



**POLITECHNIKA
RZESZOWSKA**
im. IGNACEGO ŁUKASIEWICZA



**SZKOŁA
DOKTORSKA**
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

Wpływ rodzaju materiału tłumiącego, temperatury pracy oraz geometrii elementu tłumiącego na skuteczność pasywnej wibroizolacji

mgr inż. Piotr Łabuński

Promotor: dr hab. inż. Lucjan Witek, prof. PRz

Rzeszów 2024

Składam serdeczne podziękowania:
promotorowi, dr. hab. inż. Lucjanowi Witkowi, prof. PRz,
za liczne dyskusje, rady i wskazówki, dotyczące niniejszej rozprawy,
rodzinie i bliskim za wsparcie,
w szczególności dziękuję mojej żonie Natalii,
rodzicom, Pawłowi, Krzysztofowi oraz Wojciechowi.

Ad maiorem Dei gloriam

Spis treści

Nomenklatura	3
1. Wstęp	9
2. Przegląd literatury	13
2.1. Hałas lotniczy i samochodowy	13
2.2. Rodzaje tłumienia	18
2.2.1. Tarcie w połączeniach ruchomych	18
2.2.2. Tłumienie hydrodynamiczne i aerodynamiczne	18
2.2.3. Tarcie konstrukcyjne	19
2.2.4. Tarcie wewnętrzne	19
2.3. Miary tłumienia drgań	20
2.4. Materiały lepkosprężyste	21
2.4.1. Model Maxwella	23
2.4.2. Model Kelvina-Voigta	24
2.4.3. Model trójparametrowy	24
2.4.4. Ogólny model standardowy	27
2.4.5. Uogólnione pochodne	27
2.4.6. Zespolony moduł	28
2.4.7. Właściwości materiałów lepkosprężystych	31
2.5. Rodzaje analiz dynamicznych	34
2.5.1. Analizy teoretyczne	35
2.5.2. Analizy eksperymentalne	38
2.6. Metody estymacji parametrów modeli modalnych	41
2.7. Metody identyfikacji materiałów lepkosprężystych	44
2.7.1. Belka jednorodna	45
2.7.2. Belka Obersta	46
2.7.3. Symetryczna belka Van Oorta	47

2.7.4. Symetryczna belka warstwowa.....	47
2.8. Przegląd metod tłumienia	48
2.8.1. Tłumienie materiałami lepkosprężystymi.....	49
2.8.2. Tłumienie piezoelektryczne	53
2.8.3. Tłumienie magnetyczne	53
2.8.4. Tłumienie cząstkami	54
2.8.5. Tłumienie elektrostatyczne	54
2.8.6. Tłumienie wiropądowe.....	54
2.8.7. Tłumienie magnetoreologiczne.....	55
2.8.8. Tłumienie stopami z pamięcią kształtu.....	55
2.9. Tłumienie lepkosprężyste w przemyśle samochodowym i lotniczym.....	56
2.9.1. Zastosowanie tłumienia w przemyśle samochodowym.....	57
2.9.2. Zastosowanie tłumienia w lotnictwie	59
3. Badania eksperymentalne pasywnej wibroizolacji.....	65
3.1. Stanowisko badawcze	65
3.2. Wpływ rodzaju materiału tłumiącego oraz jego konfiguracji na skuteczność	69
pasywnej wibroizolacji	69
3.2.1. Wpływ rodzaju materiału tłumiącego na skuteczność pasywnej	73
wibroizolacji	73
3.2.2. Wpływ konfiguracji FLD i CLD materiału tłumiącego na	79
skuteczność pasywnej wibroizolacji	79
3.3. Wpływ temperatury pracy na skuteczność pasywnej wibroizolacji	85
4. Identyfikacja własności dynamicznych materiałów lepkosprężystych.....	107
4.1. Walidacja modelu materiału lepkosprężystego	116
5. Ocena skuteczności pasywnej wibroizolacji w różnej konfiguracji geometrycznej na przykładzie analizy harmonicznej fragmentu kadłuba samolotu	133
6. Wnioski	157
Bibliografia	161

Nomenklatura

Symbole:

C	macierz tłumienia
H	macierz zespolonej podatności dynamicznej
I	macierz jednostkowa
K	macierz sztywności
M	macierz mas
P	wektor uogólnionych sił wymuszających
S	macierz sztywności dynamicznej
q	wektor przemieszczeń uogólnionych
\dot{q}	wektor prędkości uogólnionych
\ddot{q}	wektor przyspieszeń uogólnionych
Ψ	wektor własny
A_n	n-ta amplituda
$A_{nt} [-]$	amplituda funkcji odpowiedzi częstotliwościowej nietłumiona
$A_t [-]$	amplituda funkcji odpowiedzi częstotliwościowej tłumiona
$E [Pa]$	moduł Younga
$E^* [Pa]$	zespolony moduł Younga
$E' [Pa]$	moduł zachowawczy (dynamiczny moduł sprężystości)
$E'' [Pa]$	moduł stratności (dynamiczny moduł lepkości)
$G [Pa]$	moduł Kirchhoffa
$G^* [Pa]$	zespolony moduł sprężystości postaciowej
$G' [Pa]$	dynamiczny moduł sprężystości postaciowej (zachowawczy)

$G'' [Pa]$	dynamiczny moduł stratności postaciowej
$L_p [dB]$	poziom ciśnienia akustycznego
$N [N]$	reakcja normalna
$Q [-]$	dobroć układu
$R [N]$	siła oporu wiskotycznego
$T [N]$	siła tarcia suchego (reakcja styczna)
$W [J]$	energia dyssypowana
$b [mm]$	szerokość belki
$c \left[\frac{kg}{s} \right]$	współczynnik oporu lepkiego (tłumienia rzeczywistego)
$c_k \left[\frac{kg}{s} \right]$	współczynnik tłumienia krytycznego
$f [Hz]$	częstotliwość
$f_0 [Hz]$	częstotliwość drgań własnych
$f_n [Hz]$	częstotliwość n-tej harmoniczej
$g \left[\frac{m}{s^2} \right]$	przyspieszenie grawitacyjne
$h [mm]$	grubość belki
$i = \sqrt{-1}$	jednostka urojona
$j [-]$	liczba łopat śmigła
$l [mm]$	długość belki
$m [kg]$	masa
$n [-]$	rzęd harmoniczej/liczba całkowita

$n_s \left[\frac{\text{obr}}{s} \right]$	liczba obrotów w czasie sekundy
$p \text{ [Pa]}$	ciśnienie akustyczne badanego dźwięku
$p_0 \text{ [Pa]}$	ciśnienie odniesienia
$t \text{ [s]}$	czas
$v \left[\frac{m}{s} \right]$	prędkość przesuwanego ciała
Γ	funkcja gamma (gamma Eulera).
Δ	przyrost zmiennej
$\phi \text{ [rad]}$	kąt przesunięcia fazowego przemieszczenia
α, β	stałe współczynniki
$\delta \text{ [-]}$	logarytmiczny dekrement tłumienia drgań
$\varepsilon \text{ [-]}$	odkształcenie
$\zeta \text{ [-]}$	współczynnik tłumienia
$\eta \text{ [-]}$	współczynnik strat próbki
$\eta^* \text{ [-]}$	współczynnik strat materiału
$\eta_{nt} \text{ [-]}$	współczynnik strat układu bez wibroizolacji
$\eta_t \text{ [-]}$	współczynnik strat układu z wibroizolacją
$\theta \text{ [rad]}$	kąt przesunięcia fazowego między naprężeniem a odkształceniem
$\varrho \text{ [-]}$	współczynnik rozproszenia
λ	wartość własna
$\mu \text{ [Pa} \cdot \text{s]}$	współczynnik lepkości płynu
$\mu_r \text{ [-]}$	bezwymiarowy współczynnik tarcia suchego

$\nu [-]$	liczba Poissona
ξ_n	n-ta wartość własna
π	ludolfina
$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	gęstość materiału
$\sigma [Pa]$	naprężenie normalne
$\varphi [rad]$	kąt przesunięcia fazowego wymuszenia
$\omega \left[\frac{rad}{s} \right]$	częstość kołowa
$\omega_0 \left[\frac{rad}{s} \right]$	częstość drgań własnych
$\omega_r \left[\frac{rad}{s} \right]$	częstość rezonansowa
$\omega_i \left[\frac{rad}{s} \right]$	częstość drgań tłumionych
$\frac{d^n ()}{dt^n}$	pochodna funkcji n-rzędu względem czasu
$\ddot{\quad}, \dot{\quad}$	pierwsza, druga pochodna funkcji względem czasu
$D^{\alpha_n}, D^{\beta_n}$	pochodna ułamkowa n-rzędu
$\Re ()$	część rzeczywista liczby zespolonej
$\Im ()$	część urojona liczby zespolonej

Akronimy:

ACLD	Active Constrained Layer Damping (Aktywne Tłumienie Warstwą Ograniczającą)
APDL	Ansyes Parametric Design Language (Język Projektowania Parametrycznego Ansyes)

CAD	Computer Aided Design (Projektowanie Wspomagane Komputerowo)
CLD	Constrained Layer Damping (Tłumienie Warstwą Ograniczającą)
DEM	Discrete Element Method (Metoda Elementów Dyskretnych)
ECD	Eddy Current Damper (Tłumienie Wiroprądowe)
EMCLD	Electromagnetic Constrained Layer Damping (Elektromagnetyczne Tłumienie Warstwą Ograniczającą)
FLD	Free Layer Damping (Tłumienie Warstwą Swobodną)
FRF	Frequency Response Functions (Funkcja Odpowiedzi Częstotliwościowej)
MCLD	Magnetic Constrained Layer Damping (Magnetyczne Tłumienie Warstwą Ograniczającą)
MES	Metoda Elementów Skończonych
MR	Płyn Magnetoreologiczny
NRFD	Normalized Relative Frequency Difference (Znormalizowana Względna Różnica Częstotliwości)
NVH	Noise Vibration and Harshness (Hałas, Wibracje i Uciążliwość Działania)
PD	Particle Damper (Tłumienie Cząstkami)
SMA	Shape Memory Alloy (Stopy Z Pamięcią Kształtu)
VEM	Viscoelastic Material (Materiał Lepkosprężysty/Wiskoelastyczny)
TVD	Tuned Viscoelastic Damper (Dostrojony Wiskoelastyczny Tłumik)

1. Wstęp

Drgania mogą mieć różne źródła i być efektem występowania zjawisk naturalnych lub pracy części maszyn. Przenoszą się na różne sposoby, generując przy tym hałas (niepożądane dźwięki) i oddziałując bezpośrednio na organizm człowieka oraz konstrukcję pojazdu. Długotrwałe przebywanie w hałaśliwym środowisku wpływa niekorzystnie na samopoczucie oraz zdrowie fizyczne i psychiczne. Dodatkowo zwiększenie amplitudy drgań powoduje oscylacje naprężeń i wpływa na zmniejszenie trwałości zmęczeniowej struktury. Stąd zwiększenie komfortu akustycznego oraz redukcja hałasu i drgań – tzw. NVH (ang. Noise Vibration and Harshness) ma coraz większe znaczenie.

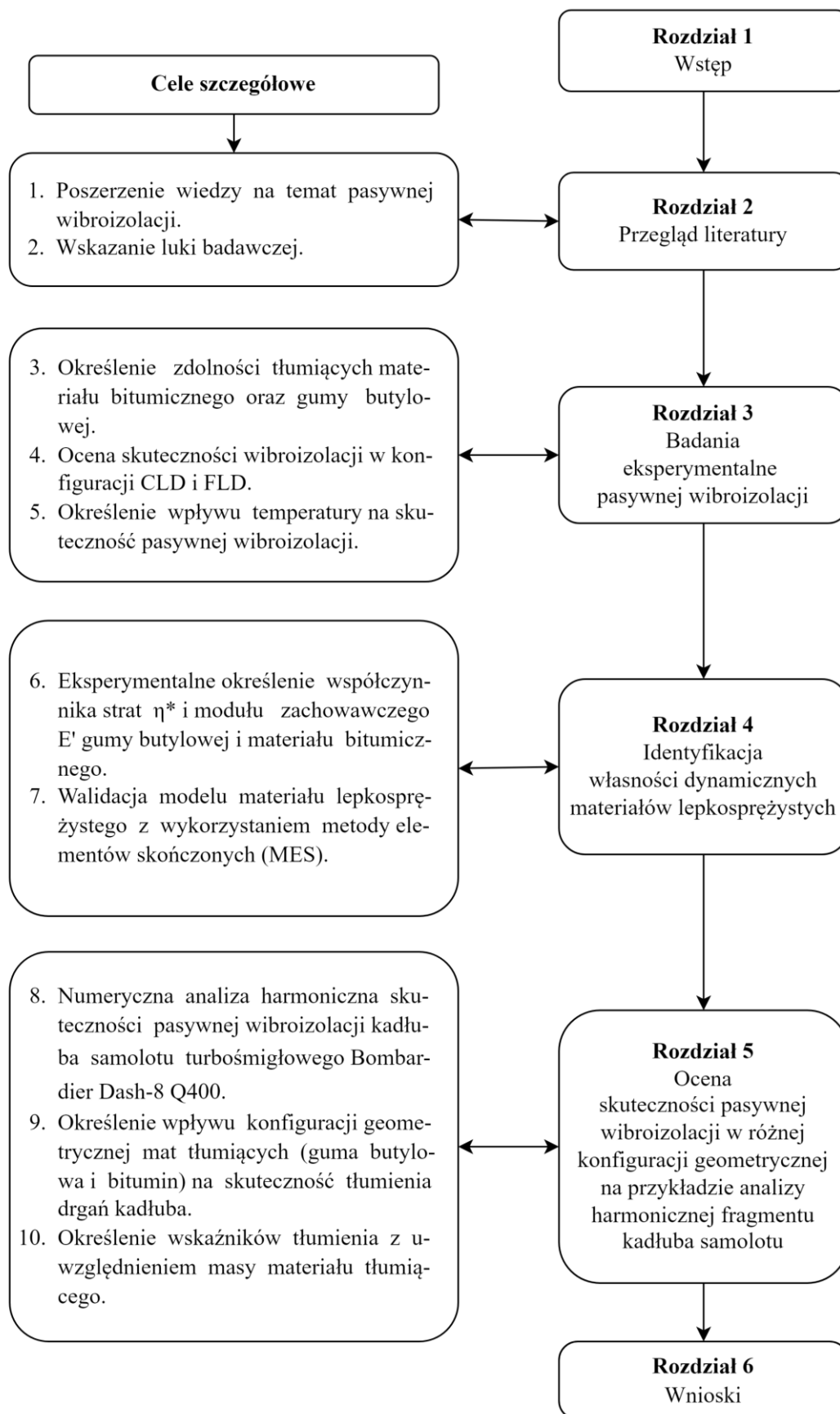
W samolocie występują dwa zasadnicze źródła emitujące fale akustyczne. Jedno z nich to wibracje mechaniczne konstrukcji, powodowane np. przez obracające się turbiny silników. Drugie to turbulencja, powodowana np. przepływem gazów spalinowych, przepływem zasysanych strumieni powietrza lub obrotem śmigła. Hałas w samochodzie zwykle związany jest z pracą silnika, klimatyzacją lub nierówną powierzchnią drogi.

