

dr inż. Piotr Kowalski¹⁾
 ORCID: 0000-0003-4066-9967
 mgr inż. Adrian Alikowski^{1)*}
 ORCID: 0000-0003-1147-2516
 dr inż. Jacek Zajac¹⁾
 ORCID: 0000-0003-2975-6680

Testing the anti-vibration properties of an exemplary 3D structure

Badanie właściwości antywibracyjnych przykładowej konstrukcji 3D

DOI: 10.15199/33.2025.08.18

Abstract: The article presents the results of research on the transmission of mechanical vibrations through a selected 3D anti-vibration system used to reduce vibrations generated by a fan which was the source of the test signal. The anti-vibration system and a conventional anti-vibration material (an 8 mm thick neoprene mat). The characteristics of the transfer function H1 were compared in the frequency range of 1–400 Hz. The application of the anti-vibration structure, incorporating elements made from the same neoprene foam as the reference mat, resulted in a 39% reduction in the total vibration acceleration generated by the fan. The calculated total vibration acceleration values indicated that the tested anti-vibration system attenuates vibrations 49% more effectively than the conventional anti-vibration material in the form of the 8 mm neoprene mat. The obtained results demonstrate the high potential of the presented 3D structure for mechanical vibration reduction when compared with traditional anti-vibration materials.

Keywords: 3D structure; mechanical vibrations; reducing mechanical vibrations; anti-vibration structures.

Mechanical vibrations generated by machines and devices that are not part of technological lines are an undesirable and harmful phenomenon. One of the simplest and cheapest technical methods of eliminating or reducing them is the use of anti-vibration materials in the form of mats and anti-vibration insulation. Materials and substances used for their production exhibit anti-vibration properties by damping and dispersing vibration energy within their internal structures. The ability to produce such anti-vibration materials (e.g., by foaming rubber and foams) is usually limited to forming more or less regular open or closed cells. The frequency range in which noticeable vibration damping occurs in such materials usually begins at around 70 Hz. However, very often they do not provide effective vibration reduction in real systems due to the frequent occurrence of dominant low-frequency components (10–50 Hz). They can also cause dangerous amplification of vibrations.

New solutions for materials and systems protecting against mechanical vibrations are constantly being sought. The anti-vibration properties of technologically advanced materials (including nanomaterials) as well as multilayer and hybrid systems are being investigated. The rapidly developing 3D printing tech-

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki badań przeniesienia drgań mechanicznych wybranego układu antywibracyjnego 3D wykorzystanego do redukcji drgań generowanych przez wentylator, który był źródłem sygnału testowego. Testom poddano badany układ antywibracyjny i klasyczny materiał antywibracyjny (matę wykonaną z neoprenu o grubości 8 mm). Porównano charakterystyki funkcji przejścia H1 w zakresie częstotliwości 1–400 Hz. Zastosowanie układu antywibracyjnego, w którym wykorzystano elementy wykonane z tej samej pianki neoprenowej co mata antywibracyjna, spowodowało redukcję 39% całkowitego przyspieszenia drgań generowanych przez wentylator. Na podstawie wyznaczonych całkowitych wartości przyspieszeń drgań stwierdzono, że zastosowany układ antywibracyjny tłumi drgania o 49% skuteczniej niż klasyczny materiał antywibracyjny w postaci maty neoprenowej o grubości 8 mm. Uzyskane wyniki pokazały duże możliwości wykorzystania struktury 3D do redukcji drgań mechanicznych w porównaniu z klasycznym materiałem antywibracyjnym.

Słowa kluczowe: struktura 3D; drgania mechaniczne; redukcja drgań mechanicznych; struktury antywibracyjne.

Drgania mechaniczne generowane przez maszyny i urządzenia niebędące częścią linii technologicznych są zjawiskiem niepożądanym i szkodliwym. Jedną z najprostszych i najtańszych technicznych metod ich eliminowania lub ograniczania jest zastosowanie materiałów antywibracyjnych w postaci mat i izolacji antywibracyjnych. Do ich produkcji wykorzystywane są materiały i tworzywa, których działanie antywibracyjne polega na tłumieniu i rozpraszaniu energii drgań w ich strukturach wewnętrznych. Możliwość wyprodukowania takich materiałów antywibracyjnych (np. przez spienianie gumy i pianek) zazwyczaj ogranicza się do tworzenia mniej lub bardziej regularnych otwartych lub zamkniętych komórek. Zakres częstotliwości, w którym występuje zauważalne tłumienie drgań przez takie materiały, zwykle zaczyna się od częstotliwości 70 Hz. Jednak bardzo często nie zapewniają one skutecznej redukcji drgań w rzeczywistych układach ze względu na częste występowanie dominujących składowych o niskich częstotliwościach (10–50 Hz). Mogą także powodować niebezpieczne wzmocnienie drgań.

Wciąż poszukiwane są nowe rozwiązania materiałów i systemów ochrony przed drganiami mechanicznymi. Badane są właściwości antywibracyjne zaawansowanych technologicznie materiałów (m.in. nanomateriałów), a także systemów wielowarstwowych i łączonych.

¹⁾ Centralny Instytut Ochrony Pracy – Państwowy Instytut Badawczy

^{*)} Correspondence address: adali@ciop.pl

nologies create new possibilities for designing solutions that could be used for the reduction of mechanical vibrations. The use of materials such as plastics, metals, glass, rubber-like and wood-like materials allows for obtaining various mechanical parameters in the produced 3D structures. 3D printing technologies offer the possibility to control the anti-vibration properties of any spatial systems by shaping their geometry, which does not have to be limited to cellular structures. A major advantage of 3D printing technology is the ability to quickly and relatively cheaply produce models that can be tested and improved. Structures manufactured using 3D technology are the subject of research in many scientific centers. Dziewit and Janiszewski [1] conducted an analysis of regular cellular structures produced by 3D printing, focusing on their deformations and effectiveness in vibration damping and mechanical energy absorption. Abueidda et al. [2] studied Gyroid-type structures printed using the SLA technique, combining experimental results with finite element analysis. A similar approach was used by Vafaefar et al. [3], who analyzed biomimetic lattices characterized by energy absorption capability under quasi-static loading. In the research conducted by Mora et al. [4], PolyJet printing technology was used to produce precise lattice structures with controlled mechanical properties. Matlack et al. [5] presented composite metastructures made of polymer materials using the SLA method, designed for effective vibration damping in the low-frequency range. The effectiveness of such architectural metastructures was experimentally confirmed by Arretche and Matlack [6]. Zolfagharian et al. [7] developed programmable mechanical metamaterials enabling vibration isolation and active buckling control. Scalzo and Vaglio [8] combined SLA-printed photopolymer metastructures with shear-thickening fluids, achieving vibration damping capability. Yin et al. [9] constructed a three-dimensional metamaterial containing resonating surface units that effectively isolate low-frequency vibrations. Amirpour et al. [10] analyzed gradient polymers in the form of polymer plates manufactured using the FDM method, combining experiments with numerical modeling. Bhandari and Lopez-Anido [11] used FEM analysis to predict the mechanical properties of materials produced using FDM technology, while Abbot et al. [12] combined mechanical testing with FEM analysis to verify the accuracy of printed material models. In the context of medical applications, Yan et al. [13] presented the use of 3D printing for the production of personalized orthopedic implants, analyzing stress distribution using numerical models to optimize the design and reduce the risk of damage. Cavalagli et al. [14] used 3D printing to modify the geometry of Tuned Sloshing Dampers, which translated into high efficiency in dissipating kinetic energy.

