

Aleksander SŁADKOWSKI, Damian GĄSKA, Tomasz HANISZEWSKI,
Jerzy MARGIELEWICZ¹

AKTYWNA WIBROIZOLACJA DRGAŃ MECHANICZNYCH PASAŻERSKIEGO WAGONU KOLEJOWEGO

Streszczenie. W niniejszym artykule przedstawiono próbę numerycznego opisu układu aktywnej wibroizolacji drgań pasażerskiego wagonu kolejowego. Symulacje komputerowe przeprowadzono dla różnych prędkości przejazdu wagonu po tym samym torze. Formalną podstawę do rozwiązania sformułowanego problemu badawczego osiągnięto, wykorzystując 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.

Słowluczowe: Modelowanie, drgania, mechatronika.

ACTIVE VIBRATION ISOLATION OF MECHANICAL VIBRATION IN RAILWAY PASSENGER CAR

Summary. This paper presents an attempt of numerical description of the active vibration isolation system of railway passenger car. Computer simulations were performed for different speeds of the passenger car riding along the same track. Formal basis to solve the formulated research problem was achieved by using the law and the principles of mechanics and control theory. Model results clearly indicate that the use of active vibration reduction systems in rail transport can significantly increase comfort

Keywords: Modeling, mechanical vibration, mechatronics.

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 zwiększeniem obciążeń dynamicznych oddziałujących na podróżujących [5, 14]. Projektowanie wagonów do przewozu osób z dużymi prędkościami zmusza konstruktorów do badania dynamiki nowych obiektów już na etapie projektowania [13]. Badania doświadczalne spełniają swoją funkcję i są skuteczne, lecz również i kosztowne. Jest to w głównej mierze związane z koniecznością wprowadzania niezbędnych zmian konstrukcyjnych, które muszą spełnić wymogi nowego prototypu [15, 16, 17]. Zastosowanie badań modelowych już na etapie projektowania znacznie ogranicza koszty ponoszone na wytworzenie finalnego produktu. Prawa mechaniki oraz zgromadzona

¹ Silesian University of Technology, Faculty of Transport, Katowice, Poland, e-mail:
jerzy.margielewicz@polsl.pl

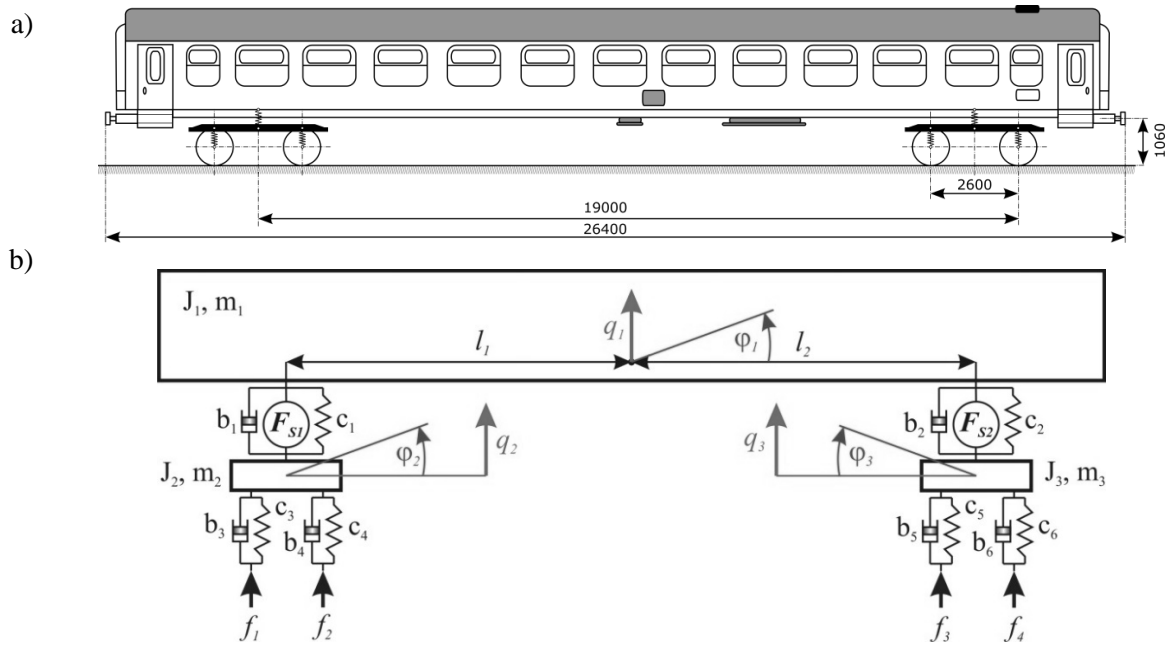
dotychczas wiedza pozwala w miarę dokładnie odwzorować warunki pracy obiektu rzeczywistego. Niewątpliwą zaletą stosowania symulacji komputerowych jest możliwość optymalizacji ze względu na geometrię, ciężar własny czy też wytrzymałość konstrukcji. Ponadto możliwa jest również ocena, w jaki sposób układ aktywnej wibroizolacji drgań minimalizuje drgania mechaniczne przenoszone na podróżujących pasażerów. Ocena poziomu drgań przenoszonych na pasażerów jest jednym z ważniejszych wskaźników, który świadczy o komforcie przejazdu [1, 10, 18, 19, 20].