Najpowszechniejszym rozwiązaniem, stosowanym w celu rozproszenia energii wibracji, jest pokrycie drgającej powierzchni matą wykonaną z materiału lepkosprężystego. Zapewnia ona dużą skuteczność i jest niedroga w aplikacji. Taki rodzaj wibroizolacji jest wrażliwy na zmianę warunków otoczenia, stąd podczas jego implementacji, konieczne jest uwzględnienie wpływu temperatury oraz innych czynników na jego skuteczność. Dodatkowo stosując to rozwiązanie w samolotach, konieczne jest zadbanie o redukcję masy elementu tłumiącego przy zachowaniu jak najlepszej dyssypacji wibracji.

Cel i zakres pracy

Celem niniejszej pracy jest numeryczno-eksperymentalna analiza wpływu rodzaju materiału tłumiącego oraz jego konfiguracji, temperatury pracy i geometrii elementu tłumiącego na skuteczność pasywnej wibroizolacji.

W celu realizacji pracy wyszczególniono 10 celów szczegółowych, które przedstawione są na rys. 1.1.



Rys. 1.1. Struktura dysertacji wraz z odniesieniem do celów szczegółowych

Rozprawa składa się z sześciu rozdziałów – wstępu wprowadzającego w rozważaną tematykę, jednego rozdziału poświęconego analizie literatury oraz czterech, w których zaprezentowano wyniki i wnioski przeprowadzonych badań autorskich. Strukturę dysertacji przedstawiono na rys. 1.1.

Rozdział pierwszy stanowi wstęp, który wprowadza w tematykę pracy oraz nakreśla problemy związane z występowaniem hałasu i drgań.

W **rozdziale drugim** dokonano obszernego przeglądu literatury. Przedstawiono źródła hałasu w pojazdach samochodowych i samolotach. Następnie omówiono rodzaje tłumienia oraz opisano własności tłumiące materiałów lepkosprężystych i sposoby ich modelowania. Przedstawione zostały rodzaje analiz dynamicznych oraz metody estymacji parametrów modeli modalnych i materiałowych. Dokonano również przeglądu metod wibroizolacji stosowanych w przemyśle samochodowym i lotniczym.

W **rozdziale trzecim** przedstawiono metodykę badań oraz wyniki eksperymentalnej analizy modalnej rozpatrywanych próbek. Opisane zostało stanowisko badawcze wykorzystane w badaniach doświadczalnych. Zbadano wpływ rodzaju materiału tłumiącego oraz jego konfiguracji na zdolności dyssypacyjne. Opisano budowę komory chłodzącej własnego projektu, którą następnie wykorzystano do określenia wpływu temperatury pracy na skuteczność wibroizolacji.

W **rozdziale czwartym** dokonano eksperymentalnego określenia współczynnika strat η^* i modułu zachowawczego E' dwóch materiałów lepkosprężystych (gumy butylowej i materiału bitumicznego). Wyżej wymienione dane materiałowe są niezbędne do opracowania modelu materiału lepkosprężystego. W celu weryfikacji wyznaczonych stałych przeprowadzono analizę modalną oraz harmoniczną z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES). Obliczenia zostały przeprowadzone w środowisku ANSYS Workbench 2023 R2 przy pomocy modułu Mechanical.

W **rozdziale piątym** przeprowadzono analizę harmoniczną fragmentu kadłuba samolotu turbośmigłowego Bombardier Dash-8 Q400. Posługując się symulacjami numerycznymi określono wpływ (ażurowej) geometrii materiału tłumiącego na jego zdolności dyssypacyjne. Rozważono osiem geometryczno-materiałowych konfiguracji wibroizolacji. W analizie tej wprowadzono dwa dodatkowe wskaźniki oceny pasywnej wibroizolacji, które oprócz oceny intensywności tłumienia uwzględniły także przyrost masy konstrukcji (ważne kryterium w projektowaniu samolotów).

Rozdział szósty zawiera wnioski ilościowe i jakościowe wynikające z przeprowadzonych badań eksperymentalnych i symulacji numerycznych. W rozdziale tym przedstawiono również możliwe kierunki dalszych badań nad zagadnieniem pasywnej wibroizolacji w aplikacjach inżynierskich.

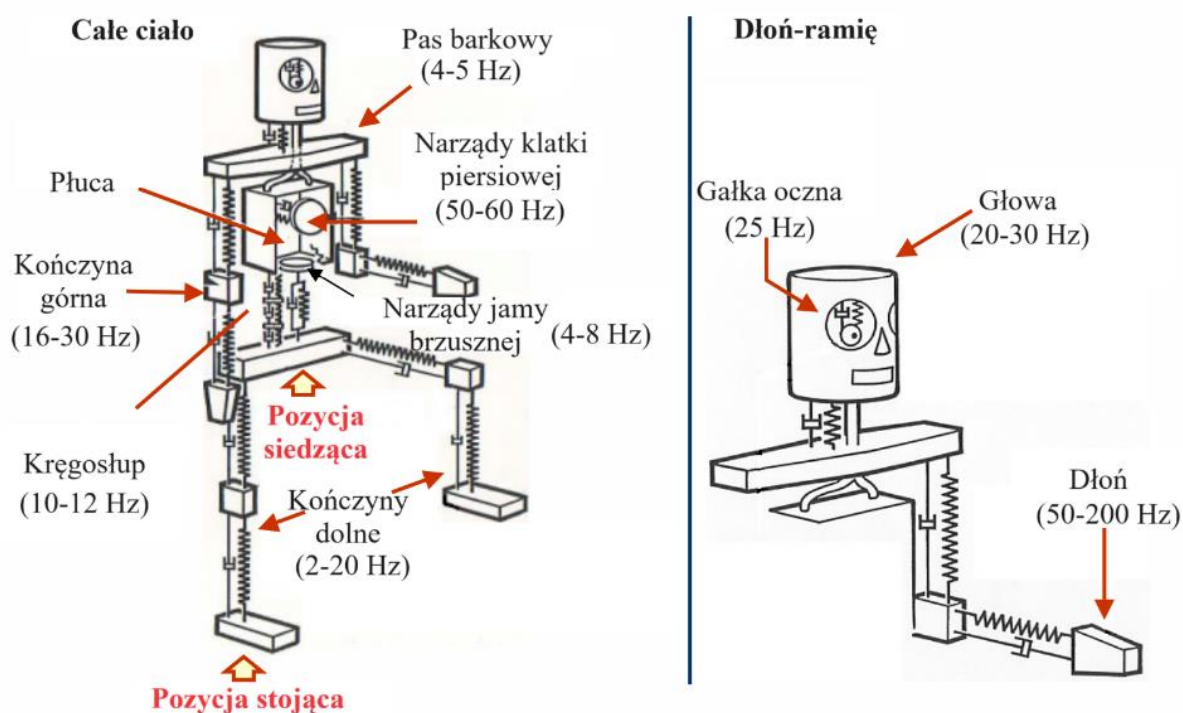
Niniejsza praca stanowi numeryczno-eksperymentalne studium dotyczące wpływu wybranych czynników na skuteczność pasywnej wibroizolacji. Wybrane do badań maty tłumiące są powszechnie dostępne na rynku, jednak producenci nie udostępniają szczegółowych informacji dotyczących zmiany ich modułu zachowawczego E' czy współczynnika strat η w szerokim zakresie częstotliwości. Wyżej wymienione parametry są niezbędne na etapie projektowania konstrukcji (umożliwiają realizację numerycznej analizy harmonicznej).

2. Przegląd literatury

W niniejszym rozdziale jako pierwsze przedstawiono zagadnienia związane z hałasem lotniczym i samochodowym. Następnie omówiono rodzaje tłumienia opisane w literaturze. Wymienione zostały również miary dyssypacji energii wibracji. W dalszej części analizowano własności tłumiące materiałów lepkosprężystych i sposoby ich modelowania. Przedstawione zostały rodzaje analiz dynamicznych oraz metody estymacji parametrów modeli modalnych i materiałowych. Następnie dokonano obszernego przeglądu metod wibroizolacji stosowanych w przemyśle samochodowym i lotniczym.

2.1. Hałas lotniczy i samochodowy

Tłumienie drgań ma szczególne znaczenie w lotnictwie. Długotrwała praca pilota w hałasie i drgającym otoczeniu niekorzystnie wpływa na jego kondycję fizyczną i powoduje wzrost zmęczenia. Zmniejsza się tym samym jego zdolność do podjęcia właściwej decyzji i odpowiedniego działania podczas kontrolowania lotu. Badania potwierdziły, że długotrwałe narażenie na wibracje może spowodować obrażenia szyi i kręgosłupa u pilota lub załogi [1], [2] (rys. 2.1). W celu zapewnienia bezpieczeństwa, konieczne jest określenie poziomu drgań komfortowego dla człowieka [3].



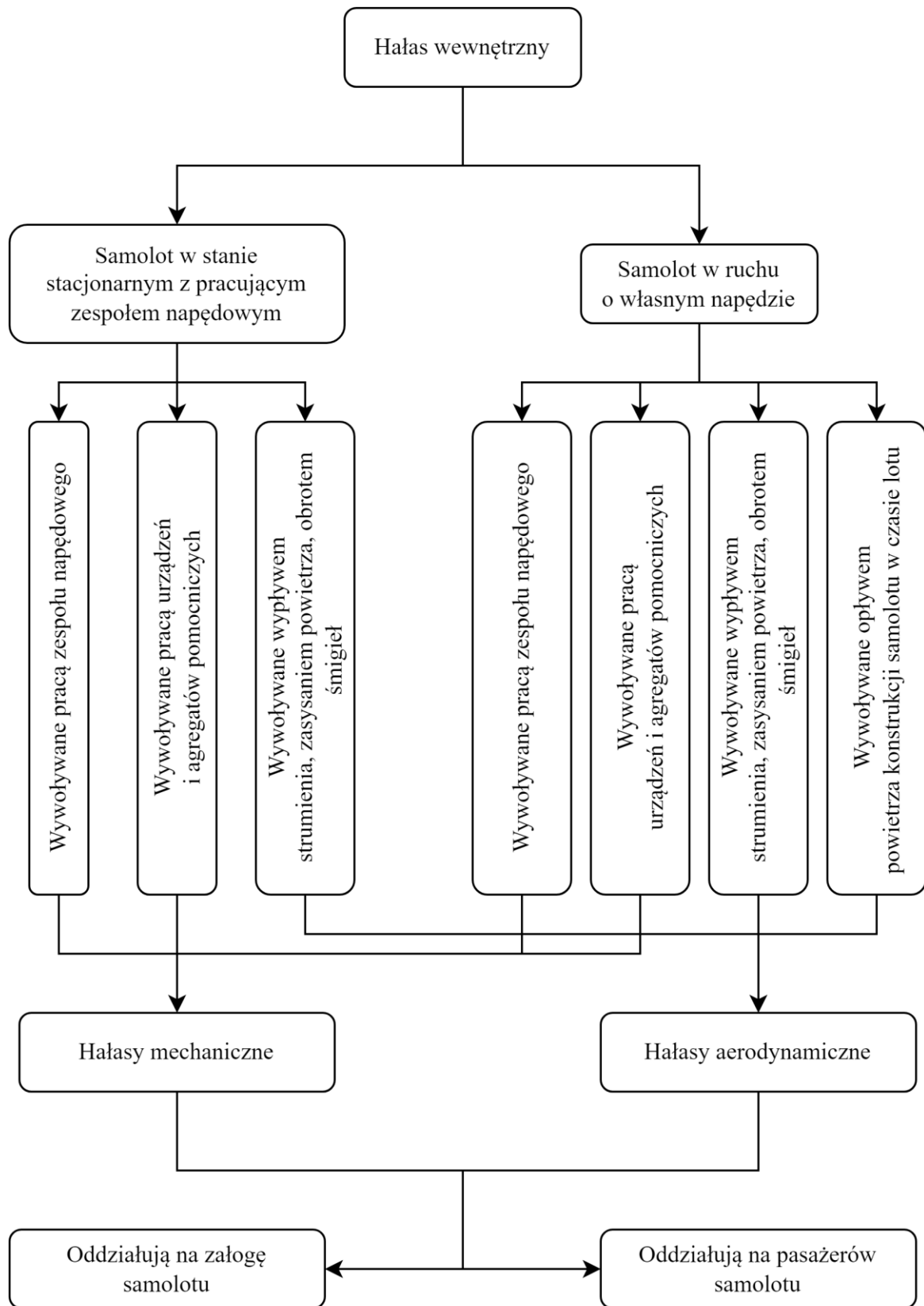
Rys. 2.1. Model ciała ludzkiego z zaznaczonymi zakresami częstotliwości drgań własnych poszczególnych organów [4]

Wibracje mają również niekorzystny wpływ na strukturę samolotu i jego oprzyrządowanie. Długotrwała praca elementów w obrębie strefy rezonansowej może doprowadzić do ich rozstrojenia lub całkowitego zniszczenia.

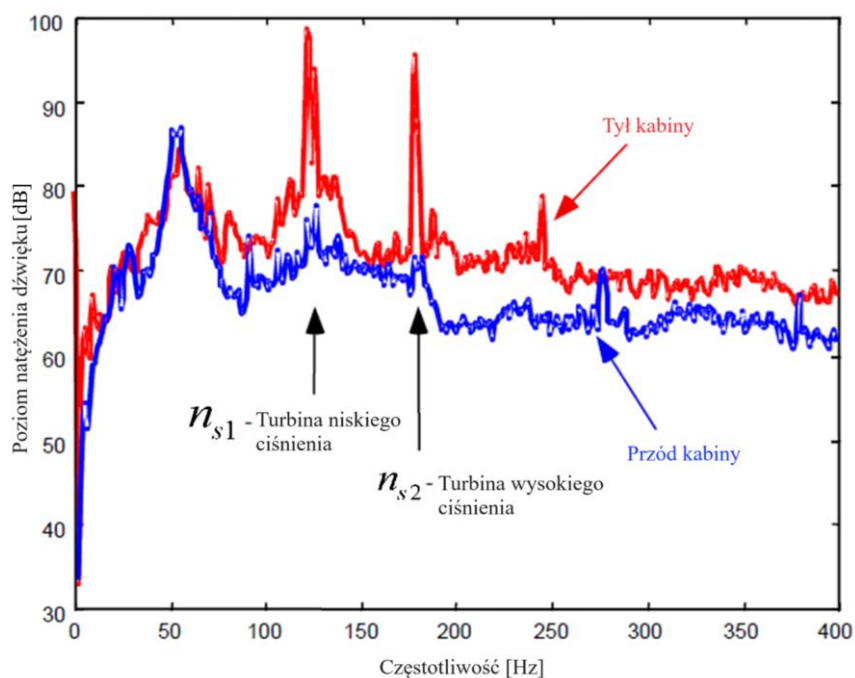
Podczas analizy samolotu jako źródła hałasu lotniczego należy wyodrębnić hałas występujący wewnątrz samolotu (hałas wewnętrzny) oraz hałas występujący na zewnątrz samolotu (hałas zewnętrzny) [5]. W zależności od tego czy samolot znajduje się w stanie stacjonarnym czy w ruchu, hałas wewnętrzny jest emitowany przez różne źródła [5] (rys. 2.2). W każdym rodzaju silnika niewyważenie elementów wirujących powoduje powstanie oscylacyjnych sił bezwładności. Wszelkie mimośrodowości czy błędy tolerancyjne w wałach lub łożyskach generują drgania strukturalne, które przenoszą się na kabinę wytwarzając hałas.

