

## Badania aktywnego siedziska maszynisty w pojazdach szynowych

*W artykule zaprezentowano rezultaty badań eksperymentalnych aktywnego zawieszenia siedziska maszynisty elektrycznego zespołu trakcyjnego. Przedstawiono wykresy porównawcze przyspieszeń skutecznych drgań pionowych w funkcji częstotliwości i prędkości jazdy. Otrzymane wyniki potwierdziły efektywność wibracji siedzisk z zawieszeniem aktywnym.*

### 1. Wstęp

Parametry dynamiczne przestarzałego taboru kolejowego nie spełniają wymagań norm w zakresie wibracji [1,2 i 3]. Poziom wibracji w miejscu pracy druzyn trakcyjnych przekracza wartości dopuszczalne. Drgania oddziałujące przez wiele lat na maszynistów są przyczyną wielu stanów chorobowych wśród tej grupy zawodowej.

Jedną z metod skutecznego ograniczania transmisji drgań do organizmu operatora pojazdu trakcyjnego jest stosowanie efektywnych układów wibroizolacji [6 i 7]. Opracowanie takich układów napotyka na wiele trudności m. in. związanych z faktem, że ich częstotliwości własne powinny być niskie wobec niskiego poziomu drgań środków transportu (1÷10 Hz). Trudności te pogłębiają się, jeżeli weźmie się pod uwagę niski poziom podstawowych częstotliwości rezonansowych ciała człowieka.

Stosowane dotychczas konstrukcje zawiesznień typu pasywnego w pojazdach trakcyjnych nie zapewniają wymaganej ochrony przed wibracjami i nie poprawiają bezpieczeństwa jazdy. Dlatego podejmowane są próby zastępowania ich układami aktywnymi, które ze względu na małą częstotliwość własną skutecznie tłumią drgania i zwiększają komfort jazdy. Siedziska aktywne wobec nieliniowości zjawisk w układzie torpojazd szynowy są złożonymi obiektami sterowania, w których klasyczne algorytmy sterowania nie dają zadowalających rezultatów.

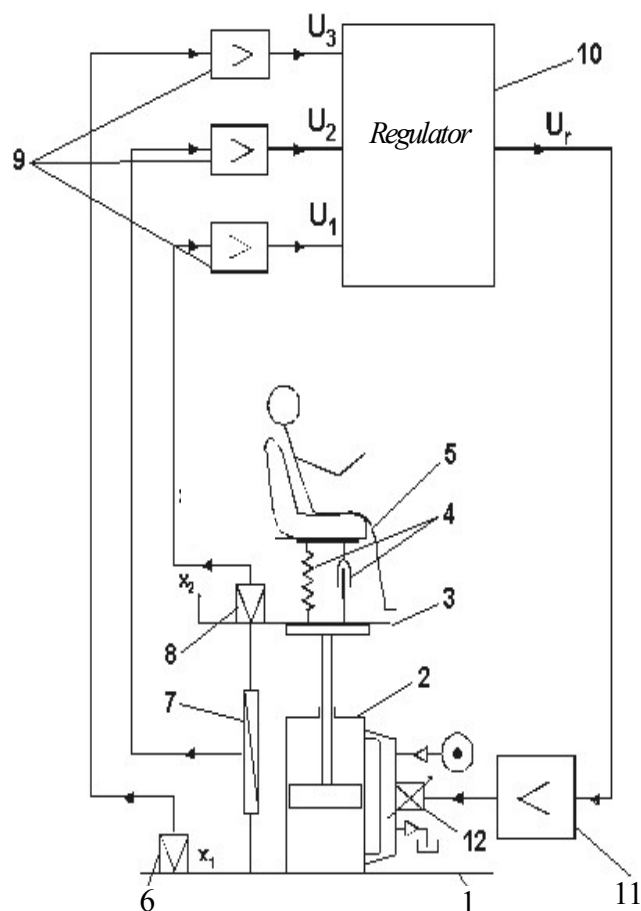
W takich sytuacjach jedną z metod poznawczych, mogących dostarczyć istotnych informacji o zachowaniu się obiektu rzeczywistego w eksploatacji, są badania eksperymentalne (doświadczalne).

