

Eliminacja drgań przy wykorzystaniu dynamicznego tłumika drgań z inerterem o zmiennej inertancji

Przemysław Perlikowski Katedra Dynamiki Maszyn Politechnika Łódzka

23.06.2017 IPPT PAN Warszawa



Division of Dynamics

Współautorzy

Piotr Brzeski, Mateusz Lazarek, Tomasz Kapitaniak

Katedra Dynamiki Maszyn, Politechnika Łódzka



Division of Dynamics

Journal of Sound and Vibration 349 (2015) 56-66



ABSTRACT



Novel type of tuned mass damper with inerter which enables () CrossMark changes of inertance

P. Brzeski, T. Kapitaniak, P. Perlikowski*

Division of Dynamics, Lodz University of Technology, Stefanowskiego 1/15, 90-924 Lodz, Poland

ARTICLE INFO

Article history. Received 12 August 2014 Received in revised form 13 February 2015 Accepted 16 March 2015 Handling Editor: D.J. Wagg Available online 11 April 2015 In this paper we propose the novel type of tuned mass damper and investigate its properties. Characteristic feature of the device is that it contains a special type of inerter equipped with a continuously variable transmission and gear-ratio control system which enables stepless and accurate changes of inertance. We examine the damping properties of the proposed tuned mass damper with respect to one-degree-of-freedom harmonically forced oscillator. To prove the potential of introduced device we test its four different embodiments characterized by four different sets of parameters. We generalize our investigation and show that proposed device has broad spectrum of applications, we consider three different stiffness characteristics of damped structure i.e. linear, softening and hardening. We use the frequency response curves to present how considered devices influence the dynamics of analyzed systems and demonstrate their capabilities. Moreover we check how small perturbations introduced to the system by parametric and additive noise influence system's dynamics. Numerical results show excellent level of vibration reduction in an extremely wide range of forcing frequencies

© 2015 Elsevier Ltd. All rights reserved.



Experimental study of the novel tuned mass damper with inerter which enables changes of inertance



P. Brzeski, M. Lazarek, P. Perlikowski*

Division of Dynamics, Lodz University of Technology, Stefanowskiego 1/15, 90-924 Lodz, Poland

ARTICLE INFO

Received 2 January 2017

Received in revised form

Handling Editor: D.J Wagg

Experimental investigation

Accepted 18 May 2017

Tuned mass damper

Article history

29 April 2017

Keywords.

Inerter

Damping

Prototype

ABSTRACT

In this paper we present the experimental verification of the novel tuned mass damper which enables changes of inertance. Characteristic feature of the proposed device is the presence of special type of inerter. This inerter incorporates a continuously variable transmission that enables stepless changes of inertance. Thus, it enables to adjust the parameters of the damping device to the current forcing characteristic. In the paper we present and describe the experimental rig that consists of the massive main oscillator Available online 25 May 2017 forced kinematically and the prototype of the investigated damper. We perform a series of dedicated experiments to characterize the device and asses its damping efficiency, Moreover, we perform numerical simulations using the simple mathematical model of investigated system. Comparing the numerical results and the experimental data we legitimize the model and demonstrate the capabilities of the investigated tuned mass damper. Presented results prove that the concept of the novel type of tuned mass damper can be realized and enable to confirm its main advantages. Investigated prototype device offers excellent damping efficiency in a wide range of forcing frequencies.

© 2017 Elsevier Ltd. All rights reserved

Nonlinear Dynamics

April 2017, Volume 88, <u>Issue 2</u>, pp 1027–1041

Effects of play and inerter nonlinearities on the performance of tuned mass damper

Authors and affiliations

Authors

P. Brzeski, P. Perlikowski

Open Access Original Paper

First Online: 24 December 2016 DOI: 10.1007/s11071-016-3292-1

Cite this article as: Brzeski, P. & Perlikowski, P. Nonlinear Dvn (2017) 88: 1027. doi:10.1007/s11071-016-3292-1



Design and identification of parameters of tuned mass damper with inerter which enables changes of inertance

M. Lazarek, P. Brzeski^{*}, P. Perlikowski^{*}

Division of Dynamics, Lodz University of Technology, Stefanowskiego 1/15, 90-924 Lodz, Poland

Abstract

In this paper we show the design of a novel tuned mass damper with inerter that enables changes of inertance. We present in detail the experimental rig that is used to test the prototype device and provide technical documentation of its crucial elements. The mathematical model of the system is derived based on the Lagrange equations of second type. We identify the system's parameters (masses, stiffnesses of springs and damping coefficients). We pay special attention to identification of the energy dissipation that occurs via viscous damping and dry friction. We use a two step procedure to find the proper values of damping coefficients with high precision. To validate the model we compare the numerical and experimental time traces which prove good matching of results.