Rodzaj zastosowanego układu napędowego ma wpływ na poziom generowanego hałasu wewnątrz samolotu. W samolotach z napędem odrzutowym poziom hałasu wewnętrznego jest w głównej mierze determinowany przez wpływ hałasu emitowanego przez strumienie gazów spalinowych na kadłub i powietrza zasysanego przez kompresor, a także przez mechaniczne wibracje generowane przez silniki napędowe [5]. W silnikach dwuprzepływowych istotną składową hałasu stanowi hałas emitowany przez wentylator, kompresor i turbinę, który charakteryzuje się poziomami większymi od poziomu hałasu emitowanego przez strumień gazów spalinowych. Hałas generowany przez turbinę zawiera się w ograniczonej części widma akustycznego, obejmującego zakres niskich częstotliwości i jego natężenie jest znacznie mniejsze od hałasu emitowanego przez wentylator. Kompresor zwykle nie jest wydzielany jako samodzielne źródło hałasu. Częstotliwości obrotów wentylatora, dla średniej wielkości samolotów z silnikami turbowentylatorowymi, to ok. 175 Hz a sprężarki ok. 433 Hz [6]. Hałas o tych częstotliwościach jest zwykle większy niż ten generowany przez przepływ powietrza, klimatyzację lub akcesoria. Źródła te zwykle wytwarzają poziomy hałas szerokopasmowego, podczas gdy niewyważenia generują konkretne częstotliwości i ich harmoniczne. Na rys. 2.3. pokazano przykładowe widmo akustyczne zmierzone w kabinie samolotu [6].

Hałas wewnętrzny w samolotach komunikacyjnych z napędem odrzutowym jest w znacznym stopniu zależny od rozmieszczenia silników względem kadłuba. Pozycja silników wpływa na zmiany obciążenia akustycznego działającego na powierzchnię kadłuba oraz na przekazywanie drgań mechanicznych przez szkielet konstrukcji samolotu [5].



Rys. 2.2. Hałas wewnętrzny i jego źródła [5]



Rys. 2.3. Widmo akustyczne zmierzone we wnętrzu kabiny samolotu z silnikiem turbowentylatorowym [6]

W samolotach turbośmigłowych wewnętrzne pole akustyczne jest zależne od hałasu generowanego przez śmigła, strumienie gazów spalinowych i urządzenia pomocnicze. W porównaniu z innymi źródłami dźwięku, hałas emitowany przez śmigła (wspomnianego samolotu) cechuje się znacznie większym poziomem dźwięku i w pełni determinuje ogólny poziom hałasu wewnętrznego. W przypadku zespołu napędowego, składającego się z dwu lub większej liczby silników napędowych, obracające się śmigła tych silników powodują powstawanie na powierzchni kadłuba interferencji fal dźwiękowych związanych z polami akustycznymi poszczególnych śmigieł. Wówczas interferencja fal dźwiękowych, emitowanych przez silniki wewnętrzne (położone bliżej kadłuba) ma zasadniczy wpływ na hałas wewnętrzny [5].

Hałas wywołowany przez śmigło najczęściej rozpatrywany jest jako bezpośrednie oddziaływanie sił aerodynamicznych na łopaty śmigła [5]. Decydującym źródłem hałasu emitowanego przez zwykłe śmigło są stałe, działające na jego łopatach siły ciągu. W przypadku równomiernych obrotów śmigła siły te wywołują periodyczne zaburzenia ośrodka, powodujące powstawanie hałasu. Widmo tego hałasu ma strukturę harmoniczną i składa się z nieciągłych częstotliwości, będących krotnościami częstotliwości przejść łopat. Nieciągłe częstotliwości widma periodycznego można obliczyć z wyrażenia:

$$f_n = n \cdot j \cdot n_s, \quad (2.1)$$

gdzie: f_n – częstotliwość n -tej harmoniczej, n – rząd harmoniczej, j – liczba łopatek śmigła, n_s – liczba obrotów w czasie sekundy.

Eksperymentalnie potwierdzono, że w przypadku śmigieł poddźwiękowych najbardziej intensywną składową widma jest częstotliwość podstawowa, natomiast dla śmigieł naddźwiękowych niektóre harmoniczne mogą mieć wyższą intensywność niż sama częstotliwość podstawowa [5].

W samolotach znajdujących się w ruchu, znaczący wpływ na poziom hałasu wewnętrznego mają hałasy aerodynamiczne. Wraz ze wzrostem zewnętrznych wymiarów samolotu, hałas aerodynamiczny zaczyna dominować nad innymi źródłami hałasu. Dodatkowo, zwiększona grubość warstwy przyściennej na powierzchni kadłuba samolotu szerokokadłubowego przesuwają widmo częstotliwości lokalnych drgań aerodynamicznych. W wyniku tego obniżają się odpowiednie częstotliwości drgań kadłuba, przesuwając się w pasmo dźwięków słyszalnych dla ludzkiego ucha [5].

Źródłem wibracji mogą być zjawiska natury aeroelastycznej. Typowym przykładem niebezpiecznych narastających wibracji konstrukcji są samowzbudne drgania wywołane siłami aerodynamicznymi, tzw. flutter [7]. Drgania typu flutter mogą mieć różne postaci i dotyczyć różnych elementów konstrukcji. Możliwe są drgania jednego elementu lub kilku naraz. Oprócz drgań samowzbudnych na usterzeniu mogą wystąpić drgania wymuszone, jest to, tzw. trzepotanie usterzeń (buffeting) [8]. Powstają one wówczas, gdy usterzenie znajdzie się w zaburzoną strumieniu wywołanym oderwaniem się strug na powierzchni skrzydła lub przy przejściu skrzydło - kadłub. Jeżeli częstość tego zaburzenia równa się częstości drgań usterzenia może dojść do rezonansu mechanicznego prowadzącego do zniszczenia usterzenia.

W przemyśle samochodowym kładzie się również duży nacisk na minimalizację drgań i hałasu. Jednym z ważniejszych parametrów podczas projektowania jest redukcja drgań (NVH). Pojazdy samochodowe są tak konstruowane, by zmniejszyć szkodliwe wibracje. Hałas w samochodach zwykle jest związany z pracą silnika, klimatyzacją i nierówną powierzchnią drogi. Rozchodzi się różnymi sposobami m.in. poprzez mocowanie silnika czy zawieszenie [9].

2.2. Rodzaje tłumienia

Tłumienie drgań jest jednym z przejawów rozproszenia energii mechanicznej nieodłącznie związanym z ruchem układów mechanicznych. Procesy powodujące tłumienie drgań są bardzo złożone i wiedza o nich jest niepełna. Jednak rola tego zjawiska w dynamice jest bardzo duża. Obniża ono w sposób istotny amplitudy drgań czyniąc je nieszkodliwymi, co ma szczególne znaczenie podczas pracy urządzenia w strefie rezonansu. W technicznym ujęciu rozróżniamy różne grupy mechanizmów tłumienia [10], które zostaną przedstawione w dalszej części pracy.

2.2.1. Tarcie w połączeniach ruchomych

Tarcie w połączeniach mechanicznych, w których występuje wyraźny ruch względny, jak w przypadku prowadnic czy łożysk, przybiera różne formy. Przy braku smarowania ma charakter tak zwanego tarcia suchego (tłumienie kulombowskie) opisanego zależnością:

$$T = \mu_r N \operatorname{sgn}(v), \quad (2.2)$$

gdzie: T – siła tarcia suchego (reakcja styczna), μ_r – bezwymiarowy współczynnik tarcia suchego, N – reakcja normalna, v – prędkość przesuwanego ciała.

W niektórych przypadkach tarcie suche może prowadzić do powstania drgań samowzбудnych. Jeżeli występuje film olejowy pomiędzy współpracującymi elementami mamy do czynienia z tarcie wiskotycznym liniowym (2.3) lub nieliniowym:

$$R = cv, \quad (2.3)$$

gdzie: R – siła oporu wiskotycznego, c – współczynnik oporu lepkiego, v – prędkość przesuwanego ciała względem płynu. Tarcie wiskotyczne jest na ogół duże i wpływa silnie tłumiąco na drgania [10].

2.2.2. Tłumienie hydrodynamiczne i aerodynamiczne

Ruch elementów mechanicznych w atmosferze płynu lub gazów podlega tłumieniu związanemu z oporami ośrodka. Opory ruchu w powietrzu są zazwyczaj na tyle małe, że ich wpływ na tłumienie drgań można zaniedbać, z wyjątkiem specyficznych przypadków. Silny wpływ tłumiący mają natomiast płyny, szczególnie płyny o dużej lepkości.

Przykładami mogą być układy z tarciem płynnym, jak łożyska hydrodynamiczne, a także elementy tłumiące, takie jak amortyzatory hydrostatyczne i aerostatyczne [10].

2.2.3. Tarcie konstrukcyjne

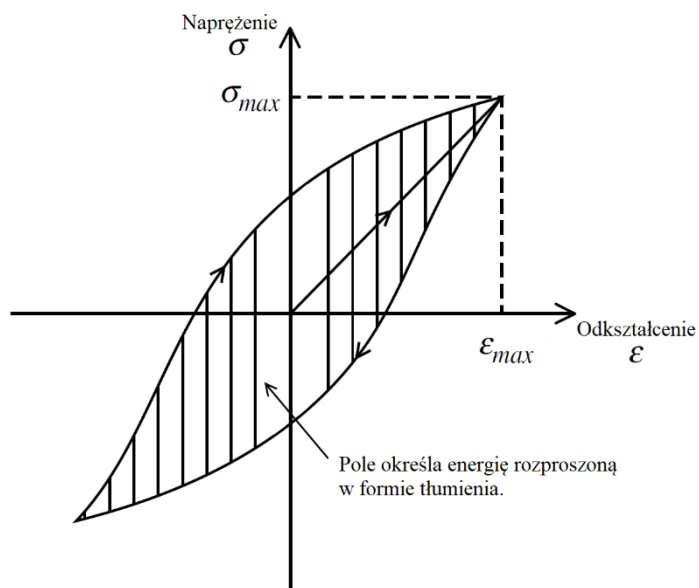
Nazwa ta odnosi się do mechanizmu rozpraszania energii na powierzchni styku elementów połączonych nieruchomo. Podczas obciążenia takich elementów zachodzi poślizg części powierzchni połączonych elementów, wynikający ze sprężystości materiału. Wskutek tarcia powierzchni występuje rozproszenie energii. Tarcie konstrukcyjne może być znaczne. Jest to często jeden z głównych mechanizmów tłumienia drgań w maszynach. Wpływa ono silnie na częstość drgań [10].

2.2.4. Tarcie wewnętrzne

Nazwa ta odnosi się do wszystkich procesów powodujących rozpraszanie energii mechanicznej wynikających wyłącznie z wewnętrznej struktury ciała drgającego. Przyczyn tych zjawisk jest wiele, a każde odkształcenie lub zmiana stanu naprężeń może prowadzić do nieodwracalnych procesów w materiale. Przykładami takich zjawisk są dyfuzja atomów w sieci krystalicznej, przemieszczanie się kryształów względem siebie, rozpraszanie energii w warstwach międzykrystalicznych oraz poślizgi dyslokacyjne. W większości materiałów konstrukcyjnych tarcie wewnętrzne jest nieduże. Szczególnie małe jest w metalach, przy czym mniejsze w materiałach o prostej budowie krystalicznej, większe przy złożonej strukturze i różnorodności kryształów. Materiały niemetalowe, takie jak drewno, beton czy tworzywa sztuczne, cechują się większym tarciem wewnętrznym. W niektórych materiałach np. w gumie, tarcie jest szczególnie duże. Tarcie wewnętrzne zależy od wartości naprężeń oraz od temperatury. Rozproszenie energii i tłumienie rosną silnie nieliniowo ze wzrostem naprężeń. W materiałach polikrystalicznych tarcie wewnętrzne silnie zależy od stanu materiału, a więc od obróbki termicznej, plastycznej, charakteru warstwy powierzchniowej etc. [10].

W celu modelowania mechanizmu wewnętrznego tłumienia opracowano kilka modeli matematycznych. Nie ma jednego uniwersalnego opisu tego zjawiska. Jednakże można wyróżnić ogólny podział na dwie kategorie: tłumienie lepkoelastyczne (wiskoelastyczne) oraz tłumienie z histerezą. Pierwszy opis dotyczy materiałów, których właściwości tłumiące zmieniają się wraz z częstotliwością, drugi zaś tych których właściwości są

niezależne od tego parametru [11]. Istnieją procedury pozwalające zidentyfikować, który z mechanizmów tłumienia występuje w badanej strukturze [12].



Rys. 2.4. Pętla histerezy określająca energię rozproszoną [11]

Relacja pomiędzy napężeniem σ a odkształceniem ϵ , przy występowaniu tarcia wewnętrznego, przyjmuje postać pętli histerezy jak pokazano na rys. 2.4. Pole powierzchni pętli histerezy określa energię rozproszoną w formie tłumienia podczas jednego cyklu zgodnie z zależnością:

$$\Delta W = \oint \sigma d\epsilon, \quad (2.4)$$

gdzie: ΔW – energia dyssypowana podczas jednego cyklu deformacji przypadająca na jednostkę objętości.

2.3. Miary tłumienia drgań

W celu określenia tłumienia drgań stosuje się różne metody opisu. Przy analizie drgań swobodnych zanikanie drgań ocenia się za pośrednictwem logarytmicznego dekrementu tłumienia drgań δ . Definiuje się go jako logarytm naturalny stosunku kolejnych maksymalnych wychyleń (amplitud) oznaczonych jako A_n :

$$\delta = \ln \frac{A_n}{A_{n+1}}. \quad (2.5)$$

Obliczenie wartości dekrementu często obarczone jest dużym błędem, ponieważ kolejne amplitudy zwykle różnią się bardzo mało. Przy drganiach wymuszonych tłumienie określa się za pomocą współczynnika rozproszenia, który jest stosunkiem energii rozproszonej podczas jednego okresu drgań ΔW do maksymalnej energii potencjalnej w tym okresie W :

$$g = \frac{\Delta W}{W}. \quad (2.6)$$

Zależność między siłą a przemieszczeniem tworzy w przypadku ustalonych drgań okresowych pętlę histerezy analogiczną do przedstawionej na rys. 2.4. Obok tak zdefiniowanego współczynnika rozproszenia stosuje się współczynnik strat określony wzorem:

$$\eta = \frac{\Delta W}{2\pi W} = \frac{g}{2\pi}. \quad (2.7)$$

W układzie z liniową sprężystością można sformułować prostą zależność między tymi współczynnikami a dekrementem:

$$\eta = \frac{2\delta}{\pi} = \frac{g}{2\pi} = \operatorname{tg}(\theta) = 2\zeta = Q^{-1}, \quad (2.8)$$

gdzie: ζ to współczynnik tłumienia równy ilorazowi tłumienia rzeczywistego i tłumienia krytycznego, stąd $\zeta = c / c_k$, zaś Q to tzw. dobroć układu [10].