Artykuł omawia wyniki badań eksperymentalnych aktywnego siedziska maszynisty elektrycznego zespołu trakcyjnego ER 2-690, przeprowadzonych w Państwowym Uniwersytecie Komunikacji w Omsku (Rosja) [5].

### 2. Badania eksperymentalne

Celem przeprowadzonych badań było porównanie właściwości wibroizolacyjnych doświadczalnego siedziska aktywnego z typowym siedziskiem maszynisty elektrycznego zespołu trakcyjnego ER 2-690, eksploatowanego powszechnie w przewozach pasażerskich na kolejach rosyjskich.

Dla realizacji tego celu w Państwowym Uniwersytecie Komunikacji w Omsku, wykorzystując doświadczenia zawarte w pracy [4] skonstruowano doświadczalne siedzisko maszynisty z serwomechanizmem elektrohydraulicznym, pełniącym rolę zawieszenia aktywnego (rys. 1) [5].



Rys. 1. Model aktywnego układu wibroizolacji siedziska maszynisty

1-nadwozie (podłoga kabiny), 2-cylinder, 3-platforma, 4-sprężyna i tłumik, 5-siedzisko maszynisty, 6-akcelerometr, 7-czujnik przemieszczenia, 8-akcelerometr, 9-wzmacniacze, 10-regulator, 11-wzmacniacz, 12-serwowawór

Układ ten posiada cylinder 2 umieszczony w nadwoziu 1 pojazdu szynowego. Tłok cylindra poruszający się w płaszczyźnie pionowej utrzymuje platformę 3, na której spoczywa siedzisko maszynisty 5, izolowane dodatkowo sprężyną i tłumikiem hydraulicznym 4. Strumień oleju w cylindrze sterowany jest serwowaworem 12, wykorzystującym sygnały sterujące przechodzące przez wzmacniacz 11, wygenerowane przez regulator 10. Ponadto układ posiada niezbędne przetworniki pomiarowe: dwa akcelerometry 6 i 8 do pomiaru bezwzględnego przyspieszenia nadwozia  $\ddot{x}_1$  i siedziska  $\ddot{x}_2$  oraz czujnik 7 do pomiaru przemieszczenia względnego  $\Delta = x_2 - x_1$ .

W konstrukcji prototypu przyjęto, że wszystkie trzy pętle (rys.1), posiadają charakterystyki częstotliwościowe, zapewniające proporcjonalność napięć wyjściowych  $u_1, u_2$  i  $u_3$  do siły sterującej tłokiem:

$$u_1 = b_1 \cdot \ddot{x}_2, \quad u_2 = b_2 \cdot (x_2 - x_1) = b_2 \cdot \Delta, \quad u_3 = b_3 \cdot \ddot{x}_1 \quad (1)$$

gdzie:  $b_1, b_2$  i  $b_3$  są stałymi charakteryzującymi dany czujnik.

Natężenie przepływu objętości cieczy w cylindrze  $Q$  musi być w pierwszym przybliżeniu wyrażone zależnością liniową:

$$Q = \dot{\Delta} \cdot A \quad (2)$$

gdzie:

$\dot{\Delta} = \dot{x}_2 - \dot{x}_1$  - prędkość tłoka względem cylindra,  
 $A$  - powierzchnia tłoka.

Ruchy tłoka w cylindrze będą dostatecznie wolnymi, jeżeli zależność pomiędzy napięciem sygnału sterującego  $u_r$  a prędkością  $\dot{\Delta}$  i przyspieszeniem

$\ddot{\Delta}$  tłoka względem cylindra będzie liniowa :

$$u_r = a_{01} \cdot \dot{\Delta} + a_{11} \cdot \ddot{\Delta} \quad (3)$$

gdzie:  $a_{01}$  i  $a_{11}$  są stałymi prędkości i przyspieszenia tłoka, zapewniającymi jego sterowalność przy różnych częstotliwościach drgań nadwozia pojazdu.