The structure described in the article is an example of the use of 3D printing technology in developing new research directions related to vibration damping.

Subject of the study

The 3D anti-vibration structure presented in Figure 1 (patent application no. P.443122) combines the features of a classical anti-vibration material and a mechanical system designed to reduce vibrations with specific parameters. The model, with external di-

Szybko rozwijające się technologie druku 3D stwarzają nowe możliwości dotyczące opracowywania rozwiązań, które mogłyby zostać wykorzystane do redukcji drgań mechanicznych. Wykorzystanie w tym celu materiałów takich jak tworzywa sztuczne, metale, szkło, materiały gumopodobne i drewnopodobne pozwala na uzyskanie różnych parametrów mechanicznych wytwarzanych struktur 3D. Technologie druku 3D stwarzają możliwości kontroli właściwości antywibracyjnych dowolnych ustrojów przestrzennych przez kształtowanie ich geometrii, które nie muszą ograniczać się do struktur komórkowych. Ogromną zaletą technologii druku 3D jest możliwość szybkiego i stosunkowo taniego wykonania modeli, które mogą być testowane i ulepszone. Struktury wytworzone w technologii 3D są przedmiotem badań w wielu ośrodkach naukowych. Dziewit i Janiszewski [1] przeprowadzili analizę regularnych struktur komórkowych wytwarzanych metodą druku 3D, koncentrując się na ich deformacjach oraz skuteczności w tłumieniu drgań i pochłanianiu energii mechanicznej. Abueidda i in. [2] badali struktury typu Gyroid drukowane techniką SLA, łącząc wyniki eksperymentalne z analizą metodą elementów skończonych. Podobne podejście zastosowali Vafaefar i in. [3], którzy analizowali biomimetyczne kratownice charakteryzujące się zdolnością absorpcji energii pod obciążeniem quasi-statycznym. W badaniach Mora i in. [4] zastosowano technologię druku PolyJet do wytwarzania precyzyjnych struktur kratowych o kontrolowanych właściwościach mechanicznych. Matlack i in. [5] zaprezentowali kompozytowe metastruktury wykonane z materiałów polimerowych metodą SLA, przeznaczone do efektywnego tłumienia drgań w niskim zakresie częstotliwości. Skuteczność takich metastruktur architektonicznych została potwierdzona eksperymentalnie przez Arretche i Matlack [6]. Zolfagharian i in. [7] opracowali programowalne metamateriały mechaniczne, umożliwiające izolację drgań i aktywną kontrolę wybożenia. Scalzo i Vaglio [8] połączyli fotopolimerowe metastruktury drukowane metodą SLA z cieczami zagęszczającymi, uzyskując zdolność tłumienia drgań. Yin i in. [9] skonstruowali trójwymiarowy metamateriał zawierający rezonujące jednostki powierzchniowe, skutecznie izolujący drgania o niskich częstotliwościach, zaś Amirpour i in. [10] analizowali tworzywa gradientowe w postaci płyt polimerowych wytwarzanych metodą FDM, łącząc eksperymenty z modelowaniem numerycznym. Bhandari i Lopez-Anido [11] wykorzystali analizę MES do predykcji właściwości mechanicznych materiałów otrzymywanych z wykorzystaniem technologii FDM, a Abbot i in. [12] połączyli testy mechaniczne z analizą MES, weryfikując dokładność modeli materiałów drukowanych. W kontekście zastosowań medycznych, Yan i in. [13] zaprezentowali wykorzystanie druku 3D do produkcji spersonalizowanych implantów ortopedycznych, analizując rozkład naprężeń przy użyciu modeli numerycznych w celu optymalizacji konstrukcji i redukcji ryzyka uszkodzeń. Cavalagli i in. [14] wykorzystali druk 3D do modyfikacji geometrii tłumików cieczowych (Tuned Sloshing Dampers), co przełożyło się na dużą efektywność dyssypacji energii kinetycznej.

Opisana w artykule struktura jest przykładem wykorzystania technologii druku 3D do rozwijania nowych kierunków badań dotyczących tłumienia drgań mechanicznych.

mensions of 163×43×36 mm, prepared for laboratory testing, consists of three modules connected by connectors containing a classical anti-vibration material (neoprene with a thickness of 8 mm).

It was designed in such a way that, when subjected to excitation in the vertical direction (perpendicular to the base), it changes the direction of the generated forces to the horizontal direction, where the energy is dissipated in the anti-vibration material placed in the connectors.

The design of the connectors allows for a change in their geometry in the horizontal plane of the model. The 3D print was made using MJF (Multi Jet Fusion) technology from PA 12 material with a density of 1010 kg/m³.