2.4. Materiały lepkosprężyste

Wiele materiałów polimerowych wykazuje dobre właściwości tłumiące [10]. Zbudowane są one z długich łańcuchów cząsteczkowych połączonych atomami węgla. Ich właściwości można określić jako lepkosprężyste. Jest to cecha materiału będąca połączeniem właściwości doskonałej sprężystości i lepkości. Materiał doskonale sprężysty to taki, w którym następuje całkowite przywrócenie energii po usunięciu obciążenia, zaś idealnie lepki, w analogicznej sytuacji, nie odzyskuje żadnej części z przechowanej energii. Materiały lepkosprężyste cechują zarówno właściwości sprężyste i lepkie. Część energii jest odzyskana po usunięciu obciążenia, natomiast pozostała przepada lub jest dyssypowana w postaci ciepła. Własności materiałów lepkosprężystych plasują się pomiędzy ekstremalnymi właściwościami sprężystymi i lepkiemi. Zdolności tłumiące tych materiałów są wynikiem odprężania zdeformowanej siatki polimerowej i jej powrotu do pierwotnego kształtu.

Modelowanie zachowania się ciał lepkosprężystych, na podstawie fizyki ich wewnętrznej budowy, sprawia trudności, stąd należy skorzystać z opisu fenomenologicznego. W tym ujęciu ciało traktowane jest jako jednorodne kontinuum. Jego właściwości określa się formując związki wiążące stan naprężenia z odkształceniem na podstawie obserwacji zewnętrznych bez wnikania w wewnętrzną strukturę ciała. W ten sposób formułowane są teorie określające zachowanie się wyidealizowanych ciał. Najbardziej ogólne związki formułowane są przez reologię, która określa zależność stanu naprężeń za pomocą reologicznych równań stanu zwanych także równaniami konstytutywnymi. Wiążą one składowe stanu naprężeń i odkształceń oraz ich pochodne. Reologiczne równanie stanu może być określone w sposób najbardziej ogólny zgodnie z poniższą zależnością [10]:

$$f(\sigma, \varepsilon, t) = 0, \quad (2.9)$$

gdzie: σ – naprężenie, ε – odkształcenie, t – czas.

Analizę reologiczną ułatwiają modele reologiczne, które tworzy się składając je z modeli elementarnych tak, aby uzyskać opis możliwie najbardziej wierny dla badanego ciała rzeczywistego. Jako model elementarny rozumie się idealizację ciała o szczególnie prostym zachowaniu uwzględniającym jedną cechę. Modelem elementarnym jest idealna sprężyna liniowa o właściwościach ciała Hooke'a, która modeluje sprężystość (rys. 2.5a). Jej równanie reologiczne ma postać:

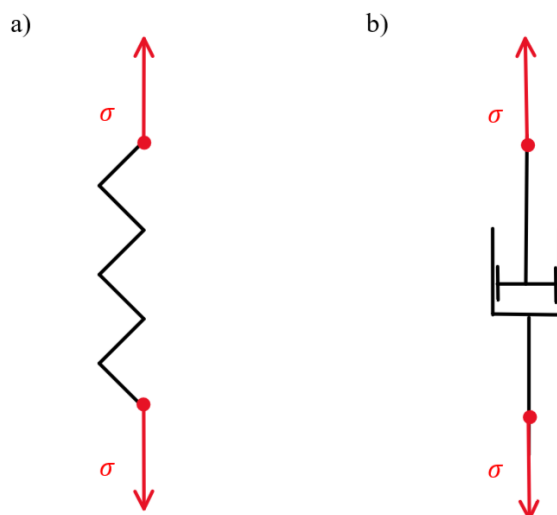
$$\sigma = E\varepsilon, \quad (2.10)$$

gdzie: E – moduł Younga.

Drugi model elementarny to tłumik wiskotyczny liniowy wypełniony cieczą o właściwościach cieczy Newtona (rys. 2.5b). Modeluje on lepkość. Jego równanie reologiczne ma postać:

$$\sigma = \mu\dot{\varepsilon}, \quad (2.11)$$

gdzie: μ – współczynnik lepkości płynu.



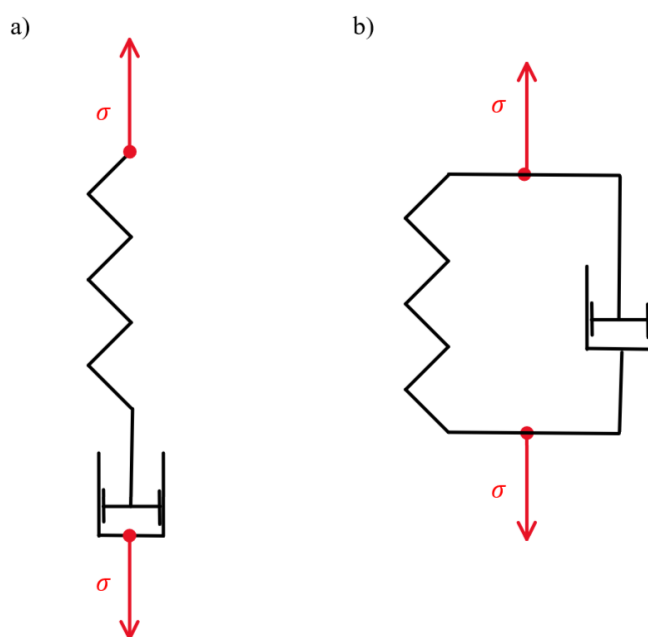
Rys. 2.5. Model elementarny: a) idealna sprężyna liniowa, b) tłumik wiskotyczny liniowy

2.4.1. Model Maxwella

Połączenie szeregowe sprężyny oraz tłumika wiskotycznego znane jest jako model Maxwella (rys. 2.6a) [10]. Przy takim połączeniu naprężenie w obu elementach jest jednakowe, zaś odkształcenie modelu jest równe sumie odkształceń obu elementów:

$$\varepsilon_c = \varepsilon_s + \varepsilon_t, \quad (2.12)$$

gdzie odpowiednio: $\varepsilon_c, \varepsilon_s, \varepsilon_t$ – odkształcenie całkowite, sprężyny i tłumika.



Rys. 2.6. Model reologiczny: a) Maxwella, b) Kelvina-Voigta

Różniczkując obustronnie równanie (2.12) względem czasu otrzymamy:

$$\dot{\varepsilon}_c = \dot{\varepsilon}_s + \dot{\varepsilon}_t \quad (2.13)$$

Korzystając z (2.10), (2.11) i podstawiając po odpowiednich przekształceniach do (2.13) otrzymamy:

$$\varepsilon_c = \frac{1}{E} \dot{\sigma} + \frac{1}{\mu} \sigma \quad (2.14)$$

Powyższe równanie jest reologicznym równaniem stanu modelu Maxwella.

2.4.2. Model Kelvina-Voigta

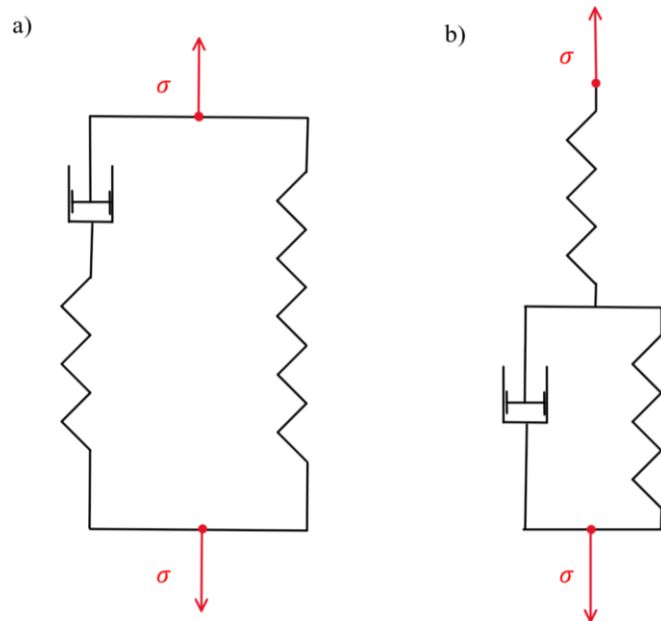
Równoległe połączenie sprężyny i tłumika wiskotycznego, przedstawione na rys. 2.6b, tworzy model Kelvina-Voigta [10]. Jest to często stosowany model ciała liniowego lepkosprężystego. Opór stawiany zewnętrznemu obciążeniu przez układ jest sumą oporów sprężyny i tłumika. Stąd reologiczne równanie stanu ma postać:

$$\sigma = E\varepsilon + \mu\dot{\varepsilon}. \quad (2.15)$$

Powyższe równanie jest reologicznym równaniem stanu modelu Kelvina-Voigta.

2.4.3. Model trójparametrowy

Przedstawione do tej pory modele nie opisują w pełni właściwości ciał rzeczywistych. W związku z tym istnieje potrzeba tworzenia modeli bardziej złożonych. Przykładem może być model trójparametrowy złożony z trzech modeli podstawowych [10].



Rys. 2.7. Model trójparametrowy: a) kombinacja nr 1, b) kombinacja nr 2

Model trójparametrowy powstaje poprzez równoległe połączenie modelu Maxwella i modelu Hooke'a (rys. 2.7a). W takim układzie naprężenie jest sumą naprężeń obu gałęzi:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2, \quad (2.16)$$

zaś odkształcenie jest takie samo dla obu gałęzi:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon, \quad (2.17)$$

dla gałęzi lewej można napisać równanie stanu modelu Maxwella:

$$\dot{\varepsilon}_1 = \frac{1}{E_1} \dot{\sigma}_1 + \frac{1}{\mu_1} \sigma_1, \quad (2.18)$$

a dla prawej zgodnie z modelem elementarnym Hooke'a:

$$\sigma_2 = E_2 \varepsilon_2. \quad (2.19)$$

Różniczkując względem czasu (2.19) i przekształcając można otrzymać:

$$\dot{\varepsilon}_2 = \frac{1}{E_2} \dot{\sigma}_2. \quad (2.20)$$

Porównując (2.18) i (2.20) uzyskamy:

$$\frac{1}{E_1} \dot{\sigma}_1 + \frac{1}{\mu_1} \sigma_1 = \frac{1}{E_2} \dot{\sigma}_2. \quad (2.21)$$

Różniczkując względem czasu (2.16) i podstawiając do (2.21), po przekształceniu, otrzymamy:

$$\frac{1}{E_1} (\dot{\sigma} - \dot{\sigma}_2) + \frac{1}{\mu_1} (\sigma - \sigma_2) = \frac{1}{E_2} \dot{\sigma}_2, \quad (2.22)$$

po przekształceniach równanie (2.22) przyjmuje postać:

$$E_1 \sigma + \mu_1 \dot{\sigma} = E_2 E_1 \varepsilon + (E_2 + E_1) \mu_1 \dot{\varepsilon}. \quad (2.23)$$

Powyższy wzór można uogólnić do postaci:

$$\sigma + \alpha \dot{\sigma} = E \varepsilon + \beta E \dot{\varepsilon}, \quad (2.24)$$

gdzie: $\alpha, \beta = const$ to stałe współczynniki

Jest to równanie stanu modelu standardowego. Łatwo zauważyć, że model trójparametrowy złożony z tych samych trzech modeli elementarnych, ale połączonych inaczej opisany jest tym samym równaniem stanu (rys. 2.7b). W przypadku, jeżeli naprężenie i odkształcenie ma postać harmonicznie zmienną:

$$\sigma = \sigma_0 e^{i\omega t} \text{ i } \varepsilon = \varepsilon_0 e^{i\omega t}, \quad (2.25)$$

wówczas równanie (2.24) przyjmuje następującą postać:

$$\sigma_0 = E \varepsilon_0 \left(\frac{1 + i\omega\beta}{1 + i\omega\alpha} \right). \quad (2.26)$$

Wzór (2.26) można zapisać w innej postaci:

$$\sigma_0 = (E' + iE'') \varepsilon_0, \quad (2.27)$$

gdzie: $E' = \left(\frac{1 + \omega^2 \alpha \beta}{1 + \omega^2 \alpha^2} \right) E$ oraz $E'' = E \frac{\omega(\beta - \alpha)}{1 + \omega^2 \alpha^2}$, przy czym $i = \sqrt{-1}$, ω to częstość kątowa.

2.4.4. Ogólny model standardowy

Jeżeli wcześniej omówione modele nie są wystarczające do opisu zachowania rozważanego obiektu, możliwe jest stworzenie modeli bardziej złożonych. Wówczas ogólne równanie stanu dla modeli o dowolnej liczbie parametrów może przyjąć następującą formę:

$$\sigma + \sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n \frac{d^n \sigma}{dt^n} = E \varepsilon + E \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \frac{d^n \varepsilon}{dt^n}. \quad (2.28)$$

W przypadku, jeżeli naprężenie i odkształcenie mają postać harmonicznie zmienną zgodnie z (2.25) wówczas (2.28) przyjmuje postać:

$$\sigma_0 = E \varepsilon_0 \left(\frac{1 + \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n (i\omega)^n}{1 + \sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n (i\omega)^n} \right). \quad (2.29)$$

Równanie (2.29) można zapisać w innej formie:

$$\sigma_0 = (E' + iE'') \varepsilon_0. \quad (2.30)$$

Dobierając odpowiednio współczynniki α_n i β_n możliwe jest odtworzenie krzywej opisującej zmianę E' i E'' w dziedzinie częstotliwości. Zależności opisujące E' i E'' w (2.29) są dosyć obszerne i zawarte w [13].

2.4.5. Uogólnione pochodne

W celu lepszego opisu własności materiałów lepkosprężystych autorzy prac [14], [15] sięgają po zaawansowane narzędzie matematyczne jakim jest pochodna ułamkowa. Opis ten jest lepiej odwzorowuje zachowanie materiałów lepkosprężystych niż ogólny model standardowy. Wówczas równanie (2.28) ma postać:

$$\sigma(t) + \sum_{n=1}^{\infty} a_n D^{\alpha_n} \sigma(t) = E \varepsilon(t) + E \sum_{n=1}^{\infty} b_n D^{\beta_n} \varepsilon(t), \quad (2.31)$$

przy czym uogólnione pochodne D^{α_n} i D^{β_n} definiowane są następująco:

$$D^{\alpha_n} [x(t)] = \frac{1}{\Gamma(1-\alpha_n)} \frac{d}{dt} \int_0^t \frac{x(\tau)}{(t-\tau)^{\alpha_n}} dt, \quad (2.32)$$

gdzie $0 < \alpha_n < 1$ oraz Γ to funkcja gamma (zwana gammadą Eulera). W przypadku, jeżeli naprężenie i odkształcenie mają postać harmonicznie zmienną zgodnie z (2.25) wówczas (2.31) przyjmuje postać:

$$\sigma_0 \left[1 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n (i\omega)^{\alpha_n} \right] = E \varepsilon_0 \left[1 + \sum_{n=1}^{\infty} b_n (i\omega)^{\beta_n} \right]. \quad (2.33)$$

Równanie (2.33) można zapisać w formie zespolonej $\sigma_0 = E^* \varepsilon_0 = (E' + iE'') \varepsilon_0$.

