

BEDNARZ Jarosław<sup>1</sup>  
TARGOSZ Jan<sup>2</sup>

## **EKSPERYMENTALNA ANALIZA MOŻLIWOŚCI ZASTOSOWANIA UKŁADÓW SPRĘŻYSTYCH W WIBROIZOLACJI TOROWISK**

*Eksperymentalna analiza możliwości zastosowania układów sprężystych jest złożona i składa się z następujących elementów: eksperymentalne badania elementów sprężystych, modelowaniu dynamiki torowiska z uwzględnieniem przyjętych do wibroizolacji elementów sprężystych, eksperymentalnym badaniu na stanowisku doświadczalnym a następnie eksperymentalnym badaniu w rzeczywistych warunkach skuteczności zastosowanej wibroizolacji torowisk oraz rozprzestrzenianiu się drgań w środowisku. Pracę wykonano w ramach projektu badawczego 4875/B/TO2/2010/38.*

## **EXPERIMENTAL ANALYSIS OF SPRINGY ELEMENTS APPLICATION IN VIBRATION ISOLATION OF RAILWAY SUBGRADES**

*Experimental analysis of the applicability of elastic systems is complex and consists of the following elements: an experimental study of elastic elements, modeling the dynamics of track including the elastic elements taken into vibration isolation, an experimental study on the experimental position and then an experimental study in real conditions of vibration isolation efficiency of railway subgrades and propagation of vibrations waves in the environment. The work was carried out in a research project 4875/B/TO2/2010/38.*

### **1. WSTĘP**

Problem zastosowania układów sprężystych w wibroizolacji to zagadnienie złożone dotyczące zarówno własności fizyko-mechanicznych elementów stosowanych w układach wibroizolacji (sprężyny, elastomery) jak również modelowania dynamiki torowiska wraz z pojazdem oraz problemu rozchodzenia się oddziaływań dynamicznych w środowisku [2]. W pracy przedstawiono metodykę prowadzenia badań własności fizyko-mechanicznych, zarys modelowania i badania rozchodzenia się drgań w środowisku.

---

<sup>1</sup> Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Katedra Robotyki i Mechatroniki, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, tel.: +4812 617-35-11, faks: +4812 634-35-05, e-mail: bednarz@agh.edu.pl

<sup>2</sup> Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Katedra Robotyki i Mechatroniki, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków, tel.: +4812 617-36-75, faks: +4812 634-35-05, e-mail: jantargosz@interia.pl

## 2. BADANIA WŁASNOŚCI FIZYKO-MECHANICZNYCH ELEMENTÓW SPRĘŻYSTYCH

Badania własności fizyko-mechanicznych elementów stosowanych do układów wibroizolacji torowisk powinny być realizowane dwustopniowo. W pierwszym etapie prowadzi się badania laboratoryjne na próbkach materiałów w następującym zakresie:

- pomiar twardości Shore'a,
- wyznaczenie gęstości pozornej,
- wyznaczenie statycznego modułu Younga,
- wyznaczenie dynamicznego modułu Younga,
- współczynnika sztywności statycznej,
- współczynnika sztywności dynamicznej,
- wyznaczenie współczynnika tłumienia,
- wyznaczenie współczynnika relaksacji względnej,
- mrozoodporności,
- chłonność wilgotnościowa - higroskopijność.

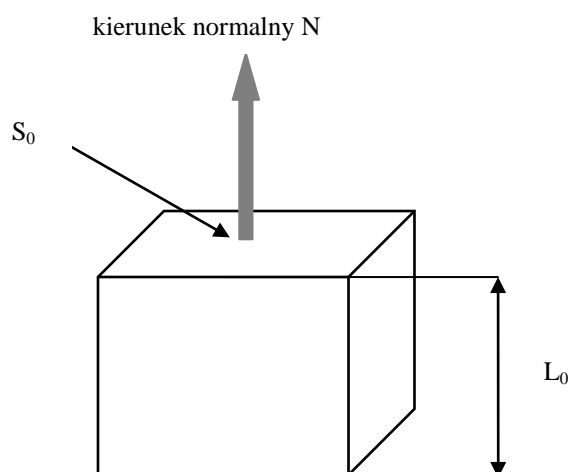
Po zakończeniu badań laboratoryjnych kolejnym etapem są badania prowadzone na stanowisku doświadczalnym odwzorowującym rzeczywisty układ wibroizolacji torowiska.

