



dr inż. PIOTR KOWALSKI (ORCID: 0000-0003-4066-9967)

inż. ADRIAN ALIKOWSKI (ORCID: 0000-0003-1147-2516)

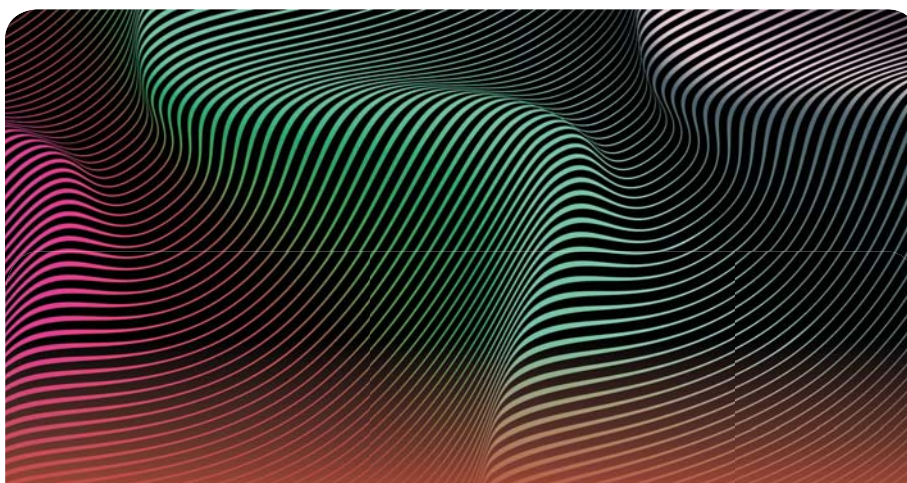
Centralny Instytut Ochrony Pracy – Państwowy Instytut Badawczy

Kontakt: pikow@ciop.pl

DOI: 10.54215/BP.2022.11.30.Kowalski

Możliwości zastosowania symulacji MES do badania drgań struktur antywibracyjnych 3D

Fot. Codex.Serafinius/Bigstockphoto



W artykule przedstawiono wyniki walidacji przykładowego modelu struktury 3D z wykorzystaniem danych eksperymentalnych zebranych podczas badań drgań mechanicznych na stanowisku laboratoryjnym. Przeprowadzone testy miały na celu zbadanie możliwości stworzenia modelu numerycznego struktury 3D za pomocą oprogramowania Femap, który będzie odzwierciedlał jej zachowanie się pod wpływem drgań mechanicznych, a następnie wykorzystanie go do prognozowania wyników kolejnych badań przeprowadzonych na zmodyfikowanych strukturach. Drgania struktury 3D podczas pobudzenia sygnałem testowym rejestrowano za pomocą szybkiej kamery, a następnie analizowano w oprogramowaniu do analizy obrazu MOVIAS Neo. Uzyskane wartości przemieszczeń w punktach pomiarowych badanej struktury posłużyły do walidacji symulacyjnego modelu numerycznego. Dzięki zdefiniowaniu parametrów materiałowych i fizycznych możliwe było stworzenie modelu numerycznego, który następnie przetestowano, a uzyskane wyniki porównano z danymi eksperymentalnymi. W ten sposób potwierdzono, że model numeryczny stworzony w programie Femap nadaje się do prognozowania drgań struktur 3D metodą elementów skończonych.

Słowa kluczowe: struktura 3D, drgania mechaniczne, metoda elementów skończonych

Possibilities of using FEM simulation for vibration testing of 3D antivibration structures

The article presents the results of validation of an exemplary 3D structure model created in the Femap software with the use of experimental data collected during mechanical vibration tests on a laboratory stand. The conducted tests were aimed at examining the possibility of creating a numerical model of a 3D structure in the Femap software, reflecting the behaviour of a 3D model subjected to mechanical vibrations, and then using it to predict the results of subsequent tests carried out on modified structures. The vibrations of the 3D structure during excitation with the test signal were recorded with a high-speed camera and then analyzed with the image analysis software MOVIAS Neo. The values of displacements at the measurement points of the examined structure were used to validate the numerical simulation model. Using the definition of material and physical parameters, it was possible to create a numerical model, which was then tested, and the obtained results were compared with the experimental data. This confirmed that the numerical model created in the Femap software could be used to predict vibrations of 3D structures using the finite element method.