Urządzenie do tłumienia drgań, patent Nr. 226532



Division of Dynamics

Wstęp

- Dynamiczny Tłumik Drgań (DTD)
 - Liniowy DTD
 - Nieliniowy DTD
 - Wiele DTD
 - DTD ze zmiennymi parametrami
- DTD pasywne
- DTD semiaktywne
- DTD aktywne





Division of Dynamics

Wstęp

- Dynamiczny Tłumik Drgań
 - Liniowy DTD
 - Nieliniowy DTD
 - Wiele DTD
 - DTD ze zmiennymi parametrami
- DTD pasywne
- DTD semiaktywne
- DTD aktywne







Division of Dvnamics





DTD wg. patentu

Częstość drgań własnych DTD

$$\omega(m, k, c_T, I) = \sqrt{\frac{k}{m+I} - \frac{c_T^2}{4(m+I)^2}}$$

Tłumienie c_T odpowiada tłumieniu wiskotycznemu oraz oporom tarcia – jest to wartość mała i może być pominięta:

$$\omega(m,k,I) = \sqrt{\frac{k}{m+I}}$$



Model układu składa się z: ruchoma masa DTD (A) która jest połączona przez sprężynę (B), inerter (C) oraz tłumik (D) do płyty (E) która umożliwia zamocowanie DTD do układu którego drgania chcemy tłumić.



Division of Dynamics

Wyniki numeryczne



Model matematyczny

Wymiarowe równanie ruchu:

$$\begin{split} M\ddot{x} + k_{1}x + k_{2}x^{3} + c\dot{x} + I(\ddot{x} - \ddot{y}) + k(x - y) + \\ + c_{T}(\dot{x} - \dot{y}) &= F\cos(\omega_{0}t) \end{split}$$

$$m\ddot{y} - I(\ddot{x} - \ddot{y}) - k(x - y) - c_T(\dot{x} - \dot{y}) = 0$$

Bezwymiarowe równanie ruchu:

$$\ddot{x}' + x' + k_{2D} {x'}^3 + c_D \dot{x}' + I_D (\ddot{x}' - \ddot{y}') + k_D (x' - y') + c_{TD} (\dot{x}' - \dot{y}') = F_D \cos(\omega' t)$$

$$\ddot{y}' - I_D(\ddot{x}' - \ddot{y}') - k_D(x' - y') - c_{TD}(\dot{x}' - \dot{y}') = 0$$

gdzie: $c_D = 0.08$, $F_D = 0.008$ oraz trzy wartości sztywności k_{2D} : $k_{2D} = 0$, $k_{2D} = -30$ i $k_{2D} = 60$. Inertancja I_D zależy od częstości wymuszenia harmonicznego ω . Dla ułatwienia, w równaniach bezwymiarowych pominęliśmy primy.





Wyniki numeryczne

Table 1

Sets of parameters that characterize four considered TMD embodiments and line types used to demonstrate their attributes. CD stands for critical damping.

No.	Parameters			Dimensionless parameters					Line type	
	<i>c_T</i> (N s/m)	<i>m</i> (kg)	<i>k</i> (N/m)	I (kg)	c _{TD}	m _D	k _D	I _D	ω _{TMD}	
I	30.98	10	9600	(10,150)	0.02 (5% of CD)	0.1	0.4	(0.1, 1.5)	$\langle 0.5, \sqrt{2} \rangle$	
II	6.197	10	9600	$\langle 10, 150 \rangle$	0.004 (1% of CD)	0.1	0.4	$\langle 0.1, 1.5 \rangle$	$\langle 0.5, \sqrt{2} \rangle$	
III	53.66	20	14400	$\langle 10, 220 \rangle$	0.03464 (5% of CD)	0.2	0.6	$\langle 0.1, 2.2 \rangle$	$\langle 0.5, \sqrt{2} \rangle$	
IV	10.73	20	14 400	$\langle 10, 220 \rangle$	0.006928 (1% of CD)	0.2	0.6	$\langle 0.1, 2.2 \rangle$	$\langle 0.5, \sqrt{2} \rangle$	



Division of Dynamics

Wykres amplitudowo-częstotliwościowy dla $k_{2D} = 0$



Panel (a) pokazuje wyniki uzyskane dla II zestawu parametrów DTD. Na panelu (b) pokazano porównanie wykresów dla wszystkich 4 zestawów parametrów DTD.

