzorować warunki pracy obiektu rzeczywistego. Niewątpliwą zaletą stosowania symulacji komputerowych jest możliwość optymalizacji, ze względu na geometrię, ciężar własny czy też wytrzymałość konstrukcji. Ponadto możliwa jest również ocena, w jaki sposób układ aktywnej wibroizolacji drgań, minimalizuje drgania mechaniczne przenoszone na podróżujących pasażerów. Ocena poziomu drgań przenoszonych na pasażerów jest jednym z ważniejszych wskaźników, który świadczy

o komfortie przejazdu [1, 10]. Mając na uwadze niekorzystny wpływ wibracji na organizm człowieka, dąży się by je ograniczyć lub całkowicie wyeliminować. Działania takie osiąga się poprzez modyfikację konstrukcji bądź stosowanie pasywnej lub aktywnej wibroizolacji [2, 4, 7, 8]. Przy czym układy pasywne mogą jedynie rozpraszać energię, okresowo ją magazynować a następnie przekazywać na badany obiekt lub otoczenie. Systemy aktywnej wibroizolacji uzyskuje się natomiast, w wyniku zastosowania układów automatycznej regulacji, które odpowiednio sterowane mogą minimalizować wpływ drgań mechanicznych oddziałujących na osoby podróżujących. W niniejszej pracy przedstawiono wyniki badań modelowych mechatronicznego układu aktywnej wibroizolacji wagonu pasażerskiego. W ogólnym ujęciu mechatronika jako nauka ujmuje w jedną całość mechanikę, elektronikę oraz teorię sterowania. Ta stosunkowo młoda dyscyplina naukowa dysponuje bardzo obszerną teorią oraz szerokim wachlarzem środków, które umożliwiają między innymi automatyzację procesów technologicznych [9] oraz transportowych [3, 6]. Aktywna wibroizolacja wagonu pasażerskiego, możliwa jest do zrealizowania w wyniku zastosowania elementów elektronicznych, które sterują elektrycznymi lub hydraulicznymi elementami wykonawczymi. Należy zdawać sobie sprawę z faktu, że układy aktywnej wibroizolacji spowodują wzrost kosztów wyprodukowania wagonu, niemniej jednak wiąże się to również ze wzrostem komfortu podróżujących osób.

2. SFORMUŁOWANIE MODELU OBLICZENIOWEGO

Budowę modelu fenomenologicznego najczęściej poprzedza myślowa idealizacja struktury obiektu badań oraz procesów w nim zachodzących. Podejmuje się wówczas decyzje o stopniu uproszczenia modelu obliczeniowego. Zdobyte doświadczenie zawodowe autorów oraz wyniki przeprowadzonych symulacji komputerowych wskazują, że w wielu przypadkach wagon kolejowy można z dużą dokładnością odwzorować za pośrednictwem zaledwie kilku brył sztywnych połączonych elementami sprężysto-tłumiącymi. Należy zdawać sobie sprawę z faktu, że zdefiniowany tak model jest najprostszy jaki można zastosować do identyfikacji drgań mechanicznych przenoszonych na podróżujące osoby. Podczas formułowania modelu obliczeniowego dokonano podziału badanego obiektu (rys. 1a) na bryły sztywne, połączone elementami sprężysto-tłumiącymi (rys. 1b).



Rys. 1. Obiekt badań: a) schemat ideowy, b) model fenomenologiczny układu mechanicznego

Mając na uwadze czytelność modelu fenomenologicznego, nie naniesiono na nim wymiarów geometrycznych definiujących miejsca mocowania elementów sprężystych (c_3, c_4, c_5, c_6) oraz tłumiących (b_3, b_4, b_5, b_6) do wózków wagonu. Sygnalizujemy również, że miejsca mocowania elementów pasywnych (c_1, c_2, b_1, b_2) oraz aktywnych F_{S1}, F_{S2} , znajdują się na prostej przebiegającej przez środki ciężkości wózków. Na podstawie modelu fenomenologicznego podukładu mechanicznego (rys. 1b), wyprowadzono równania różniczkowe ruchu, które przyjmują postać:

$$\left\{ \begin{aligned} m_1 \ddot{q}_1 + b_2 (\dot{q}_1 + l_2 \dot{\varphi}_1 - \dot{q}_3) + b_1 (\dot{q}_1 - l_1 \dot{\varphi}_1 - \dot{q}_2) + c_2 (q_1 + l_2 \varphi_1 - q_3) + c_1 (q_1 - l_1 \varphi_1 - q_2) &= F_{S1} + F_{S2}, \\ m_2 \ddot{q}_2 + b_1 (\dot{q}_2 + l_1 \dot{\varphi}_1 - \dot{q}_1) + b_3 (\dot{q}_2 - l_3 \dot{\varphi}_2) + b_4 (\dot{q}_2 + l_4 \dot{\varphi}_2) + c_1 (q_2 + l_1 \varphi_1 - q_1) + c_3 (q_2 - l_3 \varphi_2) + \\ + c_4 (q_2 + l_4 \varphi_2) &= b_3 \dot{f}_1 + b_4 \dot{f}_2 + c_3 f_1 + c_4 f_2 - F_{S1}, \\ m_3 \ddot{q}_3 + b_2 (\dot{q}_3 - l_2 \dot{\varphi}_1 - \dot{q}_1) + b_5 (\dot{q}_3 - l_5 \dot{\varphi}_3) + b_6 (\dot{q}_3 + l_6 \dot{\varphi}_3) + c_2 (q_3 + l_2 \varphi_1 - q_1) + c_5 (q_3 - l_5 \varphi_3) + \\ + c_6 (q_3 + l_6 \varphi_3) &= b_5 \dot{f}_3 + b_6 \dot{f}_4 + c_5 f_3 + c_6 f_4 - F_{S2}, \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + b_2 (l_2 \dot{q}_1 + l_2^2 \dot{\varphi}_1 - l_2 \dot{q}_3) + b_1 (l_1^2 \dot{\varphi}_1 + l_1 \dot{q}_2 - l_1 \dot{q}_1) + c_2 (l_2 q_1 + l_2^2 \varphi_1 - l_2 q_3) + \\ + c_1 (l_1^2 \varphi_1 + l_1 q_2 - l_1 q_1) &= -F_{S1} l_1 + F_{S2} l_2, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + b_3 (l_3^2 \dot{\varphi}_2 - l_3 \dot{q}_2) + b_4 (l_4^2 \dot{\varphi}_2 + l_4 \dot{q}_2) + c_3 (l_3^2 \varphi_2 - l_3 q_2) + c_4 (l_4^2 \varphi_2 + l_4 q_2) &= \\ = l_4 b_4 \dot{f}_2 - l_3 b_3 \dot{f}_1 - l_3 c_3 f_1 + l_4 c_4 f_2, \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + b_5 (l_5^2 \dot{\varphi}_3 - l_5 \dot{q}_3) + b_6 (l_6^2 \dot{\varphi}_3 + l_6 \dot{q}_3) + c_5 (l_5^2 \varphi_3 - l_5 q_3) + c_6 (l_6^2 \varphi_3 + l_6 q_3) &= \\ = l_6 b_6 \dot{f}_4 - l_5 b_5 \dot{f}_3 - l_5 c_5 f_1 + l_6 c_6 f_4. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

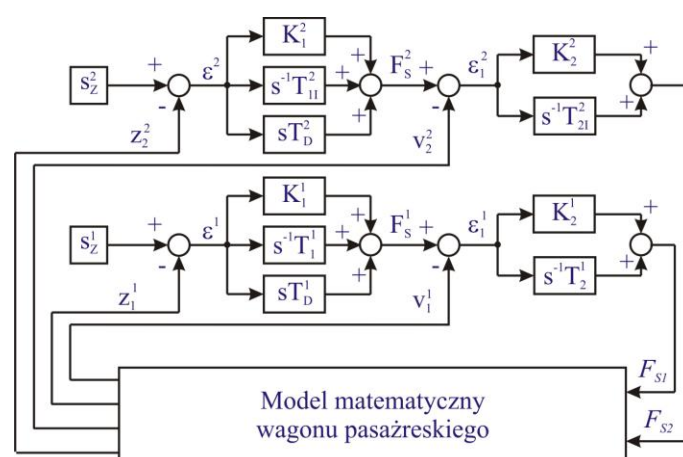
W symulacjach komputerowych pominięto oddziaływania dynamiczne pomiędzy poszczególnymi wagonami wchodzącymi w skład zestawu kolejowego. Ruch wagonu rozpatrzono ze względu na wymuszenia kinematyczne pochodzące od nierówności toru jazdy. Przy czym wyidealizowana analityczna funkcja wymuszeń kinematycznych dana jest równaniem:

$$f(t) = A \cdot \left(\cos \left(\frac{2\pi \cdot v}{\lambda} \cdot t \right) - 1 \right), \quad (2)$$

gdzie:

v – prędkość przejazdu wagonu, A – amplituda nierówności równa 0,01m, λ - długość na jakiej przeprowadzono pomiar torowiska, równa 10 m.