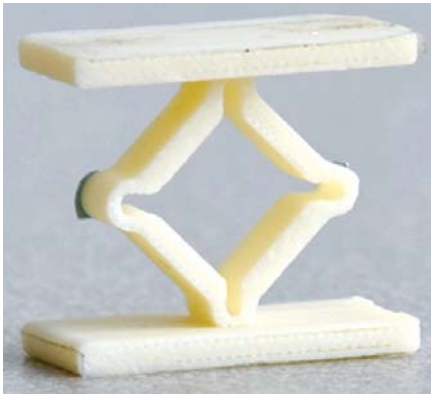
Keywords: 3D structure, mechanical vibrations, finite element method

Wstęp

W wielu ośrodkach badawczych na całym świecie są prowadzone prace mające na celu poszukiwanie nowych rozwiązań w zakresie materiałów i systemów ochrony przed drganiami mechanicznymi. Badane są m.in. parametry mechaniczne zaawansowanych technologicznie materiałów (w tym materiałów inteligentnych, wykonanych w technologii nanocząstek) i systemów (wykorzystujących struktury wielowarstwowe i łączenie materiałów) pod kątem ich zastosowania do ochrony przed drganiami mechanicznymi – także na stanowiskach pracy.

Intensywny rozwój technologii druku 3D, w której wykorzystuje się coraz szerszą gamę materiałów (m.in. tworzywa sztuczne, metal, żywice, szkło, materiały gumopodobne i drewnopodobne), oraz stosowanie obrabiarek CNC o zwiększonej dokładności stwarza nowe możliwości uzyskania określonych mechanicznych właściwości wytwarzanych przedmiotów, takich jak m.in. struktury komórkowe [1].

Technologia druku 3D jest wykorzystywana do konstruowania elementów o innowacyjnych strukturach z nowoczesnych materiałów. Stwarza to możliwość kształtowania założeń parametrów i właściwości mechanicznych projektowanych konstrukcji. Ponieważ testowanie wpływu każdej zmiany dokonanej w modelu na jego zachowanie się pod wpływem drgań mechanicznych jest kosztowne i czasochłonne, często są przeprowadzane ich symulacje numeryczne. Potencjał zastosowania symulacji numerycznych w obszarze drgań mechanicznych potwierdzają prace badawcze nad drganiami mechanicznymi modeli 3D [2-5] oraz symulacje MES (metodą elementów skończonych) wydruków 3D [6-13]. Metoda elementów skończonych ma szerokie zastosowanie w różnych dziedzinach nauki i inżynierii, służy m.in. do badania drgań mechanicznych (włączając zjawisko rezonansu). Przykładowo w publikacji [3] przedstawiono zastosowanie metod numerycznych do obliczania częstotliwości rezonansowych płyt polimerowych drukowanych techniką 3D. Autorzy



Fot. 1. Badana struktura 3D wykonana w technologii FDM
Photo 1. The tested 3D structure made in the FDM technology

uzyskali różnice między wynikami eksperymentu i symulacji mniejsze niż 20%, co wskazuje na użyteczność tej metody. Również w wielu innych pracach z powodzeniem wykorzystuje się metody numeryczne do wyznaczania częstotliwości i przemieszczeń [2-4, 14-16] oraz parametrów materiałowych [5, 7-12]. Dlatego też w pracy zaprezentowanej w artykule zastosowano symulacje numeryczne MES do testowania i opracowywania nowych konstrukcji antywibracyjnych.

Celem artykułu jest przedstawienie możliwości symulowania MES struktur antywibracyjnych 3D poddawanych drganiom mechanicznym.

Przedmiot testów

Do badań wytypowano jedną z opracowanych struktur antywibracyjnych, przeznaczonych do redukcji drgań mechanicznych. Struktura (o wymiarach zewnętrznych $24,8 \times 28 \times 12$ mm) wykonana w technologii druku 3D FDM (*fused deposition modeling* – osadzanie topionego materiału) miała postać sprężyny umieszczonej między dwiema równoległymi prostopadłościennymi płytkami (fot. 1). Wykonano ją z materiału IGUS I170-PF o gęstości 880 kg/m^3 i module Younga 1300 MPa . Wybór technologii FDM był podyktowany jej powszechną dostępnością i stosunkowo niskimi kosztami wykonania w porównaniu z innymi technikami druku 3D, a także możliwością szybkiego utworzenia konstrukcji tą metodą.