2.4.6. Zespolony moduł

Właściwości materiałów wiskoelastycznych zwykle modeluje się wykorzystując algebrę zespoloną, wynika to z ich dualnej natury. Jednym z pierwszych, który wprowadził model zespolonego modułu sprężystości był Myklestad [16]. Korzystając z już wcześniej omówionego modelu Kelvina-Voigta można zapisać reologiczne równanie stanu:

$$\sigma = E\varepsilon + \mu\dot{\varepsilon}. \quad (2.34)$$

W przypadku, jeżeli naprężenie i odkształcenie ma postać harmonicznie zmienną: $\sigma = \sigma_0 e^{i\omega t}$ i $\varepsilon = \varepsilon_0 e^{i\omega t}$ równanie (2.34) przyjmuje postać [17]:

$$\sigma_0 = (E + i\omega\mu)\varepsilon_0. \quad (2.35)$$

Współczynnik proporcjonalności w powyższym wzorze zapisuje się często w następującej formie i nazywa modułem zespolonym:

$$E^* = E + i\omega\mu = E(1 + i\eta) = E' + iE'' \quad (2.36)$$

Wielkość oznaczoną symbolem:

$$\eta = \frac{\omega\mu}{E} = \frac{E''}{E'} \quad (2.37)$$

nazywa się współczynnikiem strat, który jest bezwymiarowy i stanowi miarę dyssypowanej energii. Odpowiednio E' to moduł zachowawczy, a E'' moduł stratności.

Wartość części rzeczywistej i urojonej E^* dla pozostałych reologicznych modeli

została opisana dokładnie w pracy [13]. Analogicznie, jeżeli materiał lepkosprężysty jest poddawany działaniu sił tnących, można rozważyć zespolony moduł ścinania G^* , zwany inaczej modułem odkształcalności postaciowej lub modułem Kirchhoffa.

$$G^* = G' + iG'' , \quad (2.38)$$

przy czym współczynnik strat wynosi:

$$\eta = \frac{G''}{G'} , \quad (2.39)$$

zaś odpowiednio G' – moduł ścinania zachowawczy a G'' – moduł ścinania stratności. E' i G' są miarą sztywności materiału, zaś E'' i G'' miarą zdolności do rozpraszania energii. W przypadku, jeżeli naprężenie lub odkształcenie mają postać $\varepsilon = \varepsilon_0 \sin(\omega t)$ lub $\varepsilon = \varepsilon_0 \cos(\omega t)$ równanie (2.35) należy przekształcić do innej postaci:

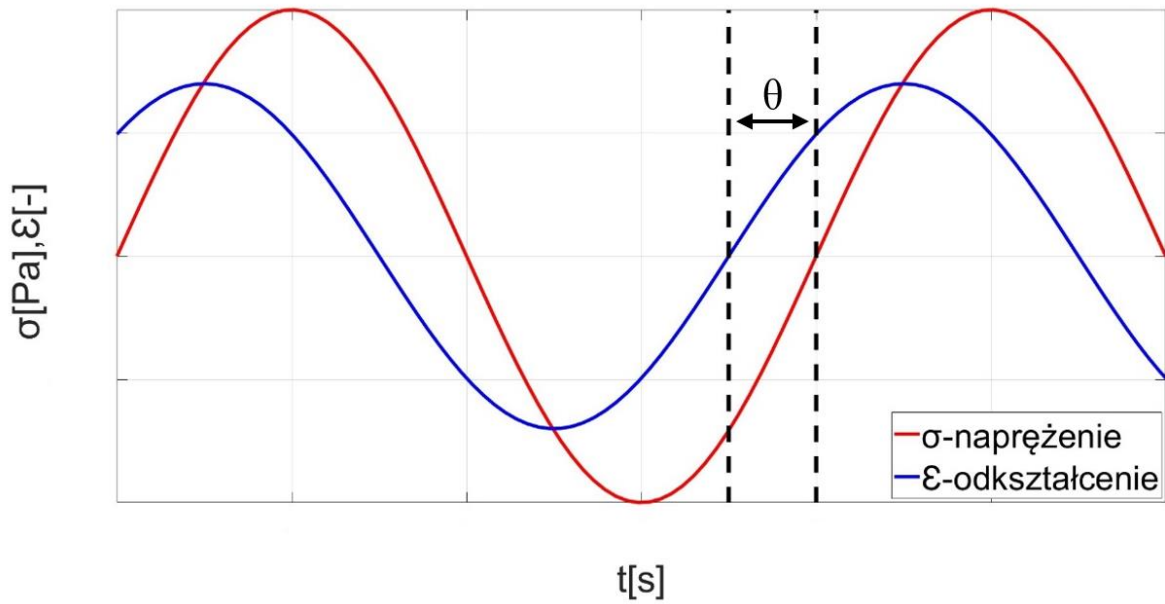
$$\sigma = E' \varepsilon + \frac{E''}{|\omega|} \dot{\varepsilon} , \quad (2.40)$$

jeżeli odkształcenie jest opisane równaniem $\varepsilon = \varepsilon_0 \sin(\omega t)$ wówczas:

$$\sigma(t) = E' \varepsilon_0 \sin(\omega t) + \frac{E''}{|\omega|} \omega \varepsilon_0 \cos(\omega t) = E' \varepsilon_0 \sin(\omega t + \theta) \sqrt{1 + \eta^2} , \quad (2.41)$$

gdzie $\operatorname{tg}(\theta) = \eta = \frac{E''}{E'}$, świadczy to o tym, że naprężenie $\sigma(t)$ jest przesunięte względem odkształcenia $\varepsilon(t)$ o kąt θ .

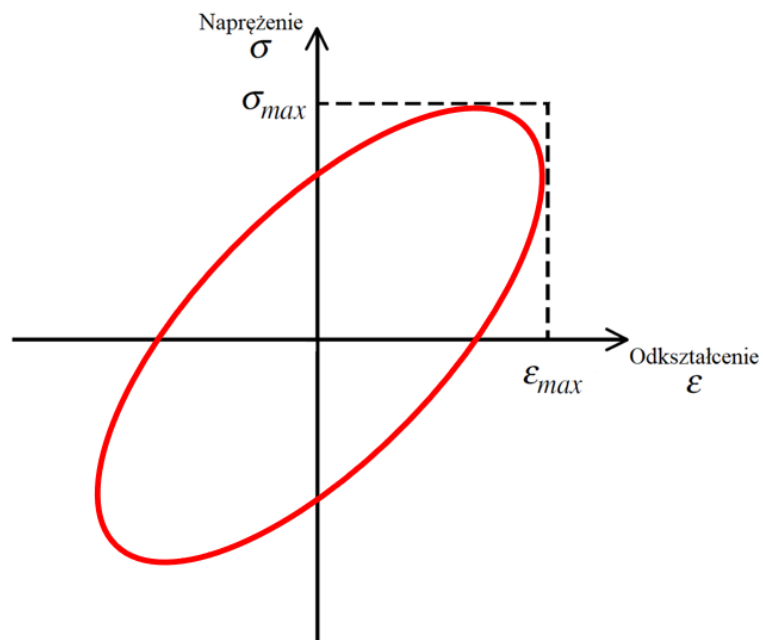
Co istotne, kąt θ jest łatwy do zaobserwowania i może być jednym z bezpośrednich sposobów zmierzenia współczynnika strat η . Przesunięcie fazowe pomiędzy ekstremum naprężenia i odkształcenia nie przekracza 90° i jest miarą skuteczności tłumienia [18]. Im większe przesunięcie fazowe, tym większa efektywność tłumienia. Dla przesunięcia fazowego o wartości 0° układ jest doskonałym ciałem sprężystym, a dla 90° doskonałym ciałem lepkiem (rys. 2.8).



Rys. 2.8. Harmoniczne napężenie i odkształcenie materiału lepkosprężystego [19]

Krzywa $\sigma(\varepsilon)$ przyjmuje postać pętli histerezy (rys. 2.9). Równanie (2.41) można zapisać wówczas w następującej formie:

$$\sigma = E' \varepsilon \pm E'' \sqrt{\varepsilon_0^2 - \varepsilon^2} \quad (2.42)$$



Rys. 2.9. Pętla histerezy $\sigma(\varepsilon)$

W celu wyliczenia energii rozproszonej podczas jednego cyklu deformacji należy skorzystać z zależności (2.4) zgodnie z którą:

$$\begin{aligned}
 \Delta W &= \oint \sigma d\varepsilon = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \sigma \frac{d\varepsilon}{dt} dt \\
 &= \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \left(E' \varepsilon_0 \sin(\omega t) + \eta E' \varepsilon_0 \cos(\omega t) \right) \omega \varepsilon_0 \cos(\omega t) dt \\
 &= \eta E' \omega \varepsilon_0^2 \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} \cos^2(\omega t) dt = \pi \eta E' \omega \varepsilon_0^2
 \end{aligned} \tag{2.43}$$

Zależności pomiędzy modułami dynamicznymi jest taka sama jak w klasycznej teorii sprężystości. Stąd zostaje zachowana równość:

$$E' = 2(1+\nu)G', \tag{2.44}$$

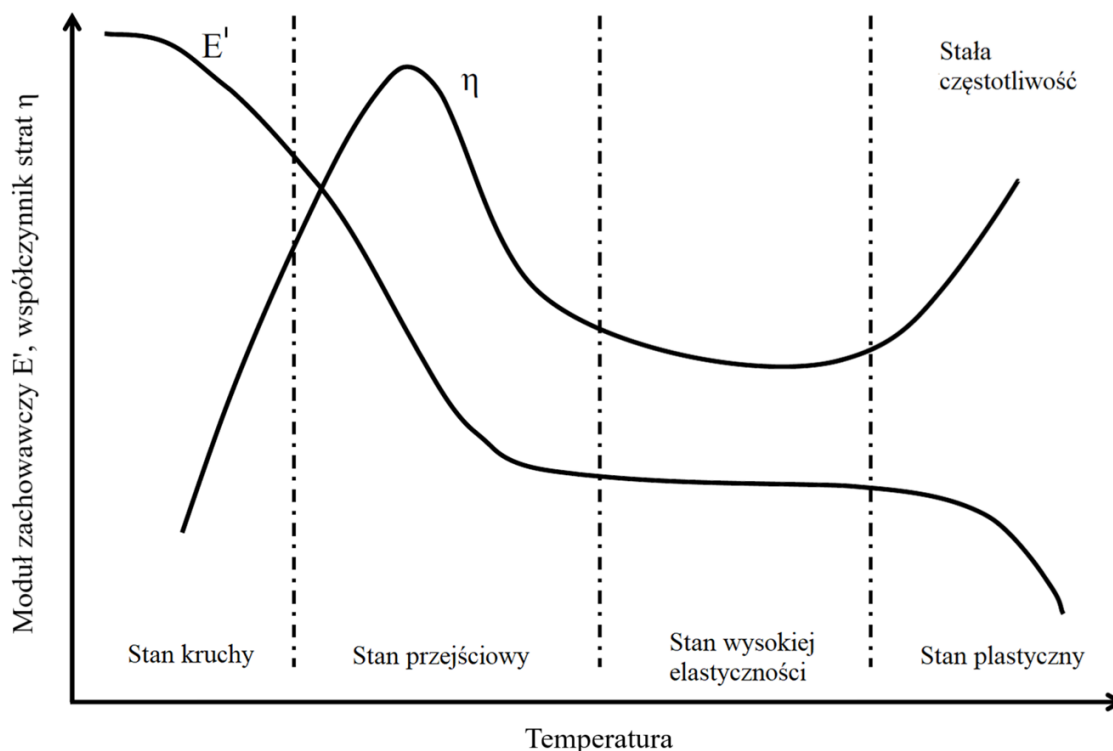
Gdzie ν oznacza liczbę Poissona. Z racji, że $\frac{E''}{E'} \approx \frac{G''}{G'}$ część urojona ν jest pomijalnie mała i rozważa się tylko jej część rzeczywistą. Zwykle dla materiałów lepkosprężystych $\nu \approx 0.5$ [20], [21].

2.4.7. Właściwości materiałów lepkosprężystych

Jak zostało zaprezentowane w poprzednim podrozdziale, dynamiczne właściwości materiałów gumopodobnych mogą być przedstawione w postaci zespolonego modułu E^* lub współczynnika strat mechanicznych η . Wartości tych parametrów zależą od wielu różnych czynników. Do najważniejszych z nich należy zmiana temperatury, częstotliwości, obciążenia dynamicznego i wstępnego obciążenia statycznego [13].

Wpływ temperatury

Temperatura jest jednym z najistotniejszych czynników wpływających na własności materiałów wiskoelastycznych. Przykładowy wykres prezentujący zależność modułu zachowawczego E' i współczynnika strat η dla materiału gumopodobnego przedstawiono na rys. 2.10.



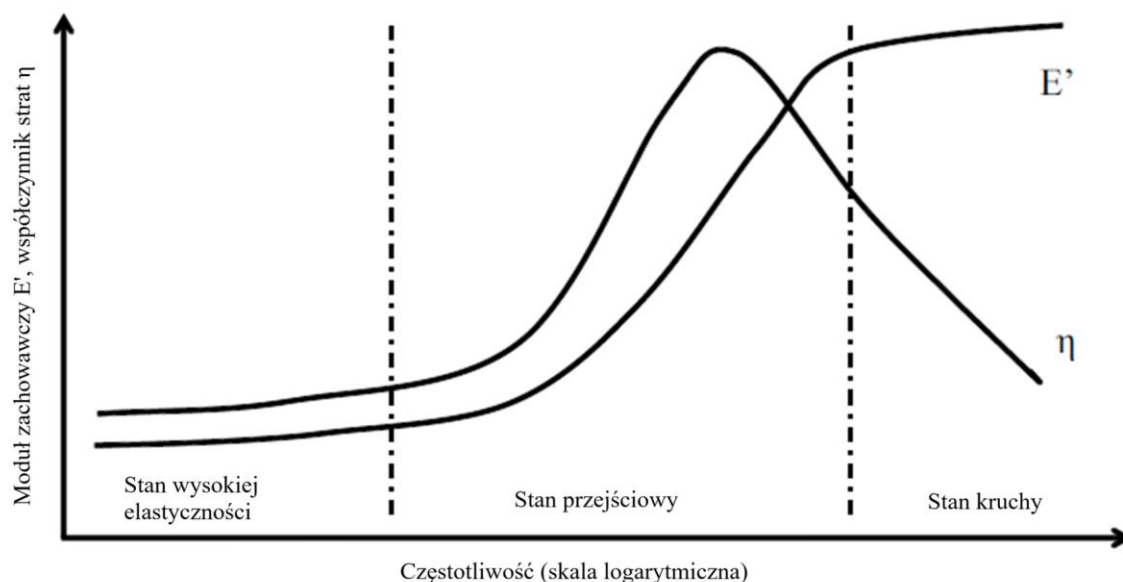
Rys. 2.10. Wykres przedstawiający wpływ temperatury na właściwości materiałów lepkosprężystych [22], [23]

Na rys 2.10. zostały wyróżnione cztery obszary. Pierwszy z nich obejmuje temperatury, w których materiał jest w stanie kruchym. Wówczas moduł zachowawczy osiąga maksimum, zaś współczynnik strat mechanicznych ma bardzo małe wartości. Widoczne jest, że E' w stanie kruchym maleje powoli, zaś η gwałtownie rośnie. W stanie przejściowym moduł zachowawczy szybko maleje wraz z narastaniem temperatury, zaś tłumienie osiąga maksimum. Trzeci obszar nosi nazwę stanu wysokiej elastyczności. W nim omawiane wielkości zmieniają się nieznacznie i osiągają małe wartości. Temperatury stanu plastycznego sprawiają, że materiał mięknie i zaczyna być ciekły, zaś jego własności tłumiące rosną.