Mając na uwadze niekorzystny wpływ wibracji na organizm człowieka, dąży się do tego, by je ograniczyć lub całkowicie wyeliminować. Takie działania osiąga się przez modyfikację konstrukcji bądź stosowanie pasywnej lub aktywnej wibroizolacji [2, 4, 7, 8, 17, 21], 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 podróżujące.

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań modelowych mechatronicznego układu aktywnej wibroizolacji wagonu pasażerskiego. Ogólnie 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 jest możliwa do zrealizowania dzięki zastosowaniu elementów elektronicznych, które sterują elektrycznymi lub hydraulicznymi elementami wykonawczymi. Należy zdawać sobie sprawę z faktu, że układy aktywnej wibroizolacji spowodują zwiększenie 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 tak zdefiniowany model jest najprostszymi, jaki można zastosować do identyfikacji drgań mechanicznych przenoszonych na podróżujące osoby. Podczas formułowania modelu obliczeniowego podzielono badany obiekt (rys. 1a) na bryły sztywne, połączone elementami sprężysto-tłumiącymi (rys. 1b).



Rys. 1. Obiekt badań: a) schemat ideowy, b) model fenomenologiczny układu mechanicznego
 Fig. 1. Object of research: a) schematic diagram, b) phenomenological model of the mechanical system