Metoda badań

Badania eksperymentalne

Badania eksperymentalne, przeprowadzone na laboratoryjnym stanowisku badawczym, (fot. 2) polegały na wyznaczeniu przebiegów czasowych przemieszczeń drgań w określonych punktach pomiarowych rozpatrywanej struktury 3D. Następnie na tej podstawie – po wykonaniu szybkiego przekształcenia Fouriera – wyznaczono charakterystyki częstotliwościowe. Do bezkontaktowego rejestrowania przemieszczeń drgań w przyjętych punktach pomiarowych struktury wykorzystano szybką kamerę (fot. 2) o następujących parametrach: prędkości

1000 klatek/s, rozdzielczości 1024×1024 pikseli, czasie zapisu 31 s. W trakcie badań opracowana struktura antywibracyjna była poddawana testowemu sygnałowi drganiowemu w postaci przestrajanego sygnału sinusoidalnego.

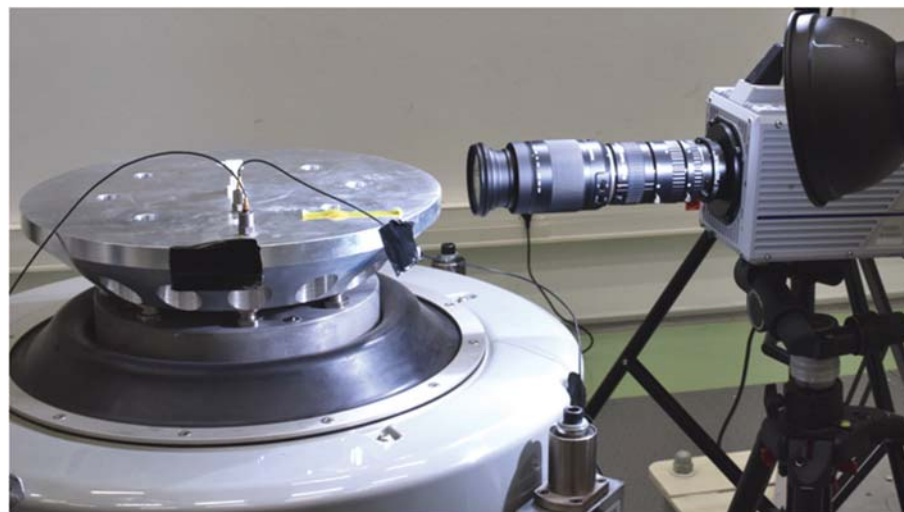
Analiza uzyskanych wyników – w postaci przebiegów przemieszczeń drgań (rys. 1) – pozwoliła na wyznaczenie zakresów częstotliwości, w których nastąpiły wzmocnienia drgań i zmiany fazowe między sygnałami drgań mierzonymi na dolnej i górnej powierzchni badanej struktury.

Przebiegi czasowe przemieszczeń drgań w kierunku pionowym i poziomym uzyskano na podstawie analizy nagrań wideo, zarejestrowanych szybką kamerą. Operację śledzenia punktów pomiarowych przeprowadzono przy pomocy oprogramowania MOVIAS Neo. W trakcie testów strukturę antywibracyjną obciążano kolejno obciążnikami o masie 33 g,