Podstawową właściwością teorii sterowania jest sprzężenie zwrotne, które umożliwia wyjaśnić szeregu zjawisk występujących w otaczającej człowieka przyrodzie. W ogólnym ujęciu automatyka, a w szczególności teoria sterowania, rozróżnia sprzężenie zwrotne dodatnie oraz ujemne. Mając na uwadze aktywną redukcję oddziaływań przenoszonych na podróżujących, celowym jest zastosowanie ujemnego sprzężenia zwrotnego, w efekcie czego otrzymuje się sygnał błędny ε , będący różnicą pomiędzy wielkością zadana w_z , a sterowaną q_k . Na jego podstawie, w dalszym ciągu obliczane są wymagane siły sterujące F_{Si} , decydujące o jakości wibroizolacji. Należy zdawać sobie sprawę, że siły sterujące F_{Si} , oddziałują jednocześnie zarówno na pudło wagonu jak i na jego wózki. Taki sposób obciążenia dynamicznego modelu obliczeniowego podyktowany jest względami konstrukcyjnymi. Na rysunku 2 przedstawiono schemat blokowy mechatronicznego układu aktywnej wibroizolacji pudła wagonu kolejowego. Zastosowano w nim podwójną pętlę sprzężenia zwrotnego, gdyż takie rozwiązanie w istotny sposób poprawia skuteczność wibroizolacji. Układy automatycznej regulacji, złożone z pojedynczej pętli sprzężenia zwrotnego nie zawsze dostarczają satysfakcjonujących wyników.



Rys. 2. Schemat blokowy aktywnej wibroizolacji wagonu kolejowego

Zamieszczone równania różniczkowe ruchu oraz schemat automatycznej regulacji, stanowią formalną podstawę do przeprowadzenia symulacji komputerowych w zakresie aktywnej wibroizolacji osób podróżujących wagonem osobowym.

3. WYNIK BADAŃ MODELOWYCH

Badania modelowe w zakresie oceny wpływu drgań mechanicznych wzbudzanych podczas jazdy kolejowego wagonu pasażerskiego przeprowadzono w dziedzinie czasu, dla czterech różnych wartości prędkości przejazdu: 85 km/h, 110km/h, 135km/h oraz 160km/h. Na podstawie obliczonych przebiegów czasowych przyspieszeń określono wartości skuteczne w ruchu ustalonym. Zidentyfikowane w ten sposób wartości skuteczne odniesiono w dalszym ciągu do wytycznych zawartych w normach: ISO-2631-1 [11] i BS 6841 [12]. Normy te podają zakresy wartości skutecznych przyspieszeń drgań mechanicznych, wyrażonych w m/s^2 , które mogą wywoływać uczucie dyskomfortu. W miejscu tym warto wspomnieć, że wartość skuteczna przyspieszenia drgań, nie doszacowuje chwilowych gwałtownych wzrostów amplitudy, przez co interpretacja ich nie uwzględnia wszystkich czynników drganiowych oddziałujących na organizm człowieka [10]. Podstawą formalną do przeprowadzenia jakichkolwiek symulacji komputerowych są dane wejściowe, charakteryzujące wielkości fizyczne i geometryczne przyjętego do badań modelu numerycznego. Dane liczbowe, na podstawie których wykonano eksperymenty numeryczne zamieszczono w tablicy 1.

Tab. 1.