Zasadnicze badania laboratoryjne próbek elastomerowych wykonuje się przy użyciu maszyny wytrzymałościowej statyczno-dynamicznej (Rys. 1). Maszyna musi umożliwić wykonanie zarówno badań w warunkach quasi statycznych obciążeń przy skoku tłoka  $\pm 50$  [mm] i maksymalnej sile 100 [kN], jak i szybkozmiennych obciążeń dynamicznych o częstotliwościach do 100 [Hz].



Rys.1. Maszyna wytrzymałościowa statyczno-dynamiczna.

Badania próbek elementów elastomerowych i sprężyn stalowych wykonuje się w zakresie ściskania, w cyklach z obciążeniem i z odciążeniem z wykorzystaniem przegubu kulistego w celu wyeliminowania ewentualnych nierównoległości powierzchni próbek i uzyskania równomiernego pola naprężeń w badanych próbkach. W trakcie prób dokonuje się rejestracji przebiegu ustabilizowanej pętli histerezy pracy mechanicznej, z której wyznaczono w sposób zgodny z normami wartości modułu  $E$  z fragmentu pętli histerezy odpowiadającego obciążeniu próbki siłą ściskającą oraz tłumienności gum z obu fragmentów pętli: obciążenia i odciążenia. W niektórych przypadkach zachodziła konieczność graficznego uśrednienia przebiegu zbrocza narastającego przy wyznaczaniu modułu  $E$  wobec wystąpienia niewielkich nieliniowości na obu końcach pętli histerezy. Uzyskane wyniki badań własności mechanicznych elementów gumowych mogą stanowić podstawę do projektowania oraz technologii wytwarzania elementów wibro- i dźwiękoizolujących. Do badań używa się zarówno próbek elastomerowych jak i sprężyn stalowych, których gabaryty i sposób obciążania przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Orientacja kierunku normalnego w trakcie prowadzonych badań

Następnie wyznacza się tzw. gęstość pozorną, dzieląc masę każdej z próbek przez jej objętość. Gęstości badanej próbki zmieniają się w zależności od typu badanej próbki.

Kolejnym etapem jest wyznaczenie za pomocą twardościomierza typu Short Hardnest H12720 twardości wg skali Shore'a w zakresie 0-140<sup>0</sup> na kierunku normalnym  $N$ . W celu uniknięcia błędów pomiar ten był wykonany wielokrotnie dla każdej z próbek. Kolejnym krokiem jest przeprowadzenie badań statycznego i dynamicznego modułu Younga. Statyczny moduł Younga ( $E_{stat}$ ) wyznaczano jako sieczną pętli histerezy obciążenia – odciążenia. W kolejnym etapie przeprowadzono wyznaczenie zastępczego współczynnika sprężystości, który o wyznaczone moduły Younga można wyliczyć z zależności:

$$k_z = \frac{EF}{L_0} \quad (1)$$

gdzie:  $E$  – wyznaczony moduł Younga ( statyczny lub dynamiczny), [MPa],  
 $F$  – pole powierzchni próbki ( $F = 1,76 \cdot 10^{-3} [\text{m}^2]$ ),  
 $L_0$  – wysokość próbki ( $L_0 = 0,006$  [m]).