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 FS_1 , FS_2 znajdują się na prostej przebiegającej przez środki ciężkości wózków. Na podstawie modelu fenomenologicznego podukładu mechanicznego (rys. 1b) wyprowadzono równania różniczkowe ruchu, które przyjmują postać:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 m_1 \ddot{q}_1 + b_2 (\dot{q}_1 + l_2 \dot{\phi}_1 - \dot{q}_3) + b_1 (\dot{q}_1 - l_1 \dot{\phi}_1 - \dot{q}_2) + c_2 (q_1 + l_2 \phi_1 - q_3) + \\
 + c_1 (q_1 - l_1 \phi_1 - q_2) = F_{S1} + F_{S2}, \\
 m_2 \ddot{q}_2 + b_1 (\dot{q}_2 + l_1 \dot{\phi}_1 - \dot{q}_1) + b_3 (\dot{q}_2 - l_3 \dot{\phi}_2) + b_4 (\dot{q}_2 + l_4 \dot{\phi}_2) + c_1 (q_2 + l_1 \phi_1 - q_1) + \\
 + c_3 (q_2 - l_3 \phi_2) + c_4 (q_2 + l_4 \phi_2) = b_3 \dot{f}_1 + b_4 \dot{f}_2 + c_3 f_1 + c_4 f_2 - F_{S1}, \\
 m_3 \ddot{q}_3 + b_2 (\dot{q}_3 - l_2 \dot{\phi}_1 - \dot{q}_1) + b_5 (\dot{q}_3 - l_5 \dot{\phi}_3) + b_6 (\dot{q}_3 + l_6 \dot{\phi}_3) + c_2 (q_3 + l_2 \phi_1 - q_1) + \\
 + c_5 (q_3 - l_5 \phi_3) + c_6 (q_3 + l_6 \phi_3) = b_5 \dot{f}_3 + b_6 \dot{f}_4 + c_5 f_3 + c_6 f_4 - F_{S2}, \\
 J_1 \ddot{\phi}_1 + b_2 (l_2 \dot{q}_1 + l_2^2 \dot{\phi}_1 - l_2 \dot{q}_3) + b_1 (l_1^2 \dot{\phi}_1 + l_1 \dot{q}_2 - l_1 \dot{q}_1) + c_2 (l_2 q_1 + l_2^2 \phi_1 - l_2 q_3) + \\
 + c_1 (l_1^2 \phi_1 + l_1 q_2 - l_1 q_1) = -F_{S1} l_1 + F_{S2} l_2, \\
 J_2 \ddot{\phi}_2 + b_3 (l_3^2 \dot{\phi}_2 - l_3 \dot{q}_2) + b_4 (l_4^2 \dot{\phi}_2 + l_4 \dot{q}_2) + c_3 (l_3^2 \phi_2 - l_3 q_2) + c_4 (l_4^2 \phi_2 + l_4 q_2) = \\
 = l_4 b_4 \dot{f}_2 - l_3 b_3 \dot{f}_1 - l_3 c_3 f_1 + l_4 c_4 f_2, \\
 J_3 \ddot{\phi}_3 + b_5 (l_5^2 \dot{\phi}_3 - l_5 \dot{q}_3) + b_6 (l_6^2 \dot{\phi}_3 + l_6 \dot{q}_3) + c_5 (l_5^2 \phi_3 - l_5 q_3) + c_6 (l_6^2 \phi_3 + l_6 q_3) \\
 = l_6 b_6 \dot{f}_4 - l_5 b_5 \dot{f}_3 - l_5 c_5 f_1 + l_6 c_6 f_4.
 \end{array} \right. \quad (1)$$

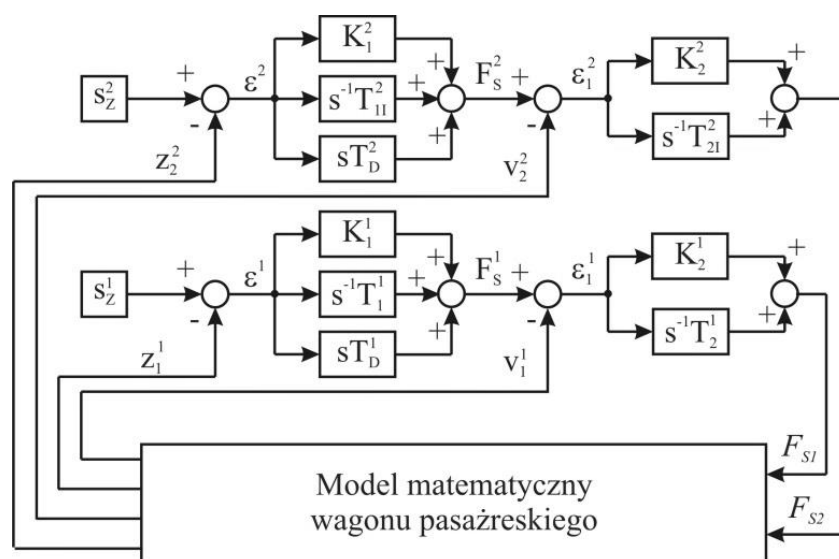
W symulacjach komputerowych pominięto oddziaływania dynamiczne pomiędzy poszczególnymi wagonami wchodzącymi w skład zestawu kolejowego. Ruch wagonu rozpatrzono ze względu na wymuszenia kinematyczne pochodzące od nierówności toru jazdy, przy czym wyidealizowana analityczna funkcja wymuszeń kinematycznych jest dana 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 wyjaśnienie wielu zjawisk występujących w otaczającej człowieka przyrodzie. W ogólnym ujęciu automatyka, a w szczególności teoria sterowania, rozróżnia sprzężenie zwrotne dodatnie oraz ujemne. Przy uwzględnieniu aktywnej redukcji oddziaływań przenoszonych na podróżujących celowe jest zastosowanie ujemnego sprzężenia zwrotnego, w wyniku czego otrzymuje się sygnał błędny ε , będący różnicą pomiędzy wielkością zadaną 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 jest podyktowany względami konstrukcyjnymi. Na rys. 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
Fig. 2. Block diagram of the active vibration isolation of railway car