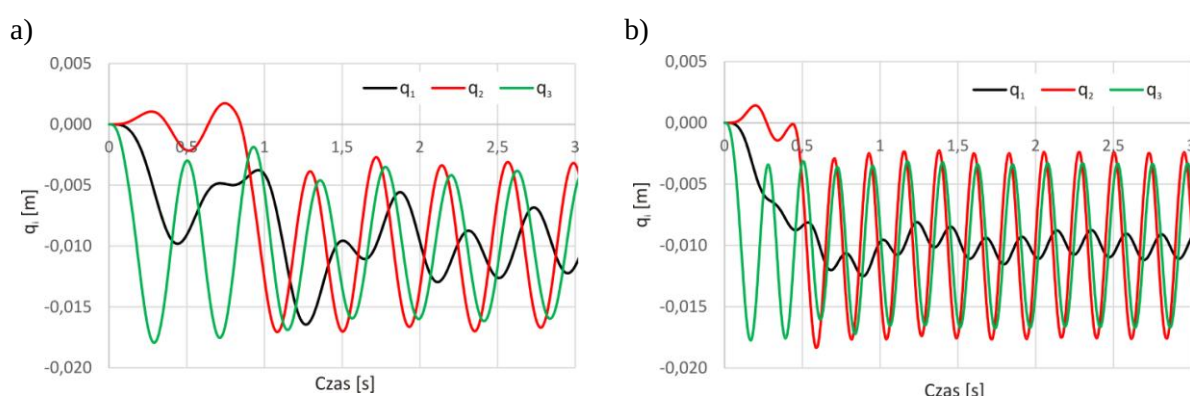
<i>Parametry fizyczne i geometryczne badanego układu</i>					
L.p.	Elementy bezwładnościowe		Elementy	Elementy	Wymiary geometryczne [m]
	[kg]	[kg m ²]	Sprężyste [N/m]	tłumiące [Ns/m]	
1.	28530	650000	$7.6 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^4$	9.5
2.	3000	1540	$7.6 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^4$	9.5
3.	3000	1540	$18 \cdot 10^5$	$3.2 \cdot 10^4$	1.3
4.	-	-	$18 \cdot 10^5$	$3.2 \cdot 10^4$	1.3
5.	-	-	$18 \cdot 10^5$	$3.2 \cdot 10^4$	1.3
6.	-	-	$18 \cdot 10^5$	$3.2 \cdot 10^4$	1.3

Parametry nastaw regulatorów odpowiadających za eliminację drgań mechanicznych, oddziałujących na podróżujące osoby zamieszczono natomiast w tablicy 2.

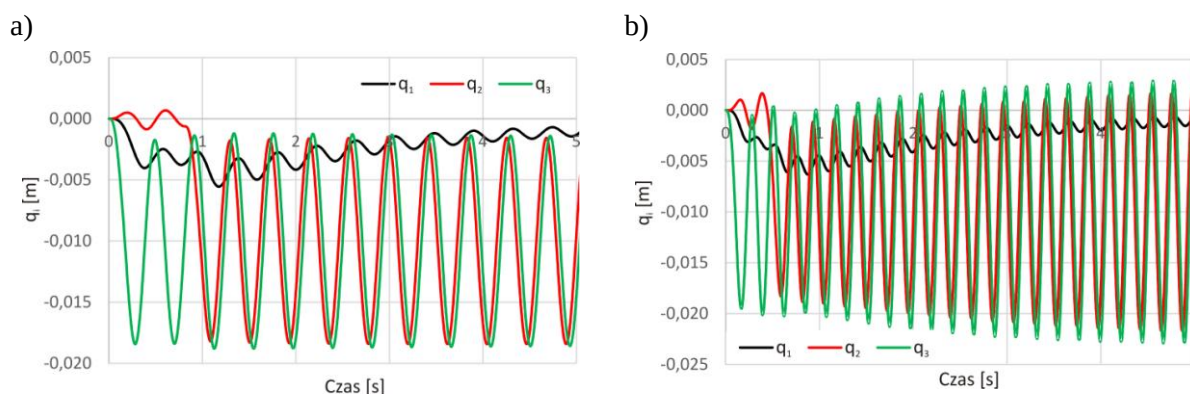
Tab. 2.

<i>Parametry nastaw układu aktywnej wibroizolacji</i>			
Nazwa parametru	Oznaczenie	Regulator PID	Regulator PI
Wzmocnienie sygnału błędu	K_0	20	20
Wzmocnienie członu proporcjonalnego	K_i	20	20
Stała czasowa całkowania	T_{il}	30	30
Stała czasowa różniczkowania	T_D	20	

Wyniki badań modelowych mechatronicznego modelu aktywnej wibroizolacji pudła pasażerskiego wagonu kolejowego, przedstawiono w postaci przebiegów czasowych wybranych współrzędnych konfiguracyjnych (rys. 3 i 4).