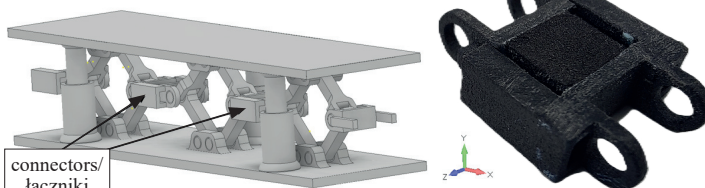


Fig. 1. 3D model of the anti-vibration structure used for laboratory testing and a connector with a neoprene mat element placed inside

Rys. 1. Model 3D struktury antywibracyjnej wykorzystany do badań laboratoryjnych oraz łącznik z elementem z maty neoprenowej umieszczonym wewnątrz

Przedmiot badań

Prezentowana na rysunku 1 struktura antywibracyjna 3D (zgłoszenie patentowe nr P.443122) łączy cechy klasycznego materiału antywibracyjnego oraz układu mechanicznego przeznaczonego do redukcji drgań o określonych parametrach. Model o wymiarach zewnętrznych 163×43×36 mm, przygotowany do badań laboratoryjnych, składa się z trzech modu-

łów połączonych za pomocą łączników zawierających klasyczny materiał antywibracyjny (neopren o grubości 8 mm). Zaprojektowany został w sposób, który przy wymuszeniu w kierunku pionowym (prostopadłym do podstawy) zmienia kierunek generowanych sił na kierunek poziomy, gdzie energia tłumiona jest w materiale antywi-

bracyjnym umieszczonym w łącznikach. Konstrukcja łączników zapewnia możliwość zmiany ich geometrii w płaszczyźnie poziomej modelu. Wydruk 3D został wykonany w technologii MJF (Multi Jet Fusion) z materiału PA 12 o gęstości 1010 kg/m³.

Laboratory tests

Research Method. The study on vibration transmission by the 3D structure was conducted using a laboratory measurement setup, the schematic of which is shown in Figure 2. The setup was built using a vibration generation system from IMV (vibration exciter and power amplifier) with a Spider controller and a PULSE measurement system.

Laser vibrometers IVS 400 and IVS 500 were used as vibration transducers, allowing non-contact measurement of vibration velocity at two points: on the upper and lower surfaces of the tested model. In this way, data for determining the transfer function H1 were obtained.

During laboratory tests, the excitation signal was filtered white noise in the frequency range of 1 – 400 Hz, with an RMS vibration acceleration value of 6,64 m/s². Three predicted load values for the anti-vibration structure were selected experimentally. Its modular design allows adjusting the number of modules depending on the expected operating conditions. Therefore, the loads were converted into unit pressure values, which amounted to: 630 Pa, 1820 Pa, and 2450 Pa, respectively.

Research Results. Based on the vibration velocity measurements, frequency

Testy laboratoryjne

Metoda badawcza. Badania przenoszenia drgań przez strukturę 3D przeprowadzono na laboratoryjnym stanowisku pomiarowym, którego schemat przedstawiono na rysunku 2. Zbudowano je, wykorzystując system generacji drgań firmy IMV (wzbudnik drgań i wzmacniacz mocy IMV) ze sterownikiem Spider oraz system pomiarowy PULSE. Jako przetworniki drgań wykorzystano wibrometry laserowe IVS-400 i IVS-500, które umożliwiły bezkontaktowy pomiar prędkości drgań w dwóch punktach: na górnej i dolnej powierzchni badanego modelu. W ten sposób uzyskano bezpośrednio dane do wyznaczenia funkcji przejścia H1.

Podczas testów laboratoryjnych sygnałem wymuszającym był filtrowany biały szum o częstotliwości 1 – 400 Hz i wartości RMS przyspieszenia drgań

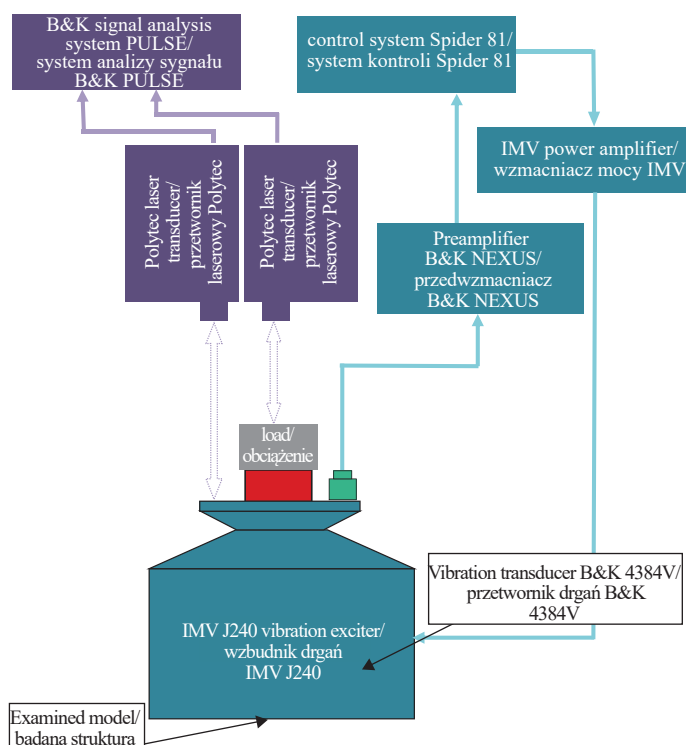


Fig. 2. Schematic diagram of a measurement setup for vibration transmission testing

Rys. 2. Schemat stanowiska pomiarowego do badania przenoszenia drgań

characteristics of the transfer function $H1$ were determined for the three unit pressure values. The obtained results are presented in Figure 3.

Based on the $H1$ transfer function plots, the resonance frequencies f_r and the corresponding values of the $H1$ function at these frequencies were determined (Table 1).

Analysis of the $H1$ function plot (Figure 3) indicates that for all analyzed load values, vibration damping occurs in the frequency range of 1–400 Hz.

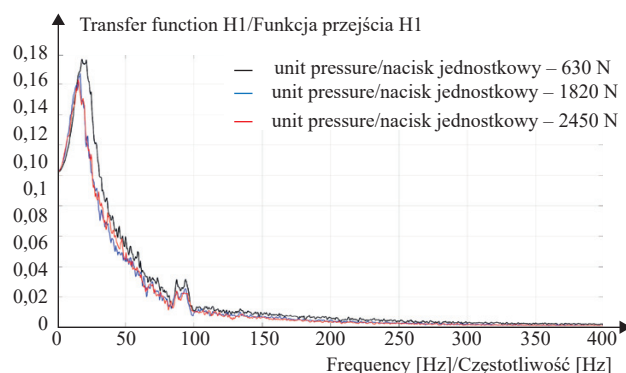


Fig. 3. Frequency characteristics of the $H1$ transfer function determined during laboratory tests for a 3D anti-vibration structure depending on the unit pressure value

Rys. 3. Charakterystyki częstotliwościowe funkcji przejścia $H1$ wyznaczone podczas badań laboratoryjnych dla struktury antywibracyjnej 3D w zależności od wartości nacisku jednostkowego

Research in real-life condition

Research Method. The anti-vibration system consisted of 20 modules of the developed anti-vibration structure. The source of the test vibration signal was an LDS fan with a power of 0,45 kW and a mass of 27,7 kg. In the tested setup, the unit pressure on the anti-vibration system was 1940 Pa. The tested setup is shown in the photograph.