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

3. WYNIK BADAŃ MODELOWYCH

Badania modelowe 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 tym miejscu warto wspomnieć, że wartość skuteczna przyspieszenia drgań nie doszacowuje chwilowych gwałtownych wzrostów amplitudy, przez co ich interpretacja 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.

Tablica 1

Parametry fizyczne i geometryczne badanego układu

Lp.	Elementy bezwładnościowe		Elementy Sprężyste [N/m]	Elementy tłumiące [Ns/m]	Wymiary geometryczne [m]
	[kg]	[$kg\ m^2$]			
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

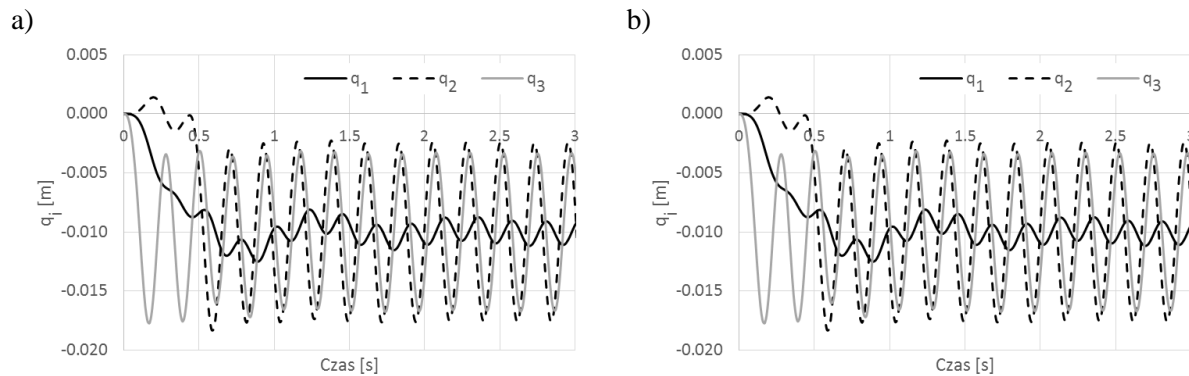
Parametry nastaw regulatorów odpowiadających za eliminację drgań mechanicznych oddziałujących na podróżujące osoby zamieszczono natomiast w tablicy 2.

Tablica 2

Parametry nastaw układu aktywnej wibroizolacji

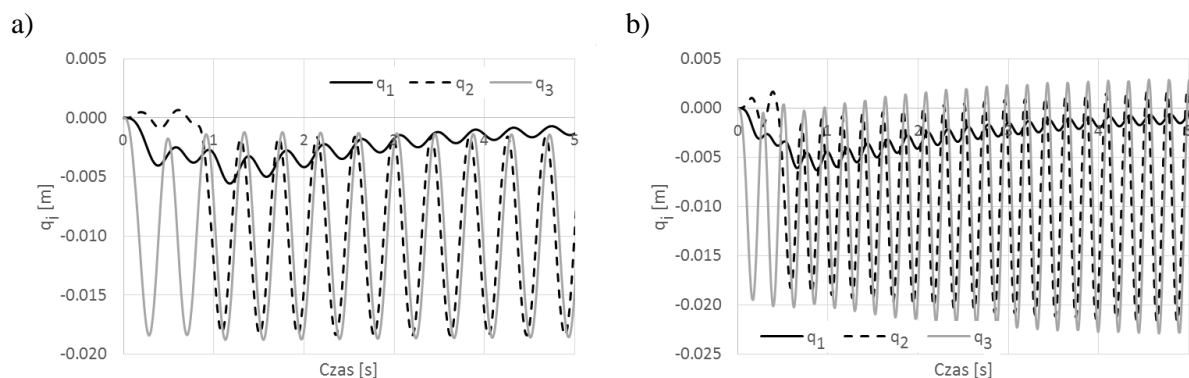
Nazwa parametru	Oznaczenie	Regulator PID	Regulator PI
Wzmocnienie sygnału błędu	K_0	20	20
Wzmocnienie członu proporcjonalnego	K_i	20	20
Stała czasowa całkowania	T_{it}	30	30
Stała czasowa różniczkowania	T_D	20	