Podstawowym zadaniem rozpatrywanego układu jest bezwzględne tłumienie pionowych wibracji siedziska maszynisty pojazdu szynowego. Jednostkowe napięcie sygnału sterującego  $u_r$  jest liniową kombinacją napięć  $u_1, u_2$  i  $u_3$  oraz ich wartości całkowych:

$$u_r = (u_{11} + u_{12} + u_{13} + u_{14}) + (u_{22} + u_{23} + u_{24}) + (u_{31} + u_{32} + u_{33} + u_{34}) \quad (4)$$

Po wprowadzeniu stałych  $b_1, b_2$  i  $b_3$  równania (3) i (4) określają siły sterujące.

Oddzielając zmienne opisujące nadwozie  $x_{2j}$  od zmiennych opisujących serwomechanizm  $x_{1j}$  można uzyskać następujące równanie ruchu układu:

$$(a_{11} + b_1 \cdot c_{11}) \cdot \ddot{x}_2 + (a_{01} + b_1 \cdot c_{11} + b_2 \cdot c_{22}) \cdot \dot{x}_2 + (b_1 \cdot c_{13} + b_2 \cdot c_{23}) \cdot x_2 + (b_1 \cdot c_{14} + b_2 \cdot c_{24}) \cdot \int x_2 \cdot dt = (a_{11} - b_3 \cdot c_{31}) \ddot{x}_1 + (a_{01} + b_2 \cdot c_{22} - b_3 \cdot c_{32}) \cdot \dot{x}_1 + (b_2 \cdot c_{23} - b_3 \cdot c_{33}) \cdot x_1 + (b_2 \cdot c_{24} - b_3 \cdot c_{34}) \cdot \int x_1 \cdot dt \quad (5)$$

Lewa strona równania (5) opisuje ruch amortyzatora liniowego, który przechodzi w stan równowagi po spełnieniu następujących warunków :

$$c_{31}b_3 = a_{11}, \quad (6)$$

$$c_{32}b_3 = a_{01} + c_{22}b_2, \quad (7)$$

$$c_{33}b_3 = c_{23}b_2, \quad (8)$$

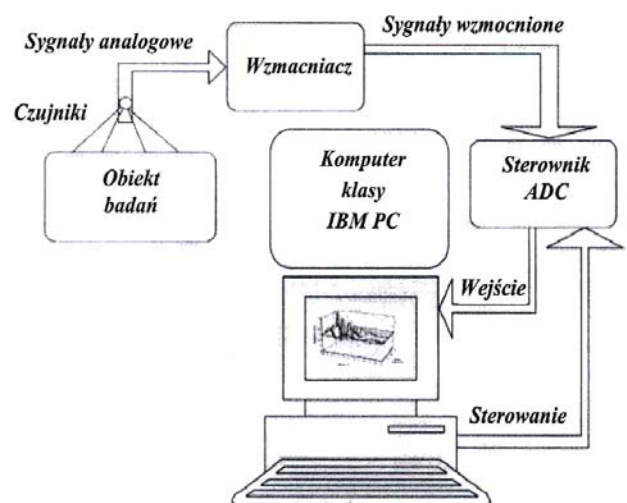
$$c_{34}b_3 = c_{24}b_2 \quad (9)$$

Jeżeli warunki kompensacji (6)-(9) spełnione są równocześnie, to równanie ruchu platformy 3 (rys. 1) ma postać:

$$(a_{11} + b_1 c_{11}) \cdot \ddot{x}_2 + (a_{01} + b_2 c_{22}) \cdot \dot{x}_2 + b_2 c_{23} x_2 + b_2 c_{24} \cdot \int x_2 dt = 0 \quad (10)$$

Z równania (10) wynika, że współczynnik tłumienia określony jest stałą  $c_{22}$ , częstotliwość własna – stałą  $c_{23}$ , zaś warunki kompensacji wymuszeń zewnętrznych zostaną osiągnięte za pomocą regulacji stałych  $c_{32}, c_{33}$  i  $c_{34}$ . Spełnienie warunków kompensacji gwarantuje wymaganą stabilność układu wibroizolacji.