Measurements were carried out using two B&K type 4371 vibration transducers with a sensitivity of 1 pC/m/s² and a frequency range of 0,1 – 12,600 Hz, along with a NEXUS measurement amplifier and the PULSE signal analysis system. The conducted tests involved measuring the vibration acceleration spectrum on the lower and upper surfaces of the anti-vibration system placed under the fan base.

Research Results. Based on the measured vibration accelerations, frequency characteristics were determined at two measurement points: on the upper and lower bases of the tested anti-vibration system (Figure 4). Frequency components for which the vibration acceleration decreased after applying the anti-vibration system are marked in red.

To compare the results obtained using the developed anti-vibration system with those obtained using conventional anti-vibration materials, tests were carried out under the same conditions using a neoprene mat with a thickness of 8 mm. The resulting vibration acceleration spectra are presented in Figure 5 (frequency components for which the vibration acceleration decreased after using the neoprene mat are also marked in red).

– 6,64 m/s². Drogą eksperymentalną wybrano trzy wartości przewidywanych obciążeń struktury antywibracyjnej. Jej modułowa budowa umożliwia dobieranie liczby modułów w zależności od przewidywanych warunków, w jakich będzie pracować, dlatego obciążenia przeliczono na naciski jednostkowe, które wyniosły odpowiednio: 630 Pa, 1820 Pa, 2450 Pa.

Wyniki badań. Na podstawie pomiarów prędkości drgań wyznaczono charakterystyki częstotliwościowe funkcji przejścia $H1$ kolejnych trzech wartości nacisku jednostkowego. Uzyskane przebiegi przedstawiono na rysunku 3.

Na podstawie przebiegów funkcji przejścia $H1$ wyznaczono częstotliwości rezonansowe f_r oraz wartość funkcji $H1$ przy częstotliwościach rezonansowych (tabela 1). Analiza wykresu funkcji przejścia $H1$ (rysunek 3) wskazuje, że w przypadku wszystkich analizowanych wartości obciążenia występuje tłumienie drgań w zakresie częstotliwości 1–400 Hz.

Table 1. Resonance frequency f_r and values of function $H1$ (f_r) determined on the basis of function $H1$ waveforms

Tabela 1. Częstotliwość rezonansowa f_r i wartość funkcji $H1$ (f_r) określona na podstawie przebiegów funkcji $H1$

Unit pressure / Nacisk jednostkowy [Pa]	Resonance frequency / Częstotliwość rezonansowa f_r [Hz]	$H1$ (f_r) value / Wartość funkcji $H1$ (f_r)
630	18.5	0.176
1820	17	0.167
2450	15.5	0.163

Badania w warunkach rzeczywistych

Metoda badawcza. Układ antywibracyjny składał się z 20 modułów opracowanej struktury antywibracyjnej. Źródłem drganiowego sygnału testowego był wentylator LDS o mocy 0,45 kW i masie 27,7 kg. W badanym układzie jednostkowy nacisk na strukturę antywibracyjną wyniósł 1940 Pa. Testowany układ pokazano na fotografii. Pomiary przeprowadzono za pomocą dwóch przetworników drgań B&K typu 4371 o czułości 1 pC/m/s² i zakresie częstotliwości 0,1 – 12600 Hz oraz wzmacniacza pomiarowego NEXUS i systemu analizy sygnałów PULSE. Przeprowadzone testy polegały na pomiarze widma przyspieszeń drgań na dolnej i górnej powierzchni układu antywibracyjnego umieszczonego pod podstawą wentylatora.

Wyniki badań. Na podstawie pomiarów przyspieszeń drgań wyznaczono charakterystyki częstotliwościowe w dwóch punktach pomiarowych: na górnej oraz dolnej podstawie badanego układu antywibracyjnego (rysunek 4). Kolorem czerwonym oznaczono składowe częstotliwości, w przypadku których wartość przyspieszenia drgań zmniejszyła się po zastosowaniu struktury antywibracyjnej.

W celu porównania wyników otrzymanych po zastosowaniu opracowanego układu antywibracyjnego z uzyskanymi w przypadku użycia klasycznych materiałów antywibracyjnych przeprowadzono badania w tych samych warunkach, wykorzystując matę neoprenową o grubości 8 mm.

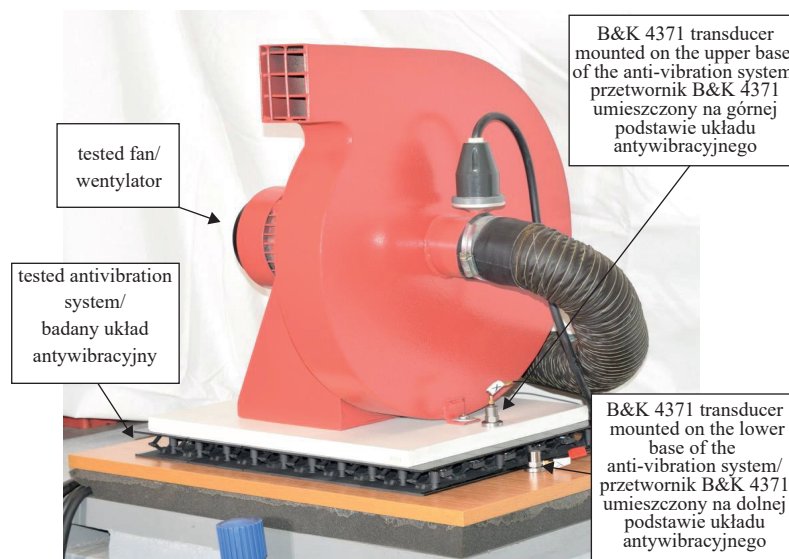
Analyzing the characteristics shown in Figures 4 and 5, it can be observed that when using the anti-vibration system, the frequency range in which vibration damping is observed is significantly wider than in the case of the classic neoprene mat.