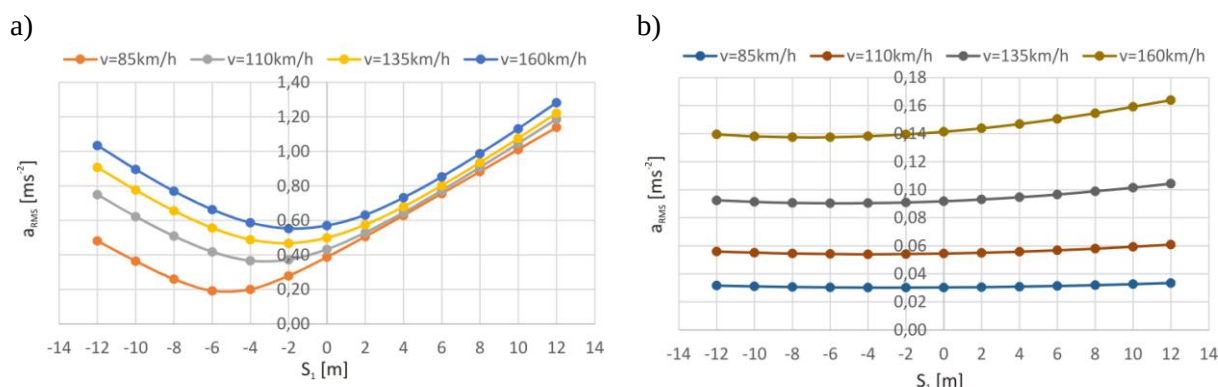


Rys. 3. Przebiegi czasowe przemieszczeń pionowych drgań mechanicznych podczas przejazdu wagonu z prędkością: a) 85 km/h, b) 160 km/h



Rys. 4. Przebiegi czasowe przemieszczeń pionowych drgań mechanicznych podczas przejazdu wagonu z funkcjonującym układem aktywnej wibroizolacji z prędkością: a) 85 km/h, b) 160 km/h

W przeprowadzonych symulacjach komputerowych aktywnej wibroizolacji pasażerskiego wagonu kolejowego, jako wielkość regulowaną obrano przemieszczenie pionowe środka ciężkości przedziału pasażerskiego. W dalszym ciągu przedstawiono oszacowane wartości przyspieszeń skutecznych drgań mechanicznych oddziałujących na podróżujących w różnych strefach wagonu. Strefę wagonu ustalano za pośrednictwem wymiaru geometrycznego S_I , który odmierzano od środka ciężkości pudła. Przy czym dodatnie wartości wymiaru S_I reprezentują przód wagonu.



Rys. 4. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań mechanicznych obliczone numerycznie w poszczególnych strefach: a) wagonu kolejowego z wyłączonym układem aktywnej wibroizolacji, b) wibroizolowanego wagonu kolejowego

4. PODSUMOWANIE

W pracy sformułowano mechatroniczny model pasażerskiego wagonu kolejowego, który można zastosować do oceny skuteczności eliminacji drgań mechanicznych przenoszonych na podróżujących. Badania modelowe aktywnej wibroizolacji przeprowadzono dla przejazdów wagonu z różnymi prędkościami. Przy czym w sformułowanym modelu fenomenologicznym ruch analizowanego obiektu opisano układem o sześciu stopniach swobody. Taki model umożliwia odwzorowanie wpływu jedynie najniższych składowych harmonicznych widma amplitudowo-częstotliwościowych, które mają wpływ na dynamikę wagonu. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń numerycznych, możliwe jest sformułowanie wniosków o charakterze ogólnym w zakresie oceny wpływu sterowania na jakość redukcji drgań mechanicznych:

- Sformułowany w pracy mechatroniczny model aktywnej wibroizolacji, umożliwia jakościową oraz ilościową ocenę wpływu oddziaływań dynamicznych przenoszonych na podróżujących pasażerów.
- Zastosowany w badaniach numerycznych układ aktywnej wibroizolacji, skutecznie spełnia postawione przed nim zadanie (rys. 3, 4).
- Zidentyfikowane wartości skuteczne przyspieszeń drgań mechanicznych, wagonu aktywnie wibroizolowanego jednoznacznie świadczą, że podróżujący nie powinni odczuwać dyskomfortu, nawet podczas przejazdów z dużymi prędkościami (rys. 5b), w przeciwieństwie do osób podróżujących klasycznymi wagonami (rys. 5a).
- O skuteczności układu aktywnej wibroizolacji w istotny sposób decydują parametry nastaw układów automatycznej regulacji, a zastosowanie dodatkowej ujemnej prędkościowej pętli sprzężenia zwrotnego, w istotny sposób wpływa na poprawę wibroizolacji.
- Zaproponowany w pracy układ aktywnej redukcji drgań spełnił postawione przed nim zadanie, jedynie w zakresie ochrony podróżujących. Niemniej jednak amplitudy przemieszczeń pionowych wózków uległy wzrostowi. Ograniczenie przemieszczeń pionowych zestawów kołowych przyniesie oczekiwane efekty wówczas, gdy elementy aktywne F_{Si} zostaną zamocowane w taki sposób by możliwe było oddziaływanie na przemieszczenie kątowe zestawu kołowego.

Opracowany w pracy model stanowi podstawą do rozwijania badań w zakresie dynamiki zestawów kolejowych w ujęciu mechatronicznym, w szczególności w zakresie wibroizolacji osób podróżujących. Stosowanie układów automatycznej regulacji oraz osiągnięć teorii sterowania jest alternatyw-

nym sposobem kształtowania charakterystyk dynamicznych zestawów kolejowych, bez konieczności przeprowadzania modyfikacji ich konstrukcji.

LITERATURA

1. Coermann R. R., Ziegenruecker M. D., Wittwer A. L., Henning B. S., Gierke von E.: The passive dynamic mechanical properties of the human thorax-abdomen system and of the whole body system, *Aerospace Medicine* vol. 31(6), 1960, s. 443-455.
2. Michałowski S., Fulara J.: Aktywny układ sterowania prędkością transportowania w przenośniku wibracyjnym. Kwartalnik – *Transport przemysłowy* 2/2000. s.43÷46.
3. Margielewicz J.: Mechatroniczny model suwnicy pomostowej. *Maszyny Dźwigowo – Transportowe*. Kwartalnik Naukowo – Techniczny Nr 1-2/2003 s. 23÷33.
4. Nader M.: *Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka*. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej. Warszawa 2001.
5. Ślădkowski, A. Margielewicz, J. Wojdyła, T. Influence of vertical dynamic of a coach on wheel pair loading. In: Railway Wheel Set. Projecting. Producing. Operating. Repairing. / *Proceeding of V International Scientific Conference for Middle and Eastern European Countries*. Katowice: Silesian Technical University. 2002. P. 1-10 CD.
6. Szpytko J., Schab J., Smoczek J.: Badania modeli suwnic pomostowych dla potrzeb eksploatacyjnych. Kwartalnik – *Transport Przemysłowy* 4(10)/2002. s.40÷44.
7. Uciński J. (red): Badania teoretyczne i doświadczalne możliwości zmniejszenia obciążeń dynamicznych w układach napędowych nawrotnych mechanizmów dźwignic. *Prace Naukowe Centralnego Programu Badań Podstawowych* 02.05. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1990.
8. Wojnarowski, J. (red.) Modele układów maszyna – operator w ograniczaniu oddziaływania drgań wzbudzanych ruchem przerywanym. *Z. Nr 6 Katedry Mechaniki Robotów i Maszyn Politechniki Śląskiej*, Gliwice. 1999. 206 s.
9. Wojnarowski, J. & Margielewicz, J. Dynamiki zespołu roboczego przecinarki taśmowej w ujęciu mechatronicznym. *Teoria Maszyn i Mechanizmów*. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji. Tom I. Kraków 2004. s. 303÷310.
10. Więckowski D.: Analiza w dziedzinie czasu drgań pionowych ze względu na komfort podróżowania dziecka w samochodzie, *Czasopismo techniczne*, , Zeszyt 10, *Mechanika z-5M/2012*.
11. ISO 2631-1: *Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements*. 1997.
12. BS 6841: *Guide to measurement and evaluations of human exposure to hole-body mechanical vibration and repeated shock*. 1987.