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

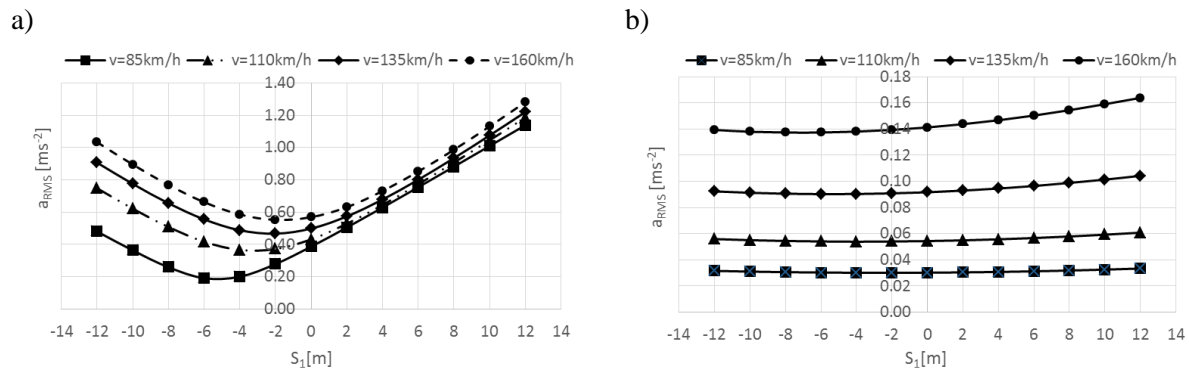
Fig. 3. Waveforms of vertical displacements of mechanical vibrations when driving passenger car at a speed of: a) 85 km/h, b) 160 km/h



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

Fig. 4. Waveforms of vertical displacements of mechanical vibrations when driving passenger car with active vibration isolation system at a speed of: a) 85 km/h, b) 160 km/h

W przeprowadzonych symulacjach komputerowych aktywnej wibroizolacji pasażerskiego wagonu kolejowego za 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_l , który odmierzano od środka ciężkości pudła, przy czym dodatnie wartości wymiaru S_l reprezentują przód wagonu.



Rys. 5. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań mechanicznych obliczone numerycznie w poszczególnych strefach: a) wagonu kolejowego z wyłączonym układem aktywnej wibroizolacji, b) wibroizolowanego wagonu kolejowego

Fig. 5. The values of mechanical vibration effective acceleration calculated numerically in each zone: a) a rail car with an active vibration isolation system is turned off, b) a rail car with an active vibration isolation system is turned on.

4. WNIOSKI

W artykule 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 ramach oceny wpływu sterowania na jakość redukcji drgań mechanicznych:

- Określony 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 o tym, 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 znacząco 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 podstawę do rozwijania badań dynamiki zestawów kolejowych w ujęciu mechatronicznym, w szczególności w obszarze wibroizolacji osób podróżujących. Stosowanie układów automatycznej regulacji oraz osiągnięć teorii sterowania jest alternatywnym sposobem kształtowania charakterystyk dynamicznych zestawów kolejowych, bez konieczności przeprowadzania modyfikacji ich konstrukcji.