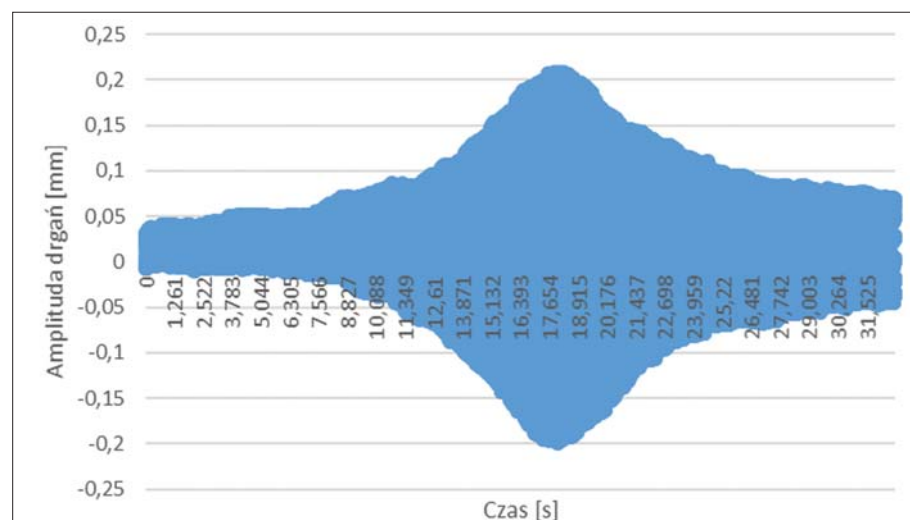
55 g, 81 g i 120 g, umieszczając je na górnej płytce struktury. Dane otrzymane po analizie przebiegów czasowych przemieszczeń drgań – obejmujące wartości częstotliwości rezonansowych i wzmocnień oraz zakresy częstotliwości, w których badane materiały wykazywały tłumienie drgań – wykorzystano do walidacji modelu numerycznego.

Badania symulacyjne

Badania symulacyjne przeprowadzono z wykorzystaniem oprogramowania Femap wyposażonego w solver NX Nastran. Model 3D badanej struktury poddano dyskretyzacji i utworzono siatkę elementów skończonych, pokazaną na rys. 2. Wielkość poszczególnych elementów dobrano eksperymentalnie – siatkę zagęszczono w częściach modelu wyróżniających się obecnością dużych naprężeń w strukturze. Model składał się z 301 992

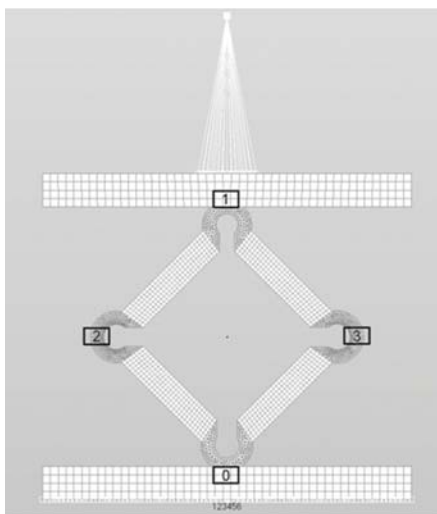


Fot. 2. Stanowisko laboratoryjne z szybką kamerą podczas badań struktury antywibracyjnej
Photo 2. Laboratory stand with a high-speed camera during the tests of the antivibration structure



Rys. 1. Przykład przemieszczenia drgań punktu pomiarowego struktury przy częstotliwości rezonansowej (obciążenie 55 g, kierunek pionowy Y)

Fig. 1. Example of a structure measuring point vibration displacement at resonance frequency (55 g load, vertical Y direction)



Rys. 2. Siatka modelu struktury z zaznaczonymi punktami pomiarowymi (0, 1, 2, 3), odpowiadającymi lokalizacji znaczników zastosowanych podczas badań eksperymentalnych, oraz punkt reprezentujący środek ciężkości na górnej płycie badanej struktury

Fig. 2. The grid of the structure model with marked measurement points (0, 1, 2, 3) corresponding to the location of the markers used during the experimental tests, and a point representing the center of gravity on the top plate of the test structure

elementów, z których każdy posiadał węzły o sześciu stopniach swobody. Na siatce modelowej wyznaczono punkty pomiarowe (0, 1, 2 i 3), które odpowiadają faktycznemu położeniu znaczników umieszczonych w punktach pomiarowych badanej struktury. W miejscach, gdzie w modelu występowały największe naprężenia, wielkość elementów dostosowano do gradientu tych naprężeń. Dzięki temu możliwe było wyznaczenie częstotliwości rezonansowych konstrukcji oraz wartości międzyszczytowych amplitudy (przemieszczeń) drgań. Na model nałożono szereg warunków brzegowych koniecz-