C _{TD}	m _D	
0.02 (5% of CD)	0.1	
0.004 (1% of CD) 0.03464 (5% of CD)	0.1	
0.006928 (1% of CD)	0.2	



Division of Dynamics

Wykres amplitudowo-częstotliwościowy dla $k_{2D} = -30$



Panel (a) pokazuje wyniki uzyskane dla II zestawu parametrów DTD. Na panelu (b) pokazano porównanie wykresów dla wszystkich 4 zestawów parametrów DTD.

c _{ID}	m _D	
0.02 (5% of CD)	0.1	
0.004 (1% of CD) 0.03464 (5% of CD)	0.1 0.2	
0.006928 (1% of CD)	0.2	



Division of Dynamics

Wykres amplitudowo-częstotliwościowy dla $k_{2D} = 60$



Panel (a) pokazuje wyniki uzyskane dla II zestawu parametrów DTD. Na panelu (b) pokazano porównanie wykresów dla wszystkich 4 zestawów parametrów DTD.

c _{ID}	m _D	
0.02 (5% of CD) 0.004 (1% of CD) 0.03464 (5% of CD) 0.006928 (1% of CD)	0.1 0.1 0.2	

Line type



Stanowisko doświadczalne





Urządzenie jest wyposażone w korpus 1 złożony z płyt górnej (1-p4) i dolnej (1-p3) usytuowanych poziomo, równolegle względem siebie i połączonych ze sobą dwoma płytami usytuowanymi pionowo (1-p1, 1-p2) także równolegle względem siebie. Do płyty górnej, od góry, jest przymocowany, za pomocą uchwytów, jeden koniec walcowej sprężyny 2, na której drugim końcu jest wsparty element bezwładnościowy 3 w postaci usytuowanej poziomo płyty, do której, od dołu, jest przymocowany, umieszczony wewnątrz sprężyny 3, koniec usytuowanej pionowo listwy zębatej 4. Listwa zębata 4 jest zamocowana w tulejach prowadzących 5 osadzonych między pionowymi płytami korpusu 1 i zazębia się z kołem zębatym 6 osadzonym na wale 7, ułożyskowanym w łożyskach 11 umieszczonych w pionowych płytach korpusu 1. Koniec wału 7 koła zębatego 6 jest złączony z przekładnią bezstopniową 8. Wał 7 koła zębatego stanowi wał napędowy tej przekładni. Z przekładnią bezstopniową 8 jest także złączony jeden koniec wału 10, ułożyskowanego w łożyskach umieszczonych w pionowych płytach korpusu 1. Na drugim końcu wału 10 jest osadzone koło zamachowe 9 usytuowane na zewnątrz korpusu 1. Wał 10 koła zamachowego 9 stanowi wał napędzany przekładni 8. Przekładnia bezstopniowa 8 jest umożliwia płynną zmianę jej przełożenia.

Dolną płytę korpusu 1 urządzenia przymocowuje się do konstrukcji, której drgania mają być tłumione.





Lodz University of Technology Division of Dynamics

Stanowisko doświadczalne



Rysunek izometryczny (a) zdjęcie stanowiska (b).

Cześć	Opis
1	Stalowa konstrukcja zewnętrzna
2	System linek usztywniających konstrukcję
3a, 3b	Aluminiowa konstrukcja wewnętrzna
4	Wałek prowadzący
5	Wymuszenie kinematyczne
6	Główna masa (tłumiona)
7	Dodatkowe obciążenie
8	Gryf – dodatkowe obciążenie
9	Sprężyny masy głównej
10	Wariator (CVT)
11	Ruchoma cześć DTD



DTD – dynamiczny tłumik drgań

Cześć	Opis
12	Główny układ rolek prowadzących
13	Boczne rolki prowadzące
14	Sprężyny DTD
15	Płyty montażowe sprężyn
16	Bloki dystansujące sprężyn
17	Śruby napinające sprężyny
18	Listwa zębata



Izometryczny widok DTD.



Division of Dynamics

Inerter



Cześć	Opis
18	Listwa zębata
19	Koło zębate

Widok z góry.