Dla niektórych materiałów gumopodobnych ostatni obszar nie występuje. Wartości modułu stratności mogą osiągać nawet $1 \cdot 10^8$ kPa w stanie kruchym oraz $1 \cdot 10$ kPa w stanie wysokiej elastyczności. Współczynnik strat mechanicznych w pierwszym obszarze zwykle wynosi mniej niż $1 \cdot 10^{-2}$ lub $1 \cdot 10^{-3}$ zaś w stanie przejściowym może osiągnąć wartość 1 lub nawet 2. W stanie wysokiej elastyczności η zwykle mieści się pomiędzy 0,1 a 0,3 dla większości materiałów lepkosprężystych.

Wpływ częstotliwości

Efekt jaki ma zmiana częstotliwości na moduł zachowawczy oraz współczynnik strat przedstawiono na rys. 2.11.

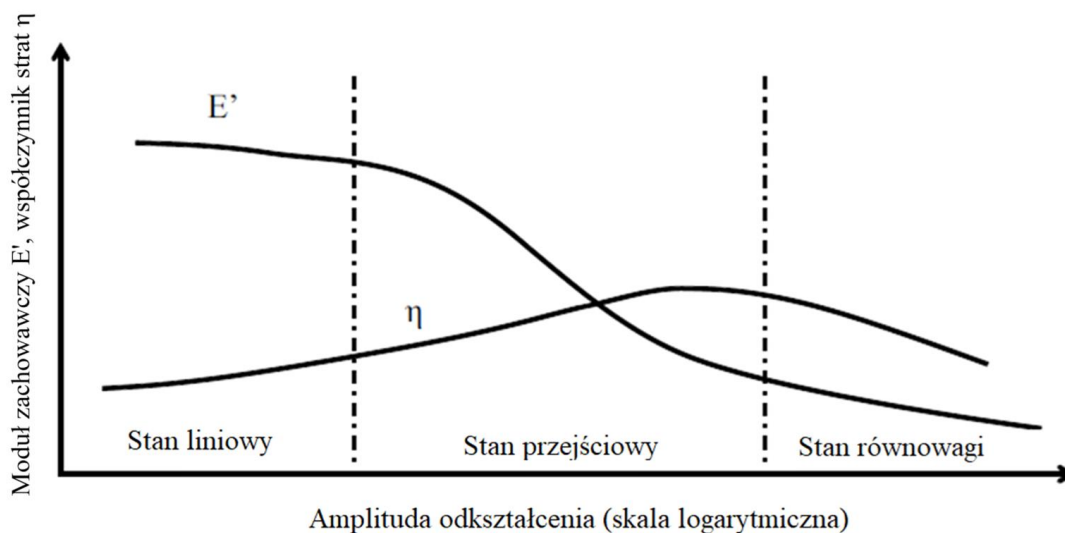


Rys. 2.11. Wykres przedstawiający wpływ częstotliwości na właściwości materiałów lepkosprężystych [19], [23]

Na przedstawionym wykresie można wyróżnić trzy obszary: stan wysokiej elastyczności, obszar przejścia oraz stan kruchy. W efekcie wzrostu częstotliwości następuje ciągły przyrost wartości modułu zachowawczego, przy czym najgwałtowniej rośnie on w stanie przejściowym. W przypadku współczynnika strat, rośnie on w obszarze wysokiej elastyczności osiąga maksymalną wartość w strefie przejścia, a następnie maleje w obszarze kruchym. Wpływ zmiany częstotliwości na rozważane parametry jest mniejszy niż wpływ zmiany temperatury.

Wpływ odkształcenia okresowo zmiennego

Wpływ odkształcenia okresowo zmiennego na właściwości materiałów wiskoelastycznych jest trudny do zmierzenia i bardzo złożony. Duże amplitudy odkształceń powodują dużą dyssypację energii co skutkuje wzrostem temperatury materiału w wyniku czego wpływ obydwu czynników się na siebie nakłada. Poniżej przykładowy wykres obrazujący zmiany właściwości materiału (rys. 2.12).



Rys. 2.12. Wykres przedstawiający wpływ amplitudy odkształcenia na właściwości tłumiące materiałów lepkosprężystych [19], [23]

Na rys. 2.12. można wyróżnić trzy obszary: liniowy, przejściowy i równowagi. Zmiana właściwości tłumiących pod wpływem przyrostu amplitudy odkształcenia jest podobna do zmiany pod wpływem temperatury.

Wpływ wstępnego obciążenia statycznego

Wpływ wstępnego obciążenia na dynamiczne właściwości materiału mają największe znaczenie w stanie wysokiej elastyczności. Moduł stratności wzrasta ze wzrostem obciążenia, zaś współczynnik strat maleje. Autorzy pracy [24] udowodnili, że wstępne obciążenie pochodzące od ciśnienia statycznego wywieranego przez kadłub na maty tłumiące ma negatywny wpływ na ich skuteczność.

2.5. Rodzaje analiz dynamicznych

Podczas projektowania inżynierskiego różnych konstrukcji często zachodzi konieczność uwzględnienia ich dynamicznych właściwości. W przeciwieństwie do analizy statycznej, w której wyznacza się deformacje lub naprężenia dla stałych (lub narastających powoli) obciążeń, w analizie dynamicznej uwzględnia się wymuszenia zmienne w czasie. Rolę obciążeń mogą pełnić siły, momenty, przemieszczenia uogólnione lub ciśnienia przykładane do konstrukcji. Analizy dynamiczne można podzielić na teoretyczne, które zajmują się opracowaniem matematycznego modelu i jego implementacji w symulacjach numerycznych, oraz eksperymentalne obejmujące badania rzeczywistego obiektu [25].

2.5.1. Analizy teoretyczne

Uwzględnienie dynamiki podczas analizy układu sprowadza się najczęściej do wyznaczenia wartości częstotliwości drgań własnych i spełnienia warunku, by leżały one poza zakresem częstotliwości spodziewanych wymuszeń, do czego służy **analiza modalna**. Bardziej złożona analiza dynamiczna, jaką jest **analiza harmoniczna**, umożliwia znalezienie odpowiedzi układu na wymuszenie sinusoidalnie zmienne w czasie. Jako wynik tej analizy otrzymuje się informację o krytycznych częstotliwościach wymuszenia, czyli takich, które powodują największe przemieszczenia oraz naprężenia, w wybranych punktach badanego elementu. Najbardziej złożone są: **analiza drgań niustalonych** (ang. transient) oraz **analiza spektralna** (ang. spectrum analysis). Pierwsza z nich obejmuje wyznaczenie odpowiedzi układu na wymuszenie dowolnie zmienne w czasie. Druga zaś służy do wyznaczenia odpowiedzi układu na zmienne, niekonieczne harmoniczne, wymuszenie przemieszczeniowe lub siłowe. Jej zastosowanie przydatne jest przy występowaniu wymuszeń stochastycznych [26]. Wyżej wymienione analizy drgań realizuje się najczęściej, wykorzystując modele konstrukcji składające się z elementów skończonych. Istnieje duży wybór systemów do realizacji modelowania i obliczeń za pomocą tej metody. Do najbardziej znanych należą: ABAQUS, ANSYS, NASTRAN/PATRAN. W niniejszej pracy wykorzystano analizę harmoniczną oraz modalną, dlatego zostaną one szerzej opisane w dalszej części dysertacji.

Analiza modalna

Jest to podstawowa analiza dynamiczna, która służy do wyznaczenia charakterystyki modalnej konstrukcji, czyli określeniu częstości drgań własnych oraz postaci (modów) im odpowiadających. Z matematycznego punktu widzenia (przy pominięciu tłumienia) problem sprowadza się do rozwiązania następującego zadania własnego:

$$\left[-\lambda^2 \mathbf{M} + \mathbf{K} \right] \boldsymbol{\psi} = \mathbf{0}, \quad (2.45)$$

gdzie: $\boldsymbol{\psi}$ – wektor własny (forma drgań), $\lambda = i\omega_0$ – wartość własna, $-\lambda^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}$ – macierz wiekowa.

Równanie (2.45) to, tzw. równanie wiekowe (sekularne) [27]. Ma ono wiele rozwiązań ze względu na λ . Z każdą wartością własną λ_i wiąże się wektor własny $\boldsymbol{\psi}_i$. Podczas projektowania należy zadbać o to, żeby częstość wymuszenia różniła się od częstości drgań

własnych, aby uniknąć rezonansu mechanicznego. W celu uwzględnienia tłumienia w układzie wprowadza się macierz tłumienia proporcjonalnego (według modelu tłumienia Rayleigha) [25]:

$$\mathbf{C} = \alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K}, \quad (2.46)$$

gdzie: α, β – stałe rzeczywiste. Wówczas częstości drgań przyjmą następującą postać:

$$\omega_i = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2}, \quad (2.47)$$

przy czym

$$\zeta = \frac{\alpha}{2\omega_0} + \frac{\beta\omega_0}{2}, \quad (2.48)$$

gdzie: ω_0 – częstość drgań własnych, zaś ω_i – częstość drgań tłumionych. Forma drgań Ψ w przypadku uwzględnienia tłumienia pozostaje bez zmian [26].

Analiza harmoniczna

Jest to analiza dynamiczna polegająca na rozwiązaniu równań ruchu zależnych od czasu dla konstrukcji o charakterze liniowym, będącej w stanie drgań ustalonych.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{P}, \quad (2.49)$$

gdzie: \mathbf{M} – macierz mas, \mathbf{C} – macierz tłumienia, \mathbf{K} – macierz sztywności, \mathbf{P} – wektor uogólnionych sił wymuszających, \mathbf{q} – wektor przemieszczeń uogólnionych, $\dot{\mathbf{q}}$ – wektor prędkości uogólnionych, $\ddot{\mathbf{q}}$ – wektor przyspieszeń uogólnionych. Wówczas \mathbf{M} opisuje masę elementów układu, \mathbf{C} dyssypację energii (mechanizm tłumienia), \mathbf{K} sztywność rozważanego układu [28].

Rozwiązanie tego równania macierzowo-wektorowego określa odpowiedź układu mechanicznego [25]. Przy czym macierz sztywności \mathbf{K} , tłumienia \mathbf{C} i masy \mathbf{M} są stałe lub zależne od częstości. W analizie harmonicznej zakłada się, że przemieszczenia i wymuszenia zmieniają się w czasie sinusoidalnie z tą samą znaną częstością, lecz niekoniecznie w tej samej fazie. Niech siły wymuszające opisuje funkcja:

$$\mathbf{P} = \mathbf{P}_0 e^{i(\lambda t + \varphi)}, \quad (2.50)$$

gdzie: \mathbf{P}_0 – wektor amplitud wymuszenia, φ – kąt przesunięcia fazowego wymuszenia. Wówczas rozwiązanie równania (2.49) ma formę wektora zespolonego następującej postaci:

$$\mathbf{q} = \mathbf{q}_0 e^{i(\lambda t + \varphi)}, \quad (2.51)$$

gdzie: \mathbf{q}_0 – wektor amplitud przemieszczenia, ϕ – kąt przesunięcia fazowego przemieszczenia. Podstawiając (2.50) i (2.51) do (2.49) otrzymuje się równanie:

$$(\mathbf{K} + i\lambda\mathbf{C} - \lambda^2\mathbf{M})\mathbf{q}_0 e^{i(\lambda t + \varphi)} = \mathbf{P}_0 e^{i(\lambda t + \varphi)}. \quad (2.52)$$

Macierz $\mathbf{S} = \mathbf{K} + i\lambda\mathbf{C} - \lambda^2\mathbf{M}$ nazywa się **macierzą sztywności dynamicznej** (ang. dynamic stiffness matrix lub też force influence coefficient matrix) [29]. Przekształcając (2.52) otrzymamy:

$$\mathbf{q}_0 = (\mathbf{K} + i\lambda\mathbf{C} - \lambda^2\mathbf{M})^{-1} \mathbf{P}_0 e^{i(\varphi - \phi)}, \quad (2.53)$$

w ogólnym przypadku, przy niezerowym tłumieniu, odpowiedź jest opóźniona w fazie w stosunku do wymuszenia o kąt $\varphi - \phi$. Odwrotność macierzy sztywności dynamicznej nazywa się **macierzową funkcją przenoszenia** lub **macierzą zespolonej podatności dynamicznej**:

$$\mathbf{H}(\lambda) = (\mathbf{K} + i\lambda\mathbf{C} - \lambda^2\mathbf{M})^{-1}. \quad (2.54)$$

Podobnie jak sztywność dynamiczna, podatność dynamiczna jest funkcją częstotliwości wzbudzenia, stąd nazywa się ją również **funkcją odpowiedzi częstotliwościowej** układu (ang. Frequency Response Functions – FRF) [29]. Wzór (2.54) może być stosowany niezależnie od przyjętego modelu tłumienia wiskotycznego [17]. Oczywiście jest, że:

$$\mathbf{S}\mathbf{H}(\lambda) = \mathbf{I}, \quad (2.55)$$

gdzie \mathbf{I} jest macierzą jednostkową. Macierz sztywności dynamicznej ma formę zespoloną i składa się z części rzeczywistej i urojonej:

$$\mathbf{S} = \Re(\mathbf{S}) + i\Im(\mathbf{S}). \quad (2.56)$$

Podobną postać ma macierz zespolonej podatności dynamicznej:

$$\mathbf{H} = \Re(\mathbf{H}) + i\Im(\mathbf{H}), \quad (2.57)$$

część rzeczywistą i urojoną macierzy $\mathbf{H}(\lambda)$ można obliczyć następująco:

$$\Re(\mathbf{H}) = \left[\Re(\mathbf{S}) + \Im(\mathbf{S})(\Re(\mathbf{S}))^{-1}\Im(\mathbf{S}) \right]^{-1}, \quad (2.58)$$

$$\Im(\mathbf{H}) = \Re(\mathbf{H})\Im(\mathbf{S})(\Re(\mathbf{S}))^{-1}, \quad (2.59)$$

widoczne jest, że obliczenie części rzeczywistej i urojonej macierzy $\mathbf{H}(\lambda)$ jest pracochłonne, stąd w praktyce korzysta się ze wspomnianych wcześniej programów numerycznych [30].