nych do porównania wyników symulacyjnych z wynikami laboratoryjnymi. Model konstrukcji był obciążany poprzez nadanie własności elementu masowego węzłowi znajdującemu się na wysokości środka ciężkości rzeczywistego obciążenia, wykorzystanego podczas badań eksperymentalnych. Połączenie górnej płytki struktury ze wspomnianym węzłem modelowano za pomocą elementów RBE2 (*rigid beam elements* – sztywnych elementów belkowych, rys. 2). Warunkiem brzegowym odpowiadającym połączeniu pomiędzy modelem 3D a wzbudnikiem drgań mechanicznych było odebranie elementom znajdującym się w podstawie wygenerowanej siatki elementów stopni swobody związanych z przemieszczeniem węzłów wzdłuż głównych osi układu. W celu przeprowadzenia analizy częstotliwościowej całą strukturę poddano przyspieszeniu o wartości 9,81 m/s², odpowiadającemu przyspieszeniu grawitacyjnemu.

W celu określenia współczynnika tłumienia w badanym modelu przeprowadzono symulacje przy różnych obciążeniach.

Strukturę pod obciążeniem poddano analizie modalnej i częstotliwościowej – na tej podstawie wyznaczono częstotliwości rezonansowe układu oraz uzyskano dane dotyczące przemieszczeń poszczególnych elementów struktury. Wartość współczynnika tłumienia badanej konstrukcji, wyznaczoną numerycznie w wybranym punkcie (w jednym kierunku), wykorzystano w odniesieniu do całego modelu. Zastosowanie kilku różnych obciążeń (masą 33 g, 55 g, 81 g i 120 g) umożliwiło dokładniejszą walidację modelu numerycznego niż w przypadku użycia tylko jednego obciążenia.

Wyniki przeprowadzonych symulacji numerycznych wskazują na możliwość wykorzy-

stania zastosowanej metody do testowania i projektowania nowych rozwiązań struktur antywibracyjnych.

Omówienie wyników

Względne różnice między wynikami eksperymentu i symulacji przedstawiono w tab. 1 i 2.

Analizując względne różnice częstotliwości rezonansowych, można stwierdzić, że symulacja numeryczna umożliwia określenie częstotliwości rezonansowych z zadowalającą dokładnością. Jedną z częstotliwości rezonansowych – w punkcie 0 w kierunku Y – nie mogła zostać zidentyfikowana na podstawie danych eksperymentalnych (co wynikało z pracy układu sprzężenia zwrotnego w układzie wzbudzenia drgań), natomiast w przypadku 22 z 32 porównywanych wyników różnica nie przekraczała 10,5%.

W odniesieniu do uzyskanych wartości międzyszczytowych (*peak-to-peak*) oceniono względne różnice amplitud w punkcie 0 (w kierunkach X i Y) oraz w punkcie 1 (w kierunku X) jako duże. Prawdopodobnie były one spowodowane zarówno pracą układu sprzężenia zwrotnego w systemie wzbudzenia drgań, jak i brakiem wzbudzenia w kierunku X. Wartości przemieszczeń w tych punktach, uzyskiwane podczas symulacji numerycznych, są znacznie mniejsze niż czułość algorytmu obliczeniowego, co może być przyczyną występujących rozbieżności.

W przypadku przemieszczeń w punkcie 1 dodatkowym czynnikiem, który miał wpływ na otrzymane wartości, mógł być nieidealnie wyśrodkowany punkt umieszczenia obciążników, co skutkowało powstawaniem dodatkowych drgań w kierunku poziomym.

Dodatkowo podczas badań eksperymentalnych potwierdzono, że rejestrowanie bardzo

Tabela 1. Częstotliwości rezonansowe uzyskane w wyniku symulacji i eksperymentów oraz względne różnice między nimi

Table 1. Resonant frequencies obtained from simulations and experiments and the relative differences between them

Obciążenie [g]	Kierunek	Częstotliwości rezonansowe											
		punkt pomiarowy 0			punkt pomiarowy 1			punkt pomiarowy 2			punkt pomiarowy 3		
		f_{r1} [Hz]	f_{r2} [Hz]	Δf_r [%]	f_{r1} [Hz]	f_{r2} [Hz]	Δf_r [%]	f_{r1} [Hz]	f_{r2} [Hz]	Δf_r [%]	f_{r1} [Hz]	f_{r2} [Hz]	Δf_r [%]
33	X	109	86	26,7	109	86	26,7	108	111	2,7	108	111	2,7
	Y	108	-	-	108	110	1,8	108	110	1,8	108	110	1,8
55	X	84	73	15,1	85	95	10,5	84	85	1,2	84	85	1,2
	Y	84	-	-	84	85	1,2	84	85	1,2	84	85	1,2
81	X	69	-	-	70	-	-	69	73	5,5	69	73	5,5
	Y	69	-	-	69	73	5,5	69	73	5,5	69	73	5,5
120	X	57,5	-	-	58	60	3,3	57,5	60	4,2	57,5	60	4,2
	Y	57,5	-	-	57,5	60	4,2	57,5	60	4,2	57,5	60	4,2