CVT - wariator



Cześć	Opis
19	Koło zębate
20	Wał wejściowy
21	Łożyska w oprawie
22	Podpory łożysk
23	Płyta montażowa CVT
24	Nieruchomy wał wyjściowy
25	Podpory wału
26	Tarcze wariatora (CVT)
27	Pas
28	Sprężyna wariatora
29	Płytka oporowa sprężyny
30	Przekładnia śrubowa
31	Transporter kulowy
32	Tuleja zamknięta
33	Płyta montażowa

Izometryczny widok CVT (wariatora).



Division of Dynamics

Wymuszenie



Izometryczny widok układu wymuszenia.

Cześć	Opis
34	Serwomotor
35	Płyta montażowa serwomotoru
36	Kątownik montażowy
37	Płyta montażowa
38	Sprzęgło kłowe
39	Wał napędowy
40	Łożyska w oprawach
41	Podpory łożysk
42	Tuleja
43	Tarcza wykorbienia
44	Wał korbowy
45	Korba
46	Tłok
47	Wałek prowadzący
48	Łożysko liniowe w oprawie
49	Płyta montażowa łożyska liniowego



Division of Dynamics

Model stanowiska

$$I = \frac{1}{d_p^2} I_1 + \frac{r}{d_p^2} I_2$$
$$c(I) = c_{const} + c_I I$$



 $M\ddot{x} + 7Kx + C\dot{x} + I\left(\ddot{x} - \ddot{y}\right) + k\left(x - y\right) + c(I)\left(\dot{x} - \dot{y}\right) + D\frac{2}{\pi}\arctan\left(10^{5}(\dot{x})\right) + d\frac{2}{\pi}\arctan\left(10^{5}(\dot{x} - \dot{y})\right) = Ka(t),$

$$m\ddot{y} - I(\ddot{x} - \ddot{y}) - k(x - y) - c(I)(\dot{x} - \dot{y}) - d\frac{2}{\pi}\arctan\left(10^{5}(\dot{x} - \dot{y})\right) = 0.$$



Division of Dynamics

Możliwość zmiany parametrów układu

- Masa główna
 - Sztywność
 - Masa
- DTD i Inerter
 - Sztywność
 - Masa
 - Bezwładność koła zamachowego
 - Przełożenie przekładni CVT
- Wymuszenie
 - Częstość
 - Amplituda





Identyfikacja tłumienia masy głównej



y = m $k = c(i) \downarrow j d$ M $x = 6K \leq C D \neq K$ a(t)

Masa oraz sztywność: M = 102.66 [kg] K = 9544 [N/m]

Wartość tłumienia: C = 1.7688 [Ns/m]D = 10.1270 [N]

Drgania swobodne masy głównej.



Identyfikacja tłumienia DTD

$$m\ddot{y} + ky + c\dot{y} + d\frac{2}{\pi}\operatorname{atan}(10^5\dot{x}) = 0$$





Masa oraz sztywność: m = 12.8151 [kg] k = 10985.1 [N/m]

Wartość tłumienia: c = 0.0095 [Ns/m]d = 15.0109 [N]

Drgania swobodne DTD.



Division of Dynamics

Identyfikacja dyssypacji energii w przekładni CVT

Wykorzystaliśmy do obliczenia stałej i zmiennej wartości tłumienia wartości tłumienia dla dwóch różnych inertancji (przełożeń przekładni CVT)

 $c_{const} + c_I I = c(I)$



 $c_{const} + c_I I_a = c_{m1}$ $c_{const} + c_I I_h = c_{m2}$

Wartości wejściowe: c_{m1}, c_{m2} [Ns/m] I_a, I_b [kg]

Parametry identyfikowane: *c_{const}* [Ns/m] c_{I} [Ns/mkg]



Division of Dynamics

Identyfikacja dyssypacji energii w przekładni CVT

$$(m+I)\ddot{y} + ky + c(I)\dot{y} + d\frac{2}{\pi}atan(10^5\dot{x}) = 0$$





Division of Dynamics

Identyfikacja dyssypacji energii w przekładni CVT

$$(m+I)\ddot{y} + ky + c(I)\dot{y} + d\frac{2}{\pi}atan(10^5\dot{x}) = 0$$



Parametry: m = 25.7153 [kg] k = 10985.1 [N/m] d = 15.0109 [N] $I_b = 12.9064$ [kg]

Wartości identyfikowane c_{const} [Ns/m] c_{I} [Ns/mkg]



Identyfikacja dyssypacji energii w przekładni CVT



$$c_{const} + c_I I_a = c_{m1}$$

$$c_{const} + c_I I_b = c_{m2}$$

$$c_{m1} = \frac{28.77}{203} [\text{Ns/m}]$$

 $c_{m2} = \frac{32.7}{203} [\text{Ns/m}]$
 $I_a = 4.7153 [\text{kg}]$
 $I_b = 12.9064 [\text{kg}]$