2.5.2. Analizy eksperymentalne

W projektowaniu współczesnych układów mechanicznych jednym z kryteriów są własności dynamiczne konstrukcji. Bezpośrednio wpływają one na drgania układu, emitowany hałas, stabilność konstrukcji i wytrzymałość zmęczeniową. Analizy własności dynamicznych są zazwyczaj przeprowadzane na podstawie analizy zachowań modelu konstrukcji. Może być on tworzony w wyniku analitycznych przekształceń formalizmów stosowanych do opisu dynamiki układu bądź na podstawie wyników eksperymentów wykonywanych na rzeczywistym obiekcie.

Do opisu dynamiki konstrukcji najczęściej wykorzystuje się modele strukturalne opracowane w oparciu o metodę elementów skończonych (MES). Można je wykorzystać do wyznaczenia modelu modalnego, będącego zbiorem częstości drgań własnych i odpowiadających im postaci drgań. Model taki umożliwia przewidywanie zachowania się badanej konstrukcji przy dowolnym wymuszeniu. Może być on zidentyfikowany na rzeczywistym obiekcie na podstawie wyników eksperymentu identyfikacyjnego. Jest to jeden z najczęściej identyfikowanych modeli rzeczywistych konstrukcji mechanicznych. Proces eksperymentalnej analizy modalnej układów mechanicznych można podzielić na pięć podstawowych etapów [25]:

- przygotowanie pomiarów,
- pomiar – zbieranie i przetwarzanie sygnałów,
- estymacja parametrów modelu modalnego,
- weryfikacja i walidacja modelu,

- zastosowanie modelu do symulacji dynamiki konstrukcji lub modyfikacji jej własności.

W pierwszym etapie przygotowuje się eksperyment identyfikacyjny, co obejmuje odpowiednie zamocowanie badanego obiektu, ustalenie sieci punktów pomiarowych, montaż czujników, podłączenie układu pomiarowego oraz kalibrację toru pomiarowego. Następnie wybiera się sposób wymuszenia oraz miejsca jego przyłożenia. Należy określić zakres częstotliwości, w którym ma być dokonana analiza modalna.

W drugim etapie przeprowadza się eksperyment identyfikacyjny, który polega na wymuszeniu drgań układu oraz pomiarze parametrów zarówno wymuszenia jak i odpowiedzi. Bardzo często na tym etapie dokonuje się estymacji przebiegu charakterystyk częstotliwościowych układu lub innego modelu funkcjonalnego (opisującego wejście - wyjście) układu mechanicznego. Charakterystyki te można definiować na różne sposoby. Zostały one zestawione w tab. 2.1.

Tab. 2.1. Definicje stosowanych w analizie modalnej funkcji przejścia [25]

Odpowiedź Wymuszenie	Siła	Przemieszczenie	Prędkość	Przyspieszenie
Siła	1	Podatność dynamiczna	Impedancja	Inertancja
Przemieszczenie	Sztywność dynamiczna	1	–	–
Prędkość	Mobilność	–	1	–
Przyspieszenie	Masa dynamiczna	–	–	1

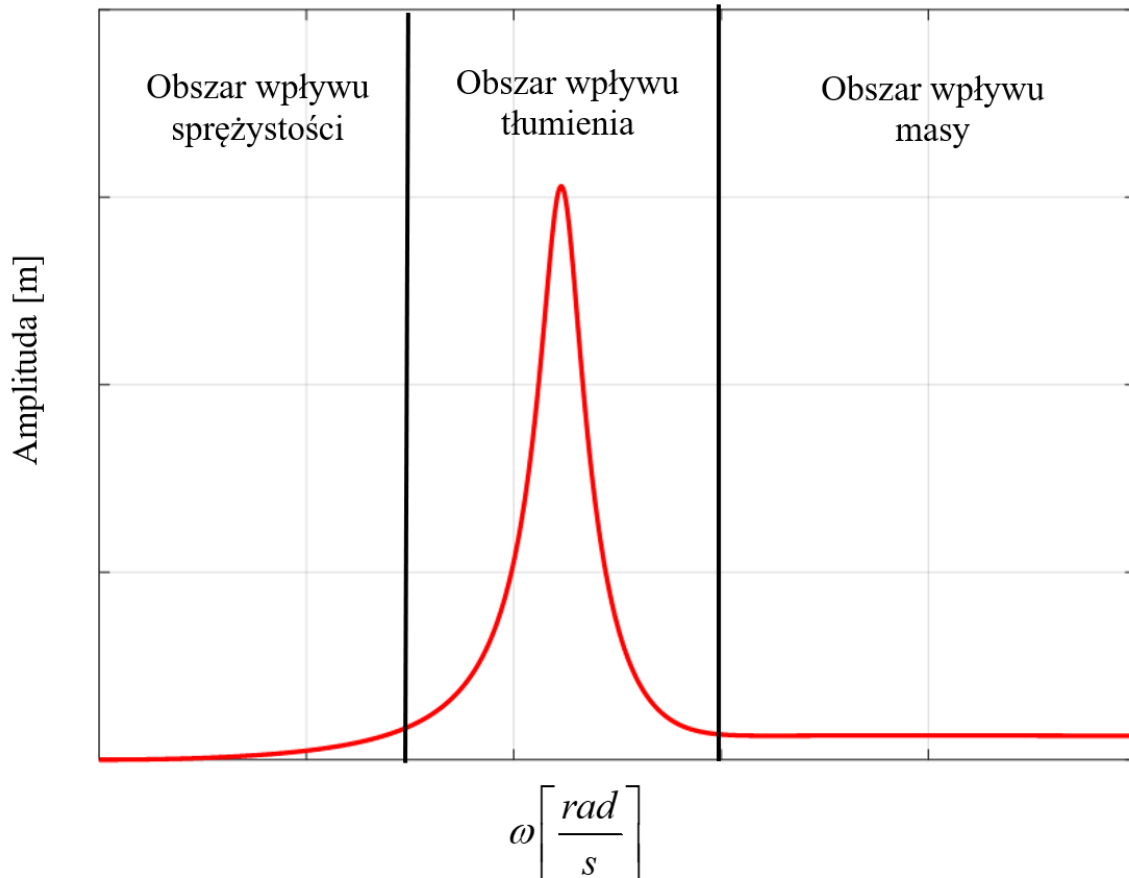
Jako wymuszenie drgań stosuje się: sygnał harmoniczny o zmiennej częstotliwości w sposób skokowy lub ciągły, sygnał impulsowy, generowany przez uderzenie realizowane za pomocą specjalizowanego młotka modalnego, lub sygnał losowy. Do wymuszenia ruchu stosuje się również wzbudniki o różnych zasadach działania jak np. wzbudniki elektromagnetyczne o szerokim zakresie generowanych częstotliwości i dużym zakresie amplitud sił wymuszających [31]. Wybór wzbudnika zależy od charakterystyki badanego obiektu oraz od zakresu wymaganych częstotliwości wymuszenia. Test impulsowy jest stosunkowo łatwy i szybki w realizacji, natomiast uzyskane wyniki mogą mieć ograniczoną dokładność.

Test harmoniczny daje wyniki dokładniejsze, jest jednak bardziej pracochłonny, a konieczna do jego realizacji aparatura znacznie droższa.

Trzeci etap analizy modalnej obejmuje estymację parametrów modelu na podstawie zmierzonych charakterystyk. Bardzo istotną czynnością jest określenie struktury modelu, czyli liczby stopni swobody koniecznych do opisanego zachowania się badanego obiektu.

W czwartym etapie następuje weryfikacja i walidacja otrzymanych wyników. Weryfikacja oznacza sprawdzenie poprawności zastosowanej procedury eksperymentalnej na podstawie danych uzyskanych podczas identyfikacji modelu, natomiast walidacja polega na sprawdzeniu poprawności modelu na zbiorze danych różniących się od danych stosowanych dla celów identyfikacji. Oba te kroki są kluczowe dla uwiarygodnienia wyników identyfikacji.

Ostatni etap obejmuje interpretację otrzymanych wyników oraz wykorzystanie modeli modalnych do rozwiązywania problemów dynamiki konstrukcji, takich jak synteza układów o złożonej charakterystyce dynamicznej, analiza zachowań pod wpływem różnych wymuszeń, modyfikacja własności dynamicznych istniejących konstrukcji, synteza układów sterowania układami drgającymi oraz synteza monitorowania stanu konstrukcji. Z punktu widzenia zastosowań analizy modalnej bardzo ważne jest określenie wrażliwości zmian przebiegu charakterystyk układu spowodowane zmianą parametrów układu. Wraz ze zwiększeniem sztywności układu, przy stałym tłumieniu i masie, zwiększa się amplituda drgań dla wysokich częstotliwości, a mniejsza dla niskich. Przyrost sztywności układu powoduje również zwiększenie częstotliwości własnej. Wzrost tłumienia w układzie powoduje znacznie zmniejszenie częstotliwości własnej układu oraz zmniejszenie amplitudy drgań w rezonansie a także łagodną zmianę fazy. Zwiększenie masy układu powoduje (w układzie o jednym stopniu swobody) zmniejszenie amplitudy dla wysokich częstotliwości powyżej rezonansu (rys. 2.13).



Rys. 2.13. Obszary największej wrażliwości charakterystyki częstotliwościowej na wybrane parametry układu [25]

Znajomość wpływu zmian poszczególnych parametrów układu na przebieg charakterystyki ma szczególnie duże znaczenie przy przeprowadzaniu modyfikacji konstrukcji.

2.6. Metody estymacji parametrów modeli modalnych

Jednym z najważniejszych etapów eksperymentalnej analizy modalnej jest estymacja parametrów modalnych. W tym etapie na podstawie informacji zebranej w czasie eksperymentu, w postaci przebiegu charakterystyki częstotliwościowej, przebiegu czasowego odpowiedzi lub modelu regresyjnego, wyznaczane są parametry modelu modalnego. Istnieje wiele metod pozyskania tych wielkości [32], [33]. Estymacji parametrów można dokonać, wykorzystując charakterystyki układu zmierzone w dziedzinie czasu lub częstotliwości (częstotliwości). Do najbardziej znanych metod estymacji parametrów modalnych, w których wykorzystuje się wyniki eksperymentów w dziedzinie czasu należą:

- metoda Ibrahima [34],

- metoda aproksymacji przebiegów czasowych funkcji eksponencjalnych [35],
- metoda wykorzystująca algorytm numerycznego rozwiązania zagadnienia własnego [36],
- metoda bezpośredniej identyfikacji parametrów strukturalnych [36].

Metody te wymagają dużego nakładu obliczeniowego, ale dają wyniki obarczone niewielkim błędem. Jeżeli sprzężenie pomiędzy poszczególnymi postaciami drgań jest małe, to do oceny parametrów modalnych można stosować metody opracowane dla układów o jednym stopniu swobody. Wykorzystuje się tutaj fakt, że w pobliżu rezonansu układ zachowuje się tak jak układ o jednym stopniu swobody. Metody te najczęściej są realizowane w dziedzinie częstości. Można wyróżnić wśród nich [25]:

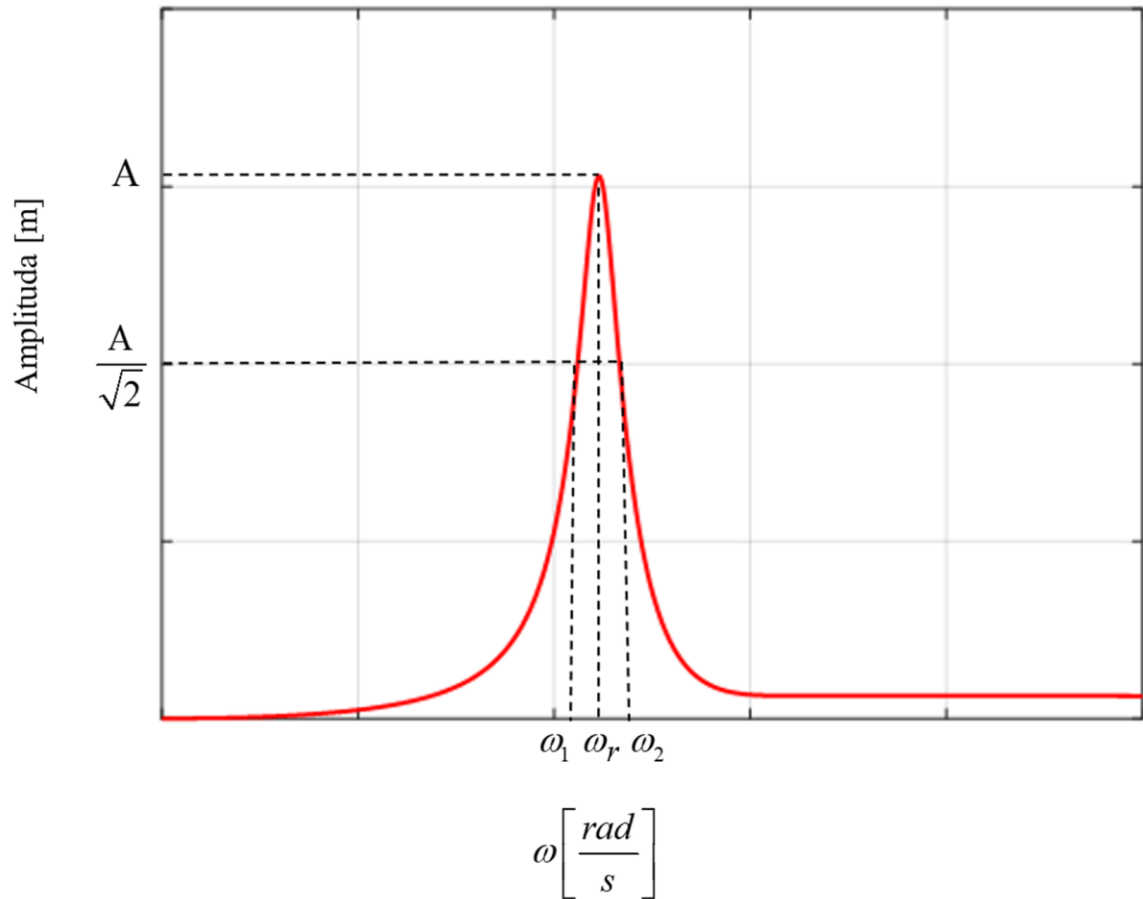
- metodę połowy mocy,
- metodę amplitudy rezonansowej,
- metodę opartą na analizie wykresu Nyquista.