Następnie wyznacza się zastępczy współczynnik tłumienia wiskotycznego, przyrównując pracę tłumienia elementu sprężystego (tj. pole pętli histerezy otrzymanej doświadczalnie), do pracy tłumienia teoretycznego liniowego układu mechanicznego. Zależność między pracą tłumienia  $L$  a siłą tłumienia można wyrazić :

$$dL = F_t dx \quad (2)$$

Podstawiając wartość siły tłumienia przy założeniu, że tłumienie ma charakter wiskotyczny otrzymujemy wyrażenie:

$$dL = cA\omega \cos\omega t dx \quad (3)$$

które po scałkowaniu za jeden okres przyjmuje postać:

$$L = cA^2\omega \int_0^{2\pi} \cos^2\omega t dt = cA^2\omega\pi \quad (4)$$

Jeżeli za  $L$  podstawić pracę rzeczywistą tłumienia wyrażoną przez powierzchnię pola histerezy, wówczas wartość zastępczego współczynnika tłumienia wiskotycznego:

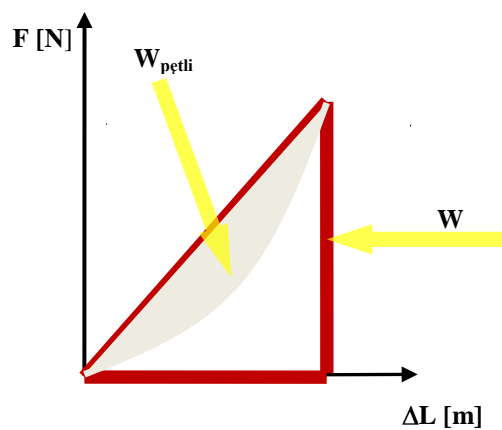
$$c_z = \frac{W_{p\acute{e}tli}}{A^2\omega\pi\alpha} \quad (5)$$

gdzie:  $A$  - amplituda drgań wyrażona w [m],  
 $W_{p\acute{e}tli}$  - powierzchnia pętli histerezy wyrażona w [Nm],  
 $\omega$  - częstość drgań wyrażona w [ $\text{s}^{-1}$ ],  
 $\alpha$  - powiększenie skali odkształceń.

Jak widać, współczynnik zastępczy zależy od amplitudy drgań i częstości dla których jest obliczany. Podstawiając dane do powyższego wyrażenia otrzymujemy wartość współczynnika tłumienia  $c_z$ . Jest to iloraz energii rozproszonej podczas jednego okresu drgań  $W_{p\acute{e}tli}$  do maksymalnej energii potencjalnej w tym okresie:

$$\psi = \frac{W_{p\acute{e}tli}}{W} \quad (6)$$

Zależność między siłą i przemieszczeniem tworzy w przypadku ustalonych drgań okresowych pętla histerezy (Rys.3). Pole przedstawia energię rozproszoną  $W_{p\acute{e}tli}$ , natomiast pole pod krzywą określającą odwracalny proces drgań układu (bez rozproszenia energii) przedstawia maksymalną potencjalną energię układu  $W$ .



Rys.3. Pętla histerezy - zależność między siłą i przemieszczeniem.

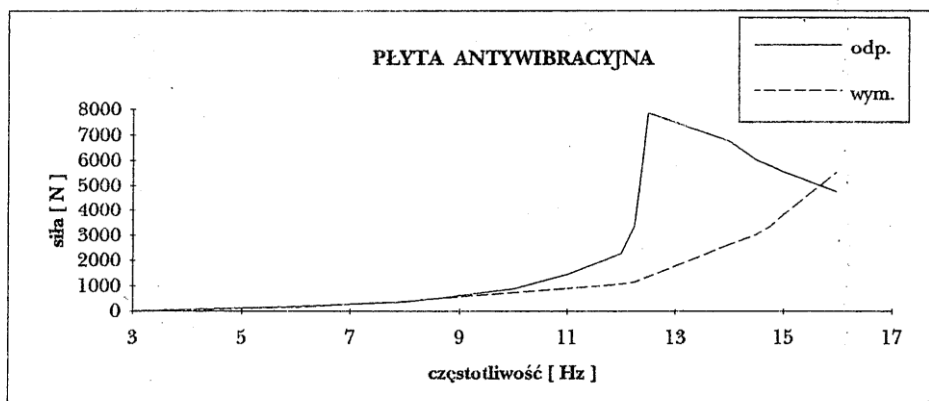
W drugim etapie badania należy realizować na stanowisku do badania wibroizolatorów (Rys. 4), które umożliwia badania dynamiczne elementów układu wibroizolacji (sprężyn, elastomerów) o wielkościach geometrycznych prawie identycznych z wymiarami rzeczywistymi.