Bibliografia

1. Coermann R.R., M.D. Ziegenruecker, A.L. Wittwer, B.S. Henning, E. von Gierke. 1960. „The passive dynamic mechanical properties of the human thorax-abdomen system and of the whole body system”. *Aerospace Medicine*, Vol. 31(6): 443-455.
2. Michałowski S., J. Fulara. 2000. „Aktywny układ sterowania prędkością transportowania w przenośniku wibracyjnym”. [In Polish: “The active control system transport velocity in a vibrating conveyor”]. *Kwartalnik Transport Przemysłowy* 2: 43-46.
3. Margielewicz J. 2003. „Mechatroniczny model suwnicy pomostowej”. [In Polish: „Mechatronic model of bridge crane”]. *Maszyny Dźwigowo-Transportowe*. *Kwartalnik Naukowo-Techniczny*, nr 1-2: 23-33.
4. Nader M. 2001. *Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka*. [In Polish: *Modeling and simulation of the impact of vibration on the human body vehicles*]. Warszawa: Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej.
5. Śładkowski A., J. Margielewicz, T. Wojdyła. 2002. “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: 1-10 (CD)*. Silesian Technical University Katowice.
6. Szpytko J., J. Schab, J. Smoczek. 2002. „Badania modeli suwnic pomostowych dla potrzeb eksploatacyjnych”. [In Polish: „Research models of overhead cranes for maintenance”]. *Kwartalnik Transport Przemysłowy* 4(10): 40-44.
7. Uciński J. (red.). 1990. *Badania teoretyczne i doświadczalne możliwości zmniejszenia obciążeń dynamicznych w układach napędowych nawrotnych mechanizmów dźwignic*. Prace Naukowe Centralnego Programu Badań Podstawowych 02.05. [In Polish: *Theoretical and experimental opportunities to reduce dynamic loads in drive systems reversing mechanisms of cranes*. The work of the Central Scientific Research Programme Fundamental 02.05]. Warszawa: Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej.
8. Wojnarowski J. (red.). 1999. „Modele układów maszyna – operator w ograniczaniu oddziaływania drgań wzbudzanych ruchem przerywanym”. [In Polish: „Model sets the machine - the operator in reducing the impact of vibration induced intermittent motion”]. In *Z. Katedry Mechaniki Robotów i Maszyn Politechniki Śląskiej* nr 6: 206. Gliwice.
9. Wojnarowski J., J. Margielewicz. 2004. *Dynamiki zespołu roboczego przecinarki taśmowej w ujęciu mechatronicznym*. [In Polish: *The dynamics of the working band saws in terms of mechatronic*]. In *Teoria Maszyn i Mechanizmów* Tom I, 303-310. Kraków: Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji.
10. Więckowski D.: „Analiza w dziedzinie czasu drgań pionowych ze względu na komfort podróżowania dziecka w samochodzie”. [In Polish: „The analysis in the time domain vertical vibration due to the comfort of the child in the car”]. *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.
13. Thompson D. 2009. *Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control.* Oxford: Elsevier, Linacre House, Jordon Hill.
14. Suzuki H. 1998. "Effects of the range and frequency of vibrations on the momentary riding comfort evaluation of railway vehicle". *Japanese Psychological Research* Vol.40, No.3: 156-165.
15. Collette C., A. Preumont. 2009. "Laser measurement of torsional vibrations/longitudinal creepage of a railway wheel set on a scaled test bench". *Optics and Lasers in Engineering* 47: 385-389.
16. Schulte-Werning B., M. Beier, K.G. Degen, D. Stiebel. 2006. "Research on noise and vibration reduction at DB to improve the environmental friendliness of railway traffic". *Journal of Sound and Vibration* 293: 1058-1069.
17. Fan R., G. Meng, J. Yang, C. He. 2009. "Experimental study of the effect of viscoelastic damping materials on noise and vibration reduction within railway vehicles". *Journal of Sound and Vibration* 319: 58-76.
18. Sezer S., A.E. Atalay. 2011. "Dynamic modeling and fuzzy logic control of vibrations of a railway vehicle for different track irregularities". *Simulation Modelling Practice and Theory* 19: 1873-1894.
19. Spiriyagin M., C. Cole, Y. Quan Sun, M. McClanachan, V. Spiriyagin, T. McSweeney. 2014. *Design and Simulation of Rail Vehicles.* London: Taylor & Francis Group.
20. Iwnicki S. (ed.). 2006. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics.* London: Taylor & Francis Group.
21. Ali Abood K.H., R.A. Khan. 2010. "Investigation to improve hunting stability of railway carriage using semi-active longitudinal primary stiffness suspension". *Journal of Mechanical Engineering Research* Vol. 2(5): 97-105.