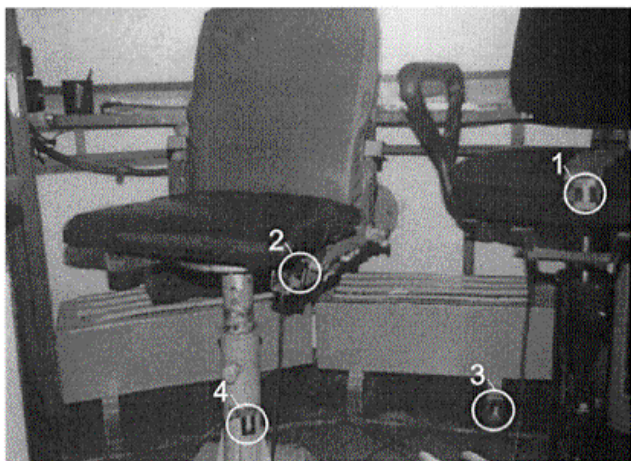
Do pomiaru przyspieszeń drgań wykorzystano system CONAN (rys. 2), przeznaczony do planowania eksperymentów, monitoringu, sterowania i analizy sygnałów w czasie rzeczywistym. Jego centralnym elementem jest komputer wraz z oprogramowaniem, który steruje pracą pozostałych elementów układu i dokonuje analizy oraz wizualizacji wyników pomiarów.



Rys.2. Schemat układu pomiarowego CONAN

Ponadto kompleks CONAN posiada układ ADC, który przekształca sygnały analogowe w cyfrowe i jest urządzeniem typu wejście/wyjście, współpracującym z komputerem. Czujniki pomiarowe zainstalowane są bezpośrednio na badanych siedziiskach maszynisty. Do rejestracji parametrów drgań wykorzystano zespół czterech czujników, które przekształcały mierzony parametr fizyczny w sygnał elektryczny i dostarczały pierwszych informacji o stanie badanego obiektu.

Miejsca rozmieszczenia czujników pomiarowych pokazano na rys. 3. Pomiary zgodnie z [3] trwały około 30 sekund i obejmowały sygnały drgań pionowych o częstotliwości powyżej 0,7 Hz. Współczynnik sprężystości doświadczalnego siedziska aktywnego wynosił 1433 kN/m, zaś wartość wskaźnika tłumienia drgań zmieniała się w granicach od 0,2 do 0,8.



Rys. 3. Miejsca rozmieszczenia czujników pomiarowych 1- czujnik na siedzisku z zawieszeniem aktywnym, 2- czujnik na siedzisku typowym, 3 i 4- czujniki na podłodze kabiny

### 3. Wyniki pomiarów

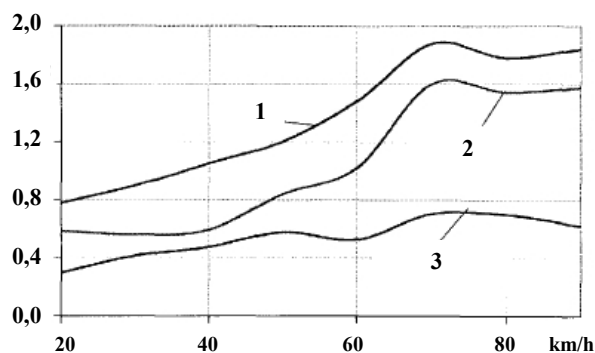
Wszystkie rejestrowane sygnały pomiarowe były zapisywane na dysku PC. Następnie za pomocą specjalistycznego oprogramowania wyznaczono przyspieszenia skuteczne (RMS) drgań pionowych w funkcji częstotliwości.