Rys. 4. Stanowisko do badań wibroizolatorów.

Stanowisko zezwala na płynną regulację prędkości obrotowej w zakresie 120 – 3000 [obr./min], co odpowiada częstotliwości 2 – 50 [Hz]. Regulowany mimośród wałów wibratora bezwładnościowego pozwala na regulację siły wymuszającej do 12000 [N]. Na stanowisku tym można wyznaczyć sztywność statyczną  $K_s$ , sztywność dynamiczną  $K_d$  oraz współczynnik strat  $\delta$  jako miary tłumienia. Dla przykładu na rysunku 5 przedstawiono

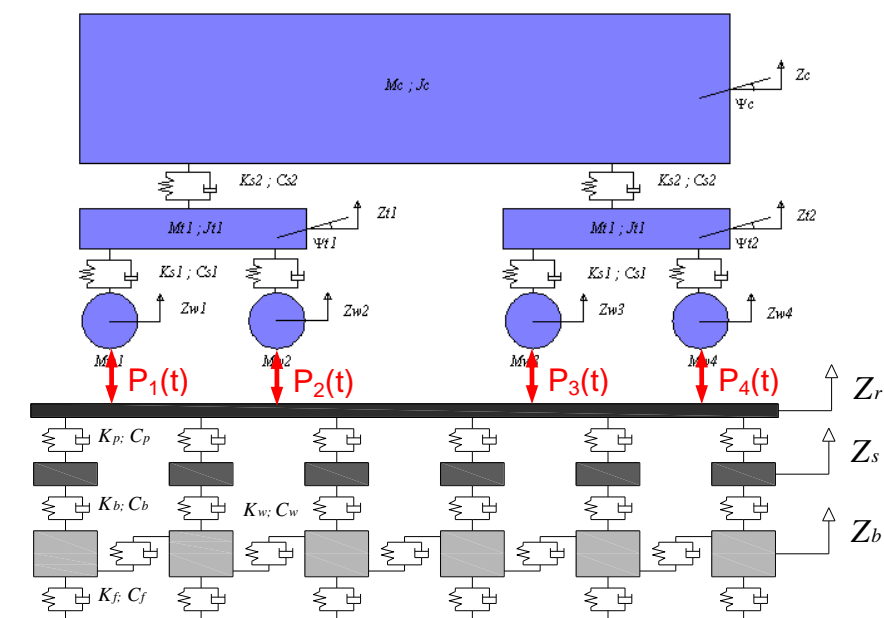
zależność siły przekazywanej na otoczenie w funkcji częstotliwości wymuszenia dla jednego z wybranych elastomerów.



Rys. 5. Zależność siły przekazywanej do otoczenia w funkcji częstotliwości wymuszenia.