Wartość tłumienia: d = 15.0109 [N] $c(I) = c_{const} + c_I I$ $c_{const} = 26.51 [Ns/m]$ $c_I = 0.48 [Ns/mkg]$



Division of Dynamics $l_{AC}^{0.15}$ 0.035 (a)(b)Wymuszenie Harmonic Rel Err Harmonic Rel. Error 2ed Harmonic Rel Err 2ed Harmonic 0.03 0.14 4th Harmonic Rel Err 4th Harmonic No approx 0.025 0.13 y 0.02 0.12 0.015 0.11 0.01 0.1 0.005 0.09 0 $\pi/4$ $\pi/2$ $3\pi/4$ $5\pi/4 \ 3\pi/2$ $7\pi/4$ $\pi/4$ $\pi/2 \ 3\pi/4$ $5\pi/4 \ 3\pi/2$ $7\pi/4$ 2π π 0 π 2π α_1 α_1 α_2 Równania opisujące zmianę długości l_{AC} : $l_{AB}\cos(\alpha_1) - l_{BC}\cos(\alpha_2) = 0$ $\Rightarrow l_{AC} i \alpha_2$ α_1 x $l_{AB} \sin(\alpha_1) - l_{BC} \sin(\alpha_2) = l_{AC}$ Przybliżenie długości l_{AC} : $l_{AC} = l_{AB} \sin \alpha_1 + l_{BC} \left(1 - \frac{1}{4} \left(\frac{l_{AB}}{l_{BC}} \right)^2 \left(1 + \cos(2\alpha_1) \right) - \frac{1}{64} \left(\frac{l_{AB}}{l_{BC}} \right)^4 \left(3 + 4\cos(2\alpha_1) + \cos(4\alpha_1) \right) \right)$ Ostatecznie wymuszenie można opisać: $a(t) = l_{AC} - l_{BC}$



Division of Dynamics

Porównanie przebiegów numerycznych i eksperymentalnych



Porównanie przeprowadzono dla s = 250 [rpm] i dwóch wartości inertancji: $I_1 = 6.36 \text{ [kg]}$ (a) i $I_2 = 12.9 \text{ [kg]}$ (b).



Division of Dynamics

Wyniki eksperymentalne





Wykresy amplitudowo-częstotliwościowe dla 6 wartości przełożenia przekładni CVT. Powyżej wykresy podana jest wartość inertancji. Linie ciągłe uzyskano z modelu matematycznego, a kropki odpowiadają wartością pomierzonym.



Division of Dynamics

Wyniki



Wykresy amplitudowoczęstotliwościowe pokazujące redukcję amplitudy drgań DTD. Symulacja numeryczna (a); Badania eksperymentalne (b); Porównanie wyników z i bez DTD (c,d).



Division of Dynamics

Wyniki



Rozszerzenie zakresu efektywnego tłumienia może być uzyskane poprzez rozszerzenie zakresu przekładni CVT o 31%. Czarne linie zostały uzyskane numeryczne dla kolejnych wartości I. Czerwona lina odpowiada amplitudzie przy załączonym DTD. Zakreskowany obszar pokazuje zakres w którym przy obecnym zakresie przełożeń nie daje optymalnej redukcji drgań.



Filmy prezentujący działanie stanowiska:

<u>Pierwszy</u>

<u>Drugi</u>

Artykuły są dostępne na stronie: <u>http://perlikowski.kdm.p.lodz.pl</u>



Wnioski

- Został zaprezentowany nowy dynamiczny tłumik drgań z inerterem o zmiennej bezstopniowo inertancji
- W badaniach numerycznych dla wszystkich wybranych wartości parametrów następuje znacząca redukcja amplitudy
- Zbudowano prototyp urządzenia uzyskując potwierdzenie analizy teoretycznej.



Division of Dynamics

Bardzo dziękuję za uwagę

Wniosek był finansowany w ramach projektu MNiSW Iuventus Plus nr 0352/IP2/2015/73 oraz NCN OPUS No. 2015/17/B/ST8/03325

Dziękujemy za cenną pomoc: Prof. E. Pavlovskaii (Univ. of Aberdeen), Prof. M. Wiercigrochowi (Univ. of Aberdeen) oraz dr hab. inż. Jerzemu Wojewodzie (PŁ).