It is noteworthy that the elements of the anti-vibration system (connectors) were filled with the same neoprene foam (of identical thickness) as the tested mat. The results therefore indicate

that the improvement in damping performance stems from the geometric structure of the system, and not solely from the anti-vibration properties of the materials used.

Figure 6 presents a comparison of the H1 transfer function for the neoprene mat and the anti-vibration system.

Red color was used to indicate the frequency ranges for which the value of the H1 transfer function of the anti-vibration system is higher than that obtained for the neoprene mat and simultaneously exceeds the value of 1, which indicates vibration amplification.



The tested anti-vibration system during tests with a fan
Układ antywibracyjny podczas testów z wentylatorem

Otrzymane widma przyspieszenia drgań przedstawiono na rysunku 5 (analogicznie kolorem czerwonym oznaczono składowe częstotliwości, w przypadku których wartość przyspieszenia drgań zmniejszyła się po zastosowaniu maty neoprenowej).

Analizując charakterystyki pokazane na rysunkach 4 i 5, można zauważyć, że w przypadku zastosowania układu antywibracyjnego zakres częstotliwości,

w których obserwuje się tłumienie drgań, jest znacznie szerszy, niż gdy użyto klasycznej maty neoprenowej. Na uwagę zasługuje fakt, że elementy układu antywibracyjnego (łączniki) zostały wypełnione tą samą pianką neoprenową (o identycznej grubości) co testowana mata. Otrzymane wyniki wskazują więc, że uzyskana poprawa właściwości tłumiących wynika z budowy struktury geometrycznej układu, a nie wyłącznie z właściwości antywibracyjnych materiałów, z których został wykonany.

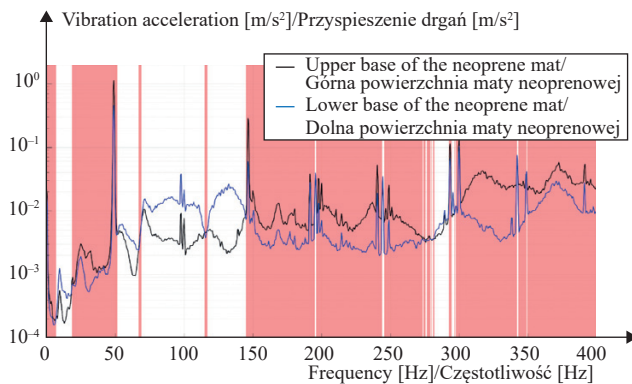


Fig. 4. Vibration acceleration characteristics obtained at the upper and lower bases of the tested anti-vibration system

Rys. 4. Charakterystyki przyspieszenia drgań uzyskane na górnej oraz dolnej podstawie badanego układu antywibracyjnego

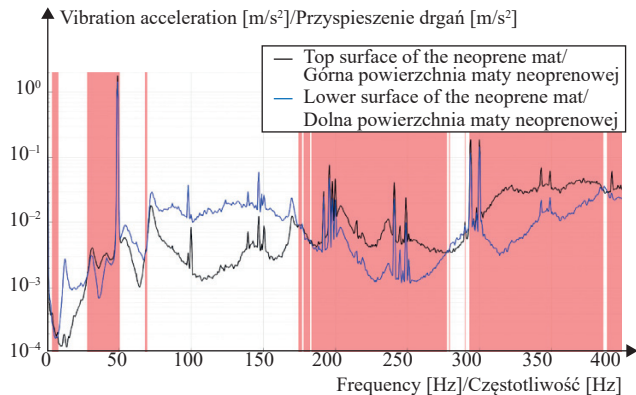


Fig. 5. Vibration acceleration characteristics obtained on the upper and lower surfaces of an 8 mm thick neoprene mat

Rys. 5. Charakterystyki przyspieszenia drgań uzyskane na górnej oraz dolnej powierzchni maty neoprenowej o grubości 8 mm

Table 2 summarizes the maximum relative differences between the values of the transfer functions, the maximum vibration acceleration values for the bottom surface of the anti-vibration system, and the corresponding H1 transfer function relative difference values obtained during the testing of both the anti-vibration system and the neoprene mat for the selected frequency ranges.

Na rysunku 6 przedstawiono porównanie funkcji przejścia H1 maty neoprenowej oraz układu antywibracyjnego. Kolorem czerwonym oznaczono te zakresy częstotliwości, w przypadku których wartość funkcji przejścia H1 układu antywibracyjnego jest większa niż uzyskana dla maty neoprenowej oraz jednocześnie przekracza wartość 1, co wskazuje na wzmocnienie drgań.

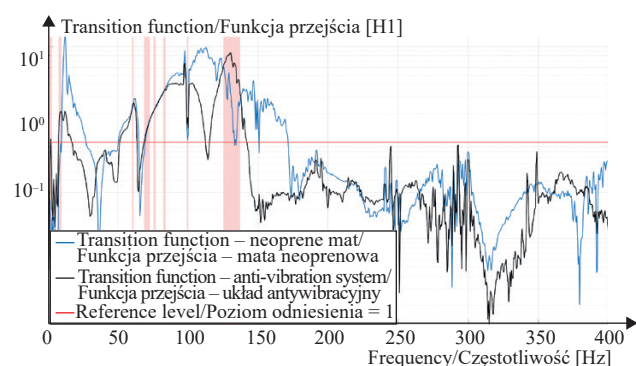


Fig. 6. H1 transition functions for anti-vibration system and neoprene mat

Rys. 6. Funkcje przejścia H1 w przypadku układu antywibracyjnego oraz maty neoprenowej

An analysis of the maximum relative difference in the H1 transfer function values determined for the 3D anti-vibration system and the neoprene mat, as well as the maximum vibra-

W tabeli 2 zestawiono maksymalne wartości względnych różnic pomiędzy wartościami funkcji przejścia, maksymalne wartości przyspieszenia drgań dla dolnej podstawy układu antywibracyjnego oraz odpowiadające im wartości funkcji przejścia H1 uzyskane podczas badań układu antywibracyjnego oraz maty neoprenowej dla wyodrębnionych zakresów częstotliwości.