### 3. MODELOWANIE DYNAMIKI TOROWISKA WRAZ Z POJAZDEM

Modelowanie pojazdu kolejowego jest kluczowym zagadnieniem dla określenia sposobu obciążenia modelu i wymaga osobnych analiz pozwalających prawidłowo określić widmo takiego wymuszenia. Głównym źródłem drgań generowanych przez przejeżdżający skład kolejowy są nierówności toru wynikające z ich zużycia. Przyjęto uproszczony sposób obciążenia toru, zakładając że docelowo zostanie zastosowany model opisany w [3]. Metodyka ta polega na opracowanie modelu pociągu opartego na analizie sił oddziaływania pociąg-szlina w 2D (Rys. 6), co sprowadza się do wyznaczenia sił kontaktu koło-szlina. W takim podejściu pociąg jest modelowany jako system mas skupionych uwzględniających stopnie swobody pudła, wózków oraz kół, a usprężynowanie pierwszego i drugiego stopnia jest zamodelowane za pomocą układu sprężyna-tłumik. Poszczególne elementy zostały uwzględnione za pomocą trzystopniowego układu sprężyna-tłumik. Model szyny przyjęto jako belkę Bernoulli'ego. Pierwszy stopień elastyczności ( $K_p$ ,  $C_p$ ) symuluje pracę elementów mocujących szynę i jest połączony z masą  $M_s$  reprezentującą charakterystykę dynamiczną podkładów kolejowych. Podsypka jest modelowana z użyciem masy  $M_b$ . Oddziaływanie mas  $M_s$  i  $M_b$  jest odwzorowane za pomocą drugiego stopnia elastyczności ( $K_b$ ,  $C_b$ ). Zachowanie się gruntu zostało uwzględnione w trzecim stopniu sprężystości ( $K_f$ ,  $C_f$ ). Dodatkowo za pomocą połączenia elastycznego ( $K_w$ ,  $C_w$ ) odwzorowano zjawisko ścinanie w podsypce.



Rys. 6. Model 2D oddziaływania pociąg-struktura kolejowa.

Odształcenie pionowe szyny uzyskuje się z równania wynikającego z podejścia modalnego do wyznaczania równowagi szyny:

$$Z_r(x, t) = \sum_{k=1}^N Y_k(x) \cdot q_k(t) \tag{7}$$

gdzie:  $Y_k(x)$  jest funkcją postaci modalnej szyny związaną z k-tą postacią modalną belki,  
 -  $q_k(t)$  jest k-tą współrzędną modalną,  
 -  $N$  jest liczbą postaci modalnych rozważanych dla danej belki.

Siły kontaktu koło-szyna są obliczone z uwzględnieniem teorii Hertz'a. Siła kontaktu w odniesieniu do i-tego koła jest wyznaczana z zależności:

$$P_{wr}(t) = C_H \cdot \{Z_w(t) - Z_r(x, t) - Z_0(Vt)\}^{3/2} \tag{8}$$

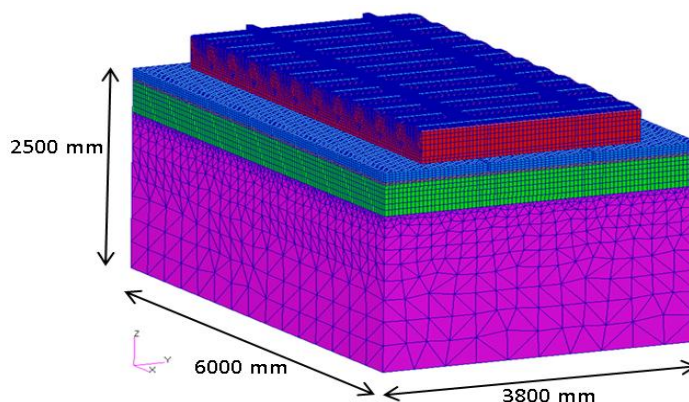
gdzie:  $C_H$  - współczynnik Hertz'a kontaktu koło-szyna,  
 $Z_0(Vt)$  - funkcja wyrażająca nierówności toru poprzez zadaną prędkość pociągu

Wyrażenie  $Z_w(t) - Z_r(x, t) - Z_0(Vt)$  określa chwilowe przemieszczenie pionowe punktu kontaktu koło-szyna. Sprzężenie równań dynamicznych pociągu oraz infrastruktury kolejowej w jedno równanie prowadzi do uzyskania wzoru na globalną równowagę układu pociąg-infrastruktura:

$$\underline{\underline{M}} \cdot \underline{\underline{Z}} + \underline{\underline{C}} \cdot \underline{\underline{Z}} + \underline{\underline{K}} \cdot \underline{\underline{Z}} = \underline{F}(t, Z_w, Z_r, Z_0) \quad (9)$$