Oznaczenia:

f_{r1} – częstotliwość rezonansowa uzyskana jako wynik symulacji, f_{r2} – częstotliwość rezonansowa uzyskana jako wynik eksperymentalny, Δf_r – względna różnica między f_{r1} i f_{r2} , X – kierunek poziomy, Y – kierunek pionowy

Tabela 2. Wartości przemieszczeń międzyszczytowych uzyskane w wyniku symulacji i eksperymentów oraz względne różnice między nimi
 Table 2. The values of peak-to-peak displacements obtained from simulations and experiments and the relative differences between them

Obciążenie [g]	Kierunek	Wartości przemieszczeń międzyszczytowych											
		punkt pomiarowy 0			punkt pomiarowy 1			punkt pomiarowy 2			punkt pomiarowy 3		
		d_1 [mm]	d_2 [mm]	Δd [%]	d_1 [mm]	d_2 [mm]	Δd [%]	d_1 [mm]	d_2 [mm]	Δd [%]	d_1 [mm]	d_2 [mm]	Δd [%]
33	X	0,000014	0,078	99,8	1,178	0,974	20,9	0,589	0,405	45,5	0,589	0,604	2,4
	Y	0,00004	0,035	99,9	0,334	0,271	23,3	0,167	0,142	17,7	0,167	0,136	22,9
55	X	0,00002	0,043	99,9	0,00001	0,051	99,9	0,265	0,168	57,7	0,265	0,2	32,5
	Y	0,00007	0,046	99,9	0,547	0,405	35,1	0,274	0,208	31,7	0,274	0,207	32,3
81	X	0,00003	0,05	99,9	0,0001	0,045	99,9	0,384	0,433	11,4	0,384	0,407	5,7
	Y	0,00009	0,04	99,8	0,792	0,903	12,3	0,396	0,444	10,7	0,396	0,471	15,8
120	X	0,00004	0,012	99,7	0,00002	0,209	99,9	0,57	0,361	58	0,57	0,556	2,6
	Y	0,0001	0,078	99,8	1,148	0,974	20,9	0,589	0,405	45,5	0,589	0,604	2,4

Oznaczenia:
 d_1 – wartość przemieszczenia międzyszczytowego uzyskana jako wynik symulacji, d_2 – wartość przemieszczenia międzyszczytowego uzyskana jako wynik doświadczalny,
 Δd – względna różnica między d_1 i d_2 , X – kierunek poziomy, Y – kierunek pionowy

małych przemieszczeń (mniejszych niż 10 μm) za pomocą szybkiej kamery jest utrudnione i może prowadzić do uzyskiwania niedokładnych wartości przemieszczeń drgań podczas analizy obrazu wideo. W konsekwencji może to mieć wpływ na dokładność wyznaczania w takich warunkach częstotliwości rezonansowych.

Wnioski

Przeprowadzone badania potwierdziły, że wyniki otrzymywane za pomocą symulacji numerycznych silnie zależą od warunków testowych i przyjętych założeń. W zależności od lokalizacji punktu pomiarowego i kierunku przemieszczenia drgań uzyskiwano zadowalającą lub dobrą zgodność wyników eksperymentalnych z wynikami symulacji. Wyjątek stanowił punkt na dolnej podstawie, w którym zaobserwowano duże różnice wartości przemieszczeń. Prawdopodobnie także przyjęte uproszczenia modelu były przyczyną dużych różnic pomiędzy uzyskanymi w badaniach eksperymentalnych i symulacjach wartościami przemieszczeń w kierunku poziomym, w którym nie działał drganiowy sygnał pobudzający. Z kolei porównanie częstotliwości rezonansowych wskazuje na zadowalającą zgodność wyników eksperymentalnych i symulacyjnych. Wyznaczone różnice pozwalają na wykorzystanie badań symulacyjnych do projektowania i modyfikacji struktur antywibracyjnych 3D w tym zakresie. Zadowalająca dokładność wyznaczania częstotliwości rezonansowych na drodze symulacji uzasadnia także stosowanie programów wykorzystujących metodę elementów skończonych do testowania i porównywania właściwości modeli trójwymiarowych poddawanych działaniu drgań mechanicznych. Wykorzystanie takich programów może ułatwić i przyspieszyć prace nad nowymi konstrukcjami antywibracyjnymi.