Na rys. 4 przedstawiono wykresy porównawcze przyspieszeń skutecznych (RMS) drgań pionowych mierzonych na podłodze kabiny maszynisty, siedzisku doświadczalnym i siedzisku typowym w zależności od prędkości jazdy.

Z rys. 4 wynika, że wraz ze wzrostem prędkości jazdy następuje znaczny wzrost przyspieszeń drgań. Siedzisko typowe osiąga rezonans przy prędkości 65÷75 km/h. Zaś doświadczalne siedzisko aktywne w sposób zadowalający izoluje wibracje pionowe. W obszarze rezonansu maksymalne wartości przyspieszeń skutecznych wynoszą odpowiednio 1,6 m/s<sup>2</sup> i

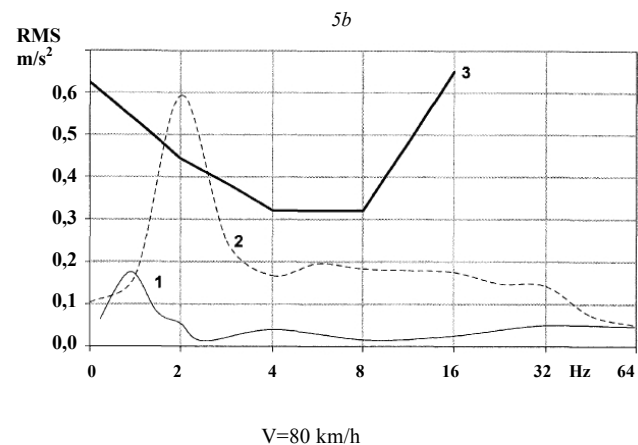
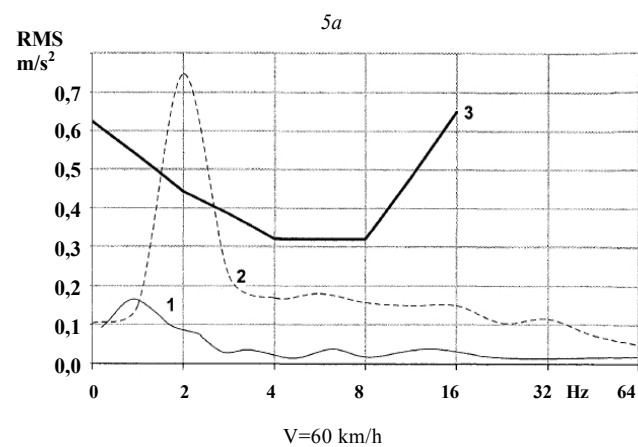
0,72 m/s<sup>2</sup>. W praktyce oznacza to, że efektywność wibroizolacji siedziska aktywnego jest 2,2 razy większa niż siedziska typowego.

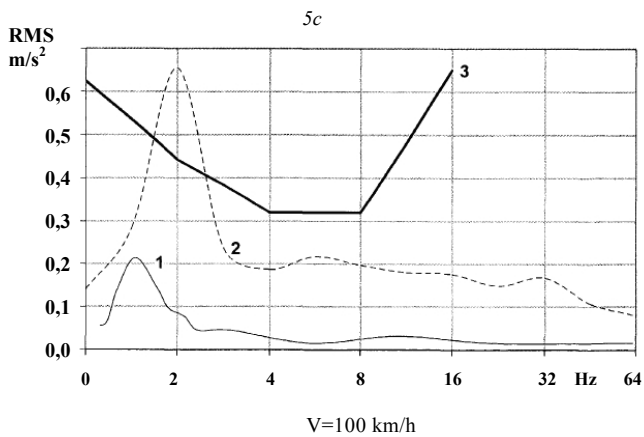
RMS  
m/s<sup>2</sup>



Rys. 4. Wykresy porównawcze przyspieszeń skutecznych RMS w zależności od prędkości jazdy 1- przyspieszenia mierzone na podłodze kabiny, 2- przyspieszenia mierzone na siedzisku typowym, 3- przyspieszenia mierzone na siedzisku aktywnym

Na rys.5 pokazano wykresy porównawcze przyspieszeń skutecznych (RMS) drgań pionowych w zależności od częstotliwości oraz granicę zdolności do pracy maszynisty pojazdu szynowego.