Analiza maksymalnej różnicy względnych wartości funkcji przejścia H1 wyznaczonej w przypadku zastosowaniu układu antywibracyjnego 3D i neoprenowej maty antywibracyjnej, jak również wartości maksymalnego przyspieszenia drgań rejestrowanego na dolnej podstawie układu antywibracyjnego oraz odpowiadających im wartości funkcji przejścia H1 wykazała odmienne właściwości antywibracyjne badanego układu antywibracyjnego i maty neoprenowej. Wyniki te wskazują na zróżnicowaną skuteczność tłumienia drgań obu rozwiązań w zależności od zakresu częstotliwości. W zakresie niskich częstotliwości (< 60 Hz) zidentyfikowano dwa podzakresy, w których układ antywibracyjny wykazywał

Table 2. Maximum relative differences between transfer function values, maximum vibration acceleration values for the lower base of the anti-vibration system, and corresponding H1 transfer function values obtained during testing of the anti-vibration system and neoprene mat in specified frequency ranges

Tabela 2. Maksymalne wartości względnych różnic między wartościami funkcji przejścia, maksymalne wartości przyspieszenia drgań dolnej podstawy układu antywibracyjnego oraz odpowiadające im wartości funkcji przejścia H1 uzyskane podczas badań układu antywibracyjnego oraz maty neoprenowej w wyznaczonych zakresach częstotliwości

Frequency range/ Zakres częstotliwości [Hz]	Maximum vibration acceleration value for the lower base of the anti-vibration system/ Maksymalna wartość przyspieszenia drgań dolnej podstawy układu antywibracyjnego [m/s ²]	The value of the H1 transfer function for the anti- vibration system/ Wartość funkcji przejścia H1 układu antywibracyjnego	Maximum relative difference in transfer function values (anti- vibration system – neoprene mat)/ Maksymalna różnica względna wartości funkcji przejścia (układ antywibracyjny – mata) [%]
2.5	0.00026	1.085	1391.87
8 – 10	0.0013	2.098	241.27
60.5 – 61.5	0.0036	2.49	6.45
69 – 73	0.016	1.44	32.96
76.5	0.0098	2.24	0.67
83.5	0.013	3.51	0.48
99.5 – 100.5	0.022	1.83	74.32
125.5 – 137.5	0.027	6.75	632

tion acceleration values recorded on the bottom surface of the anti-vibration system and their corresponding H1 values, revealed distinct differences in anti-vibration characteristics of the tested anti-vibration system and the neoprene mat. These results indicate varying effectiveness in vibration damping depending on the frequency range.

In the low-frequency range (< 60 Hz), two subranges were identified where the anti-vibration system showed lower damping efficiency compared to the neoprene mat, resulting in vi-

mniejszą skuteczność tłumienia drgań niż mata neoprenowa przy wystąpieniu wzmocnienia drgań. W przypadku częstotliwości 2,5 Hz, pomimo bardzo dużej maksymalnej różnicy względnej funkcji przejścia H1 wynoszącej 1391%, sama wartość funkcji H1 nieznacznie przekracza 1, co oznacza jedynie niewielkie wzmocnienie drgań. Natomiast w zakresie 8–10 Hz odnotowano maksymalną różnicę względną na poziomie 241%, przy wartości funkcji przejścia H1 równej 2,1, co świadczy o wyraźnym, choć lokalnym wzmocnieniu.

bration amplification. For the frequency of 2,5 Hz, despite a very large maximum relative difference in the H1 transfer function value of 1391%, the actual value of H1 slightly exceeds 1, indicating only a minor amplification. In the 8–10 Hz range, a maximum relative difference of 241% was recorded, with an H1 transfer function value of 2,1, indicating a clear, though localized, amplification. The relative differences in H1 values for the ranges of 60,5–61,5 Hz, 69–73 Hz, 76,5 Hz, and 83,5 Hz are relatively small – the largest being 32,96% in the 69–73 Hz range. However, the H1 transfer function values in these ranges vary from 1,44 (for 60–73 Hz) to 3,51 (for 83,5 Hz), which may indicate the presence of local resonance phenomena. In the 99,5–100,5 Hz range, a distinct decrease in the anti-vibration system's performance was observed – the relative difference in the transfer function value reaches 74,32%, with an H1 value of 1,83. However, this range is narrow and localized. The lowest efficiency of the tested anti-vibration system was recorded in the 125,5–137,5 Hz range. In this range, the maximum relative difference in H1 is 632%, and the H1 value obtained for the anti-vibration system reaches 6,75, clearly indicating significant vibration amplification compared to the neoprene mat. In the frequency range above 137,5 Hz (up to 400 Hz), no frequency components were observed for which the H1 value of the tested system exceeded both the value obtained with the neoprene mat and $H1 = 1$. This means that for none of the analyzed frequency components does the anti-vibration system amplify vibrations more than the neoprene mat.

Although significant relative differences in the transfer function values between the anti-vibration system and the neoprene mat were observed in some frequency ranges, and the H1 values exceeded 1, the corresponding absolute vibration acceleration values were relatively low. Consequently, their impact on the total vibration acceleration transmitted by the system is limited. The observed local cases of vibration amplification should be considered during the design and implementation of the presented 3D anti-vibration system. This may be relevant in environments characterized by variable spectral characteristics of excitation.

Based on the determined spectra using the fan and the anti-vibration system or the neoprene mat, the total vibration acceleration values in the tested frequency range and the vibration reduction values were calculated (Table 3).

The obtained vibration reduction values after applying the 3D anti-vibration system indicate its effective performance for the frequency components generated by the fan. Particularly significant is the reduction of the dominant vibration component at 49 Hz, which was reduced by approx. 60%, indicating effective tuning of the system to the frequency characteristics of the vibration source.

Although the anti-vibration system incorporates elements made of 8 mm thick neoprene, the neoprene mat of the same thickness, used as a conventional damping material, turned out to be 49% less effective in vibration reduction. This indicates that appropriate geometric shaping and spatial organization of the damping material in the 3D structure allow for significantly greater damping effectiveness compared to flat, single-layer passive solutions.