BIBLIOGRAFIA

- [1] DZIEWIT P., JANISZEWSKI J. Ocena jakościowa procesu deformacji regularnych struktur komórkowych wykonanych techniką druku 3D. *Mechanik*. 2018, 3(91): 250-252.
- [2] MATLACK K.H. i in. Composite 3D-printed metastructures for low-frequency and broadband vibration absorption. *Proceedings of the National Academy of Sciences*. 2016, 113(30): 8386-8390.
- [3] AMIRPOUR M. i in. Numerical and experimental study on free vibration of 3D-printed polymeric functionally graded plates. *Composite Structures*. 2018, 189: 192-205.
- [4] ARRETCHÉ I., MATLACK K.H. Experimental testing of vibration mitigation in 3D-printed architected metastructures. *Journal of Applied Mechanics*. 2019, 86(11).
- [5] CAVALAGLI N. i in. Enhanced energy dissipation through 3D printed bottom geometry in Tuned Sloshing Dampers. *Journal of Fluids and Structures*. 2021, 106: 103377.
- [6] RIEGER N.F. Relationship between finite element analysis and modal analysis. *Sound & Vibration*. 1986, 20(1): 16-31.
- [7] BHANDARIS., LOPEZ-ANIDO R. Finite element analysis of thermoplastic polymer extrusion 3D printed material for mechanical property prediction. *Additive Manufacturing*. 2018, (22): 187-196.
- [8] XIAO J., LIU H., DING T. Finite element analysis on the anisotropic behavior of 3D printed concrete under compression and flexure. *Additive Manufacturing*. 2021, 39: 101712.
- [9] ABBOT D.W. i in. Finite element analysis of 3D printed model via compression tests. *Procedia Manufacturing*. 2019, 35: 164-173.
- [10] ZARBAKSH J., IRAVANI A., AMIN-AKHLA-GHI Z. Sub-modeling finite element analysis of 3D printed structures. 16th International Conference on Thermal, Mechanical and Multi-Physics Simulation and Experiments in Microelectronics and Microsystems. IEEE, 2015.
- [11] YAN L. i in. Finite element analysis of bone and implant stresses for customized 3D-printed orthopaedic implants in fracture fixation. *Medical and Biological Engineering and Computing*. 2020, 58(5): 921-931.
- [12] ABUEIDDA D.W. i in. Mechanical properties of 3D printed polymeric Gyroid cellular structures: Experimental and finite element study. *Materials and Design*. 2019, 165: 107597.
- [13] PETYT M. *Introduction to finite element vibration analysis*. Cambridge University Press, 2010.
- [14] ZAREIAN JAHROMI S.A. i in. Prediction of the resonant frequency of piezoelectric tube scanners through three-dimensional finite element modeling of a tube assembly. *Review of Scientific Instruments*. 2008, 79(7): 076104.
- [15] QI W., CAO W. Finite element analysis and experimental studies on the thickness resonance of piezocomposite transducers. *Ultrasonic Imaging*. 1996, 18(1): 1-9.
- [16] GUO L.-X., TEO E.C. Prediction of the modal characteristics of the human spine at resonant frequency using finite element models. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part H: Journal of Engineering in Medicine*. 2005, 219(4): 277-284.

Opracowano i wydano na podstawie wyników V etapu programu wieloletniego pn. „Poprawa bezpieczeństwa i warunków pracy”, finansowanego w zakresie badań naukowych i prac rozwojowych ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju (projekt nr III.PB.02 pt. „Opracowanie systemów antywibracyjnych o innowacyjnych strukturach 3D”). Koordynator programu: Centralny Instytut Ochrony Pracy – Państwowy Instytut Badawczy.