Rys.5. Wykresy porównawcze przyspieszeń skutecznych (RMS) w zależności od częstotliwości drgań dla różnych prędkości jazdy  
1- siedzisko aktywne, 2- siedzisko typowe, 3- granica zdolności do pracy [3]

Z analizy zarejestrowanych sygnałów wynika, że w przypadku siedziska doświadczalnego granica zdolności do pracy nie została przekroczona w rozpatrywanym obszarze częstotliwości i prędkości jazdy. W przypadku siedziska typowego, przy częstotliwości drgań własnych około 2,14 Hz i prędkości jazdy 60 km/h występuje charakterystyczny pik rezonansowy, przekraczający o 44% granicę zdolności do pracy maszynisty. Zarejestrowane wzmocnienie rezonansowe pojawia się przy częstotliwości 2,2 Hz, która praktycznie pokrywa się z częstotliwością drgań własnych nadwozia elektrycznego zespołu trakcyjnego,

Przeprowadzone pomiary wskazują jednoznacznie, że stosowanie aktywnego układu wibroizolacji powoduje zauważalne przesunięcie pików rezonansowych w stronę niskich częstotliwości występujących przy małych prędkościach jazdy. Doświadczalne siedzisko maszynisty w sposób zadowalający izoluje drgania i zapewnia komfort pracy przy częstotliwościach wyższych niż 0,7 Hz.

#### 4. Wnioski

Otrzymane wyniki pomiarów są bardzo obiecujące. Skonstruowane aktywne siedzisko zdecydowanie poprawia komfort pracy maszynisty pojazdu szynowego. Przy częstotliwości wymuszeń działających w kierunku pionowym równej 2 Hz przyspieszenia skuteczne zarejestrowane na tym siedzisku, mierzone w skali logarytmicznej, są o 12,8 dB mniejsze niż na typowym siedzisku pasywnym. Zaś przy częstotliwościach wymuszeń równych 1,3 Hz różnica pomiędzy badanymi siedziskami sięga 11,05 dB, co oznacza, że przyspieszenia skuteczne zarejestrowane na siedzisku aktywnym są 2,5 razy mniejsze niż na siedzisku typowym.

Rezultaty przeprowadzonych badań eksperymentalnych będą wykorzystane w procesie budowy sformalizowanych reguł optymalnego sterowania aktywnym siedziskiem maszynisty.

#### Literatura

- [1] Norma ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock. Evaluation of human exposure to whole - body vibration. Part 1: General Requirements. Second edition 1997-05-01.
- [2] Polska Norma PN-91/S-04100. Drgania. Metody badań i oceny drgań mechanicznych na stanowiskach pracy w pojazdach.
- [3] ГОСТ 12.1.012.90. Вибрационная безопасность. Общие требования. М.: Издательство стандартов, 1990.
- [4] Hyuk Kim, Yong-San Yoon. :Semi-Active Suspension with Preview Using a Frequency-Shaped Performance Index. Veh. Syst. Dyn, 24 (1995).
- [5] Савелев Ю.Ф. Кресло машиниста электровоза с эффективной виброзащитной подвеской. Новые технологии – железнодорожному транспорту. Межвузовский сборник научных трудов. Омский Государственный Университет Путей Сообщения, Омск, 2002.
- [6] Cisowski T.: Optymalne sterowanie układów wibroizolacji pojazdów szynowych w obecności zakłóceń nieokreślonych. Pojazdy Szynowe Nr 4/2005.
- [7] Cisowski T.: Efektywny wibroizolator siedziska maszynisty. Pojazdy Szynowe Nr 1/2007.