Charakterystyczną cechą mierzonych charakterystyk częstościowych jest fakt, że dla częstości rezonansowej część urojona ma amplitudę maksymalną, zaś rzeczywista przechodzi przez zero. Częstość, dla której występuje maksimum jest częstością rezonansową. Dysponując wyznaczoną częstością rezonansową konstrukcji, można, stosując metodę połowy mocy, wyznaczyć współczynnik tłumienia. W tym celu wyznacza się częstości ω_1 i ω_2 leżące po obu stronach częstości rezonansowej ω_r , tak, aby spełniony był warunek:

$$|H(i\omega_1)| = |H(i\omega_2)| = \frac{|H(i\omega_r)|}{\sqrt{2}}, \quad (2.60)$$

dysponując tak wyznaczonymi częstościami, można wyznaczyć współczynnik strat mechanicznych i współczynnik tłumienia (rys. 2.14):

$$\eta = 2\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_r}. \quad (2.61)$$



Rys. 2.14. Schematyczne przedstawienie metody połowy mocy [25]

W skali logarytmicznej równanie (2.60) przyjmuje postać:

$$A(\omega_1) = A(\omega_2) = A(\omega_r) - 3 \text{ dB} . \quad (2.62)$$

Jeżeli w układzie występuje duże tłumienie wyznaczenie częstości rezonansowych może być problematyczne, w celu ich identyfikacji można skorzystać z metodyki zaproponowanej w pracy [37]. Wyznaczając zaś η należy użyć uogólnionej metody połowy mocy – **metody n-dB** (ang. n-dB method). Wówczas równanie (2.60) ma postać:

$$|H(i\omega_1)| = |H(i\omega_2)| = \frac{|H(i\omega_r)|}{r} , \quad (2.63)$$

gdzie: $r = 10^{\frac{n}{20}}$, zaś $n \in \langle 0.5; 3 \rangle$. W skali logarytmicznej równanie (2.63) przyjmuje postać:

$$A(\omega_1) = A(\omega_2) = A(\omega_r) - n \text{ dB} , \quad (2.64)$$

współczynnik strat mechanicznych opisuje wówczas następująca zależność:

$$\eta = 2\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_r} \cdot \frac{1}{\sqrt{r^2 - 1}}, \quad (2.65)$$

w celu zwiększenia dokładności w obliczeniu tłumienia autorzy pracy [38] proponują modyfikację równania (2.65) do poniższej postaci:

$$\eta = 2\zeta = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2\omega_r^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{r^2 - 1}}. \quad (2.66)$$

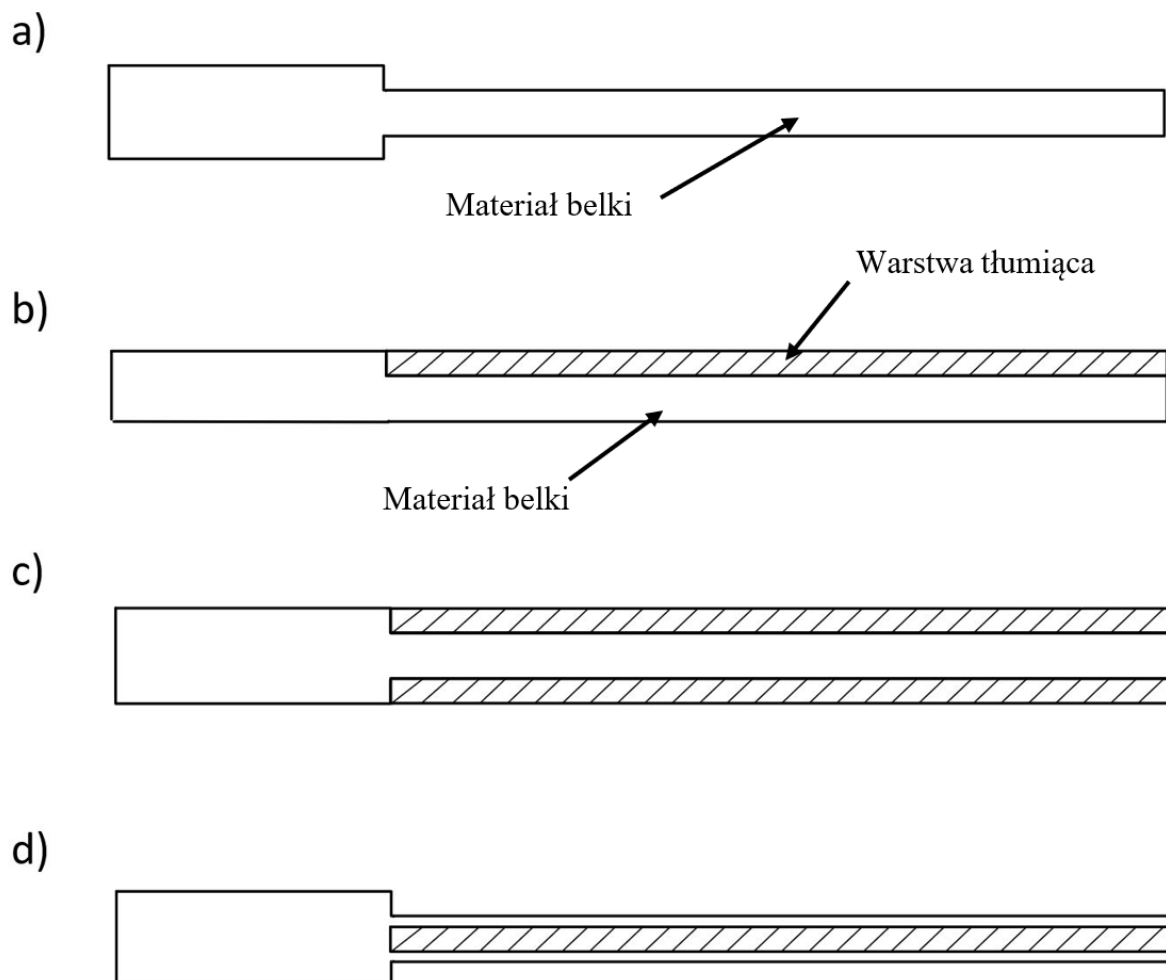
Istnieją również metody estymacji parametrów modalnych układów o wielu stopniach swobody realizowane w dziedzinie częstości. Do najczęściej stosowanych należy wymienić:

- metoda nieliniowych najmniejszych kwadratów w dziedzinie częstości [39],
- metoda pośrednia przez identyfikację modeli strukturalnych w dziedzinie częstości [40],
- metoda wielomianów ortogonalnych [41],
- metoda wykorzystująca pomiary przy wymuszeniu jednocześnie w wielu punktach konstrukcji [42],
- metoda SFD wykorzystująca bezpośrednio zmierzone charakterystyki częstościowe [43].

2.7. Metody identyfikacji materiałów lepkosprężystych

Przed zastosowaniem materiałów tłumiących, w celu obniżenia poziomu drgań, konieczna jest znajomość ich właściwości, które zostały omówione w poprzednich rozdziałach. W niektórych przypadkach takie dane są dostarczane przez producentów. Jeżeli konieczne jest pozyskanie ich we własnym zakresie należy postępować zgodnie opracowanymi procedurami. Istnieje wiele sposobów otrzymania tych wielkości [44], [45]. Jedną z metod pozyskania informacji o własnościach lepkosprężystego materiału jest wykorzystanie dynamicznego analizatora mechanicznego, w którym próbka materiału jest deformowana na różne sposoby (zginanie, rozciąganie, ściskanie i ścinanie) w celu poddania jej okresowym naprężeniom. W wyniku przeprowadzonego badania otrzymuje się dynamiczny moduł będący funkcją czasu lub temperatury. Alternatywna metoda wykorzystuje wzбудnik drgań. Umożliwia ona pozyskanie dynamicznego modułu i współczynnika strat

mechanicznych w funkcji częstotliwości. Dokładna procedura została opisana w [46]. Metoda ta opiera się na teorii belek i eksperymentalnej analizie modalnej.



Rys. 2.15. Warianty belek: a) belka jednorodna, b) belka Obersta, c) symetryczna belka Van Oorta, d) symetryczna belka warstwowa [13]

Rozpatrywane są w niej cztery warianty belek, które umożliwiają określenie powyższych parametrów w strefie rezonansu (rys. 2.15).

2.7.1. Belka jednorodna

Wariant ten używany jest w celu zmierzenia własności tłumiących stopów metali i kompozytów. Współczynnik strat otrzymać można korzystając z równania (2.66) zaś moduł Younga można obliczyć na podstawie poniższej zależności:

$$E_1 = \frac{48\rho_1\pi^2 l^4 f_{0n}^2}{h_1^2 \xi_n^4}, \quad (2.67)$$

gdzie: f_{0n} – n-ta częstotliwość rezonansowa, ρ_1 – gęstość materiału, l – długość belki, h_1 – grubość belki, $\xi_n = n\pi$ – n-ta wartość własna, n – numer postaci drgań własnych.

2.7.2. Belka Obersta

Belka wspornikowa, jednostronnie pokryta warstwą polimerową, została opisana przez Obersta w [47]. Opracował on technikę pomiarową własności tłumiących sztywnych materiałów podlegających odkształceniom podłużnym. Przekształcając równania opracowane przez Obersta możliwe jest wyznaczenie zespolonego modułu E_2^* materiału tłumiącego:

$$E_2^* = \frac{E_1 h_1}{2h_2} \left(\sqrt{(X_2^*)^2 + \left(2 \frac{h_2}{h_1}\right)^2} (Z^* - 1) - X_2^* \right), \quad (2.68)$$

przy czym:

$$Z^* = \left(\frac{\rho_1 b l h_1 + \rho_2 b l h_2 + 4m_A}{\rho_1 b l h_1 + 4m_A} \right) \left(\frac{f_n}{f_{0n}} \right)^2 (1 + i\eta_n), \quad (2.69)$$

$$X_2^* = 5 + 6 \left(\frac{h_2}{h_1} \right) + 3 \left(\frac{h_2}{h_1} \right)^2 - Z^*, \quad (2.70)$$

gdzie: E_1 – moduł Younga belki bazowej, f_{0n} – n-ta częstotliwość rezonansowa belki bazowej, ρ_1 – gęstość belki bazowej, h_1 – grubość belki bazowej, f_n – n-ta częstotliwość rezonansowa belki z warstwą tłumiącą, η_n – współczynnik strat odpowiadający n-tej częstotliwości rezonansowej belki z warstwą tłumiącą, ρ_2 – gęstość materiału tłumiącego, h_2 – grubość warstwy tłumiącej, b – szerokość belki, l – długość belki, m_A – masa akcelerometru.

Korzystając z (2.68) możliwe jest wyznaczenie modułu zachowawczego materiału tłumiącego:

$$E_2' = \Re(E_2^*), \quad (2.71)$$

oraz współczynnika strat:

$$\eta_2 = \frac{\Im(E_2^*)}{\Re(E_2^*)}. \quad (2.72)$$

Dzięki tym zależnościom możliwe jest scharakteryzowanie własności materiału tłumiącego w dziedzinie częstotliwości.

2.7.3. Symetryczna belka Van Oorta

Belka Van Oorta jest zmodyfikowaną belką Obersta. W tej konfiguracji, belka wspornikowa jest dwustronnie pokryta warstwą polimerową o jednakowej grubości. Wówczas moduł zachowawczy materiału tłumiącego oraz współczynnik strat opisują poniższe zależności:

$$E_2 = \frac{E_1(Z_1 - 1)}{\left[\left(1 + 2 \frac{h_2}{h_1} \right)^3 - 1 \right]}, \quad (2.73)$$

$$\eta_2 = \frac{\eta_n Z_1}{Z_1 - 1}, \quad (2.74)$$

$$Z_1 = \left(\frac{\rho_1 b l h_1 + 2 \rho_2 b l h_2 + 4 m_A}{\rho_1 b l h_1 + 4 m_A} \right) \left(\frac{f_n}{f_{0n}} \right)^2. \quad (2.75)$$

Dzięki tym zależnościom możliwe jest scharakteryzowanie własności materiału tłumiącego w dziedzinie częstotliwości.

2.7.4. Symetryczna belka warstwowa

W celu określenia właściwości tłumiących polimerów, które cechuje mała sztywność korzysta się z konfiguracji warstwowej. W tym przypadku badany materiał znajduje się pomiędzy dwoma sztywnymi belkami tworząc konstrukcję przekładkową. Ponieważ wewnętrzna warstwa belki warstwowej podlega ścinaniu, możliwe jest określenie zespolonego modułu Kirchhoffa G_2^* . Analizę symetrycznej belki warstwowej dokonali Ross,

Ungar i Kerwin w pracy [48]. Przekształcając wyprowadzone przez nich równania możliwe jest określenie poszukiwanych zależności na moduł zachowawczy G'_2 i współczynnik strat:

$$G'_2 = \frac{(X - Y) - 2(X - Y)^2 - 2(X\eta_s)^2}{(1 - 2X + 2Y)^2 + 4(X\eta_s)^2} \cdot \frac{E_1 h_1 h_2 \xi_n^2}{l^2}, \quad (2.76)$$

przy czym E_1 określa równanie (2.67) a η_s – współczynnik strat odpowiadający n-tej częstotliwości rezonansowej belki warstwowej:

$$\eta_2 = \frac{X\eta_s}{X - Y - 2(X - Y)^2 - 2(X\eta_s)^2}, \quad (2.77)$$

przy czym:

$$X = \left(\frac{f_n}{f_{0n}} \right)^2 \left(2 + \frac{\rho_2 h_2}{\rho_1 h_1} \right) \left(\frac{Y}{2} \right), \quad (2.78)$$

$$Y = \frac{1}{6 \left(1 + \frac{h_2}{h_1} \right)^2}. \quad (2.79)$$

Dzięki tym zależnościom możliwe jest scharakteryzowanie własności materiału tłumiącego w dziedzinie częstotliwości.

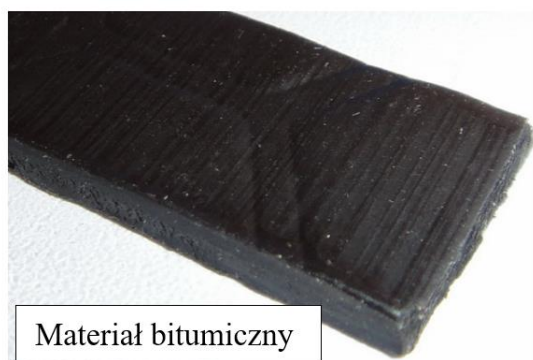
2.8. Przegląd metod tłumienia

Istnieje wiele metod tłumienia drgań wykorzystywanych w przemyśle lotniczym i samochodowym. W celu minimalizacji wibracji stosuje się różne mechanizmy oraz materiały. Najogólniej wibroizolację możemy podzielić na aktywną i pasywną. Pierwsza z wymienionych najlepiej działa przy niskich częstotliwościach stąd może stanowić uzupełnienie tradycyjnych metod tłumienia pasywnego, które z kolei okazuje się najbardziej skuteczne przy wysokich częstotliwościach [49]. W układach pasywnej redukcji drgań pochłanianie i rozpraszanie energii wibracji odbywa się bez czujników oraz elektronicznej aparatury kontrolnej, stąd cechuje je większa bezawaryjność. Główne zasady aktywnej redukcji drgań znane są już od pewnego czasu. Od niedawna wykorzystywane są w zastosowaniach praktycznych [50], [51] i [52]. Badane są również rozwiązania hybrydowe łączące metody pasywne z aktywnym podejściem do tłumienia wibracji.