Gdzie:  $\underline{\underline{Z}}, \underline{\underline{Z}}, \underline{\underline{Z}}$  - wektory ogólne przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia,  
 $\underline{F}$  - wektor sił zewnętrznych,  
 $\underline{\underline{M}}, \underline{\underline{K}}, \underline{\underline{C}}$  - macierze masy sztywności i tłumienia.

Odpowiedź układu infrastruktura-gleba jest obliczona przez niejawną całkowanie krok po kroku równania (9). Profil pionowych nierówności uwzględniony w równaniu (8) jest wygenerowany za pomocą metody Monte-Carlo i może zostać opisany jako proces stacjonarny ergodyczny. Tak opracowany model może stanowić podstawę w projekcie dotyczącym wibroizolacji podtorzy szynowych, a celem którego będzie zweryfikowanie wpływu płyt gumowych stanowiących element wibroizolacji konstrukcji budowlanej podtorza linii torowej, mogącej znajdować się w bezpośrednim sąsiedztwie wielu konstrukcji nad- i podziemnych na ograniczenie drgań przekazywanych do otoczenia, czyli określenie tzw. skuteczności wibroizolacji. Przykładowy model elementów skończonych wibroizolowanego torowiska przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7. Model elementów skończonych struktury pojazd - wibroizolowane torowisko

Na podstawie tego typu modelu można dopiero przeprowadzić symulację rozprzestrzeniania się drgań do otoczenia, którą należy zweryfikować na rzeczywistym obiekcie.

#### 4. BADANIA SKUTECZNOŚCI WIBROIZOLACJI TOROWISK

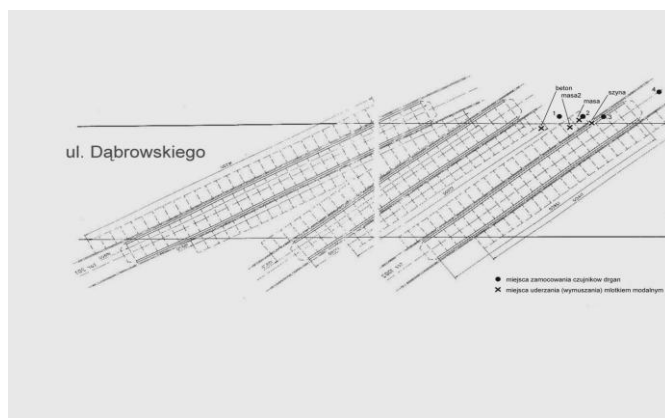
Przeprowadzone badania doświadczalne na prototypowym wibroizolowanym przejeździe kolejowo – samochodowym potwierdziły przypuszczenia, że oddziaływania dynamiczne przekazywane od pojazdów samochodowych jak również kolejowych, zostaną znacznie ograniczone. Pomiary drgań przeprowadzono na przejeździe kolejowym które polegały na rejestracji przebiegów czasowych przyspieszenia drgań z wykorzystaniem 5 czujników 3-osiowych rozmieszczonych na przejeździe. Rejestracja prowadzona była z



wykorzystaniem wielokanałowego rejestratora TEAC GX-1. Zarejestrowano kilka przebiegów z czego wybrano dwa:

- przejazd samochodu osobowego z prędkością 70 [km/h],
- przejazd dźwigu o nacisku około 4.5 tony/koło z prędkością 40 [km/h]