Różnice względne wartości funkcji przejścia w zakresach 60,5–61,5 Hz, 69–73 Hz, 76,5 Hz oraz 83,5 Hz są relatywnie niewielkie – największa z nich, zarejestrowana w przypadku zakresu 69–73 Hz, wynosi 32,96%. Jednocześnie wartości funkcji przejścia H1 w tych przedziałach wahają się od 1,44 (dla 60–73 Hz) do 3,51 (dla 83,5 Hz), co może wskazywać na obecność lokalnych zjawisk rezonansowych. W zakresie 99,5–100,5 Hz odnotowano wyraźne zmniejszenie skuteczności działania układu antywibracyjnego – różnica względna funkcji przejścia osiąga wartość 74,32%, przy jednoczesnej wartości funkcji przejścia H1 wynoszącej 1,83. Zakres ten ma jednak charakter lokalny i obejmuje wąski przedział częstotliwości. Najmniejszą skuteczność badanego układu antywibracyjnego zarejestrowano w przedziale 125,5–137,5 Hz. W tym zakresie maksymalna różnica względna funkcji przejścia H1 wynosi 632%, natomiast wartość funkcji H1 uzyskana dla układu antywibracyjnego osiąga 6,75, co jednoznacznie wskazuje na wyraźne wzmocnienie drgań w stosunku do maty neoprenowej. W zakresie częstotliwości powyżej 137,5 Hz (do 400 Hz), nie zaobserwowano częstotliwości, dla których wartość funkcji przejścia H1 badanego układu przekraczałaby zarówno wartość odpowiadającą wartości uzyskanej przy zastosowaniu maty neoprenowej, jak i wartości $H1 = 1$. Oznacza to, że dla żadnej z badanych składowych częstotliwości układ antywibracyjny nie wzmacnia drgań bardziej niż mata neoprenowa.

Mimo że w niektórych zakresach częstotliwości wystąpiły znaczne różnice względne wartości funkcji przejścia uzyskane przy zastosowaniu układu antywibracyjnego i maty neoprenowej oraz wartości funkcji przejścia przekraczały wartość 1, to odpowiadające im bezwzględne wartości przyspieszeń drgań były relatywnie niskie. W konsekwencji ich wpływ na całkowitą wartość przyspieszenia drgań przekazywanych przez układ jest ograniczony. Zaobserwowane lokalne przypadki wzmocnienia drgań powinny być uwzględniane przy projektowaniu i implementacji przedstawionego układu antywibracyjnego 3D. Może mieć to znaczenie w środowiskach charakteryzujących się zmienną charakterystyką widmową wymuszeń.

Na podstawie wyznaczonych widm z wykorzystaniem wentylatora lub układu antywibracyjnego i maty neoprenowej, obliczono całkowite wartości przyspieszenia drgań w badanym zakresie częstotliwości oraz wartości redukcji drgań (tabela 3). Uzyskane wartości redukcji drgań po zastosowaniu układu antywibracyjnego 3D wskazują na jego skuteczne działanie w przypadku składowych częstotliwości generowanych przez wentylator. Szczególnie istotna jest redukcja dominującej składowej drgań o częstotliwości 49 Hz, która została zmniejszona o ok. 60%, co świadczy o skutecznym dostrojeniu układu do charakterystyki częstotliwościowej źródła drgań.

Mimo że w konstrukcji układu antywibracyjnego wykorzystano elementy wykonane z neoprenu o grubości 8 mm, to mata neoprenowa o tej samej grubości, stosowana jako klasyczny materiał tłumiący, okazała się o 49% mniej skuteczna w redukcji drgań. Oznacza to, że odpowiednie kształtowanie geometrii oraz przestrzenna organizacja materiału tłumiącego w ustroju 3D pozwala na znaczne zwiększenie skuteczności

Table 3. Total values of vibration acceleration and vibration reduction obtained after applying a 3D anti-vibration system and a neoprene mat

Tabela 3. Całkowite wartości przyspieszenia oraz redukcji drgań uzyskane po zastosowaniu układu antywibracyjnego 3D oraz maty neoprenowej

Characteristics/ Charakterystyka	Total vibration acceleration value/ Całkowita wartość przyspieszenia drgań [m/s ²]		Vibration reduction/ Redukcja drgań [%]
	Fan base/ wentylatora	Base of the anti-vibration system/neoprene mat układu antywibracyjnego/maty neoprenowej	
3D anti-vibration system/Układ antywibracyjny 3D	1.28	0.78	39
Neoprene mat – 8 mm/Mata neoprenowa – 8 mm	1.85	1.48	20

Conclusions

The use of 3D printing technology in the development of the anti-vibration system enabled the integration of different mechanisms for damping and dissipating mechanical vibrations within a single solution. The results of vibration transmission tests, based on measurements of the H1 transfer function of the developed 3D anti-vibration system, show that it exhibits good vibration isolation properties even in the presence of frequency components at 49 Hz and below.

The developed system demonstrates vibration reduction capabilities in a significantly lower frequency range compared to classical anti-vibration materials (e.g., neoprene), which typically provide noticeable damping only above 80–100 Hz. Some limitations in the use of the tested system may result from narrowband local resonances, which should be taken into account during the design phase of the anti-vibration system for a specific application.

The designed structure of the 3D anti-vibration system allows for easy modification (e.g., by changing geometric dimensions and applying different materials for components and connectors), followed by the adjustment of mechanical parameters (e.g., load capacity, resonance frequency) to match the operating conditions of vibration-generating objects.

Additive technologies, particularly 3D printing, enable the fabrication of complex geometrical structures that would be technically impossible or economically unjustified using conventional manufacturing methods. The dynamic development of additive technologies, encompassing both increased print resolution and improved mechanical properties of the materials used, opens up new opportunities in the design and implementation of functional structures. One direction of development is the use of specially designed 3D structures as vibration-damping elements.

The obtained experimental results confirm the validity of using 3D printing technology for the manufacturing of anti-vibration structures. The application of this technology allows for the design of complex structures that, when utilizing conventional damping materials such as neoprene, achieve greater vibration reduction efficiency compared to classic solutions based solely on homogeneous damping mats.

tłumienia drgań w porównaniu z płaskimi, jednowarstwowymi rozwiązaniami pasywnymi.

Wnioski

Wykorzystanie technologii druku 3D do opracowania układu antywibracyjnego umożliwiło połączenie różnych mechanizmów tłumienia/rozpraszania drgań mechanicznych w jednym rozwiązaniu. Wyniki testów przenoszenia drgań

bazujących na pomiarach funkcji przejścia H1 opracowanego układu antywibracyjnego 3D pokazują, że ma ona dobre właściwości antywibracyjne nawet w obecności składowych o częstotliwości 49 Hz i niższych.

Opracowany układ charakteryzuje się redukcją drgań w zakresie znacznie niższych częstotliwości niż w przypadku klasycznych materiałów antywibracyjnych (np. neopren), których zauważalne tłumienie drgań występuje na ogół powyżej częstotliwości 80 – 100 Hz. Pewne ograniczenia w zastosowaniu badanego układu mogą stanowić lokalne rezonanse o wąskopasmowym charakterze, które powinny być uwzględnione na etapie projektowania systemu antywibracyjnego w przypadku konkretnego zastosowania.

Opracowana struktura systemu antywibracyjnego 3D umożliwia jego łatwą modyfikację (np. przez zmianę wymiarów geometrycznych i zastosowanie różnych materiałów w elementach i łącznikach), a następnie dobór parametrów mechanicznych (np. nośności, częstotliwości rezonansowej) do warunków pracy obiektów generujących drgania.

Technologie przyrostowe, przede wszystkim druk 3D, umożliwiają wytwarzanie złożonych struktur geometrycznych, których wykonanie za pomocą konwencjonalnych metod obróbki byłoby technicznie niemożliwe lub ekonomicznie nieuzasadnione. Dynamiczny rozwój technologii addytywnych, obejmujący zarówno zwiększenie rozdzielczości druku, jak i poprawę właściwości mechanicznych stosowanych materiałów, otwiera nowe możliwości w projektowaniu i implementacji struktur funkcjonalnych. Jednym z kierunków rozwoju jest zastosowanie specjalnie zaprojektowanych struktur 3D w charakterze elementów tłumiących drgania.

Uzyskane wyniki eksperymentalne potwierdzają zasadność wykorzystania technologii druku 3D do wytwarzania struktur antywibracyjnych. Zastosowanie tej technologii umożliwia projektowanie złożonych struktur, które przy użyciu konwencjonalnych materiałów tłumiących, takich jak neopren, pozwalają na osiągnięcie większej skuteczności w redukcji drgań w porównaniu z klasycznymi rozwiązaniami bazującymi np. wyłącznie na jednorodnych matach tłumiących. Technologia druku 3D daje nowe możliwości kształtowania właściwości

3D printing technology offers new possibilities for shaping the mechanical properties of structures, which can be spatially modeled and enhanced by the material-specific anti-vibration characteristics.

mechanicznych struktur, które mogą być modelowane w przestrzeni, także z wykorzystaniem materiałowych właściwości antywibracyjnych.

Artykuł został opracowany na podstawie wyników projektu badawczego realizowanego w ramach VI etapu programu wieloletniego pn. „Rządowy Program Poprawy Bezpieczeństwa i Warunków Pracy”, finansowanego w zakresie badań naukowych i prac rozwojowych ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju. Projekt nr I.PN.10.pt. Zastosowanie ustrojów 3D do redukcji drgań mechanicznych na stanowiskach pracy.

Koordynator Programu: Centralny Instytut Ochrony Pracy – Państwowy Instytut Badawczy

Received: 31.03.2025
Revised: 16.06.2025
Published: 21.08.2025

Artykuł wpłynął do redakcji: 31.03.2025 r.
Otrzymano poprawiony po recenzjach: 16.06.2025 r.
Opublikowano: 21.08.2025 r.

Literature

- [1] Dziewit P, and Janiszewski J, „Ocena jakościowa procesu deformacji regularnych struktur komórkowych wykonanych techniką druku 3D” (*Mechanik*, vol. 91, no. 3, pp. 250–252, 2018).
- [2] Abueidda DW, Elhebeary M, C-SA Shiang, Pang S, Al-Rub RKA, Jasiuk IM, „Mechanical properties of 3D printed polymeric Gyroid cellular structures: Experimental and finite element study”, *Materials & Design*, vol. 165, p. 107597, 2019.
- [3] Vafaefar M, Moerman KM, and Vaughan TJ, „Experimental and computational analysis of energy absorption characteristics of three biomimetic lattice structures under compression”. *Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials*, vol. 151, p. 106328, 2024.
- [4] Mora S, Pugno NM, Misseroni D. „3D printed architected lattice structures by material jetting”. *Materials Today*, vol. 59, pp. 107–132, 2022.
- [5] Matlack KH, Bauhofer A, Krödel S, Palermo A, Daraio C. „Composite 3D-printed metastructures for low-frequency and broadband vibration absorption”. *Proceedings of the National Academy of Sciences*, vol. 113, no. 30, pp. 8386–8390, 2016.
- [6] Arretche I, Matlack KH. „Experimental testing of vibration mitigation in 3D-printed architected metastructures”. *Journal of Applied Mechanics*, vol. 86, no. 11, p. 111008, 2019.
- [7] Zolfagharian A, Bodaghi M, Hamzehei R, Parr L, Fard M, Rolfe BF. „3D-printed programmable mechanical metamaterials for vibration isolation and buckling control”. *Sustainability*, vol. 14, no. 11, p. 6831, 2022.
- [8] Scalzo F, Vaglio E. „Vibration Characteristics of 3D Printed Rigid Photopolymer Metamaterials Infiltrated with Biodegradable Shear Thickening Fluid”. *Experimental Mechanics*, pp. 1–14, 2025.
- [9] Yin W, Zhu J, Tong Z, Wang L, Li D, Wang L. „3D printed three-dimensional elastic metamaterial with surface resonant units for low-frequency vibration isolation”. *Virtual and Physical Prototyping*, vol. 19, no. 1, p. e2382159, 2024.
- [10] Amirpour M, Bickerton S, Calius E, Mace BR, Das R. „Numerical and experimental study on free vibration of 3D-printed polymeric functionally graded plates”. *Composite Structures*, vol. 189, pp. 192–205, 2018.
- [11] Bhandari S, Lopez-Anido R. „Finite element analysis of thermoplastic polymer extrusion 3D printed material for mechanical property prediction”. *Additive Manufacturing*, vol. 22, pp. 187–196, 2018.
- [12] Abbot D, Kallon D, Anghel C, Dube P. „Finite element analysis of 3D printed model via compression tests”. *Procedia Manufacturing*, vol. 35, pp. 164–173, 2019.
- [13] Yan L, Lim JL., Lee, Tia CSH, O'Neill GK, Chong DY. „Finite element analysis of bone and implant stresses for customized 3D-printed orthopaedic implants in fracture fixation”. *Medical & biological engineering & computing*, vol. 58, pp. 921–931, 2020.
- [14] Cavalagli N, Agresta A, Biscarini C, Ubertaini F, Ubertaini S. „Enhanced energy dissipation through 3D printed bottom geometry in Tuned Sloshing Dampers”. *Journal of Fluids and Structures*, vol. 106, p. 103377, 2021.