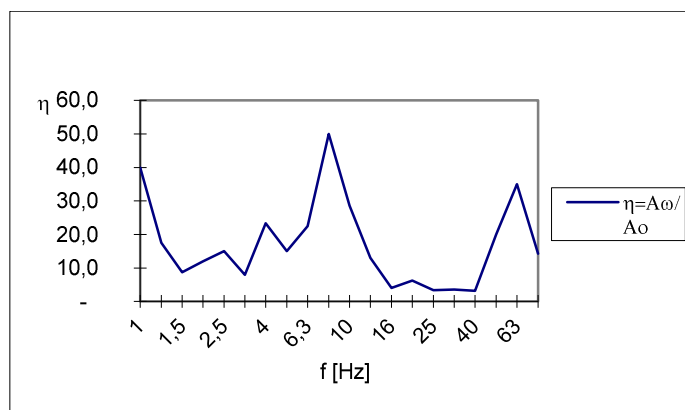
.W obydwóch przypadkach przejazd odbywał się stroną po której rozmieszczone były czujniki. Miejsce położenia czujników i przyjętych kierunków pomiaru przedstawiono na rysunku 8.



czujnik 1 – krawężnik w środku torowiska  
 czujnik 2 – na szynie  
 czujnik 3 – na masie  
 czujnik 4 – na podkładzie  
 czujnik 5 – krawężnik zewnętrzny  
 kierunek X – prostopadle do osi drogi  
 kierunek Y – wzdłuż drogi  
 kierunek Z – pionowo

Rys.8. Miejsca mocowania czujników

Wyniki badań na rzeczywistym przedstawiono na rysunku 9 w postaci charakterystyki przenoszenia  $\eta$  tzn. ilorazu amplitudy przyspieszeń płyty jezdnej przejazdu wywołanych ruchem pojazdu  $A_\omega$  (pomiar na płycie betonowej), do amplitudy przyspieszeń przekazywanych na podłoże  $A_0$  (pomiar na podkładzie torowym).



Rys.9. Skuteczność zastosowania wibroizolacji przejazdu kolejowo -samochodowego.

Analizując przebieg współczynnika przenoszenia w funkcji częstotliwości, wyraźnie widać, że jest on w całym zakresie częstotliwości znacznie większy od jedności. Przy częstotliwościach  $f_1 = 10$  [Hz] i  $f_2 = 80$  [Hz] wartość współczynnika  $\eta$  zawiera się w przedziale od 40 do 50. Oznacza to, że wielokrotnie zredukowane zostało oddziaływanie dynamiczne na podłoże od sił dynamicznych wywołanych ruchem pojazdu samochodowego po wibroizolowanym przejeździe kolejowo-samochodowym.

## 5. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonego rozumowania wynika jasno, że eksperymentalna analiza możliwości zastosowania układów sprężystych jest złożona i składa się z następujących elementów:

- eksperymentalne badania elementów sprężystych,
- modelowanie dynamiki torowiska z uwzględnieniem przyjętych do wibroizolacji elementów sprężystych,
- eksperymentalnym badaniu elementów sprężystych na stanowisku doświadczalnym,
- eksperymentalnym badaniu w rzeczywistych warunkach skuteczności zastosowanej wibroizolacji torowisk oraz rozprzestrzenianiu się drgań w środowisku [1].

Dobór wibroizolacji dla złożonych dynamicznie obiektów winien być realizowany przez doświadczony zespół, posiadający potwierdzone wdrożenia układów wibroizolacji w danym zakresie obiektów dynamicznych. Mało przekonującym jest dobór materiałów wibroizolacyjnych na podstawie danych zamieszczonych w katalogach firmowych, które w większości nie podają w jakich warunkach przeprowadzono badania eksperymentalne.

## 6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Bednarz J., Targosz J.: *Finite elements method in analysis of propagation of vibrations wave in the soil*, Warsaw, Journal of KONES Powertrain and Transport, 2011.
- [2] Goliński J.: *Wibroizolacja maszyn i urządzeń*, Warszawa, WNT 1979.
- [3] Sato. Y., Odaka. T., Takai. H. : *Theoretical analysis on vibration of ballasted track – Railway*, Technical Research Report No. 1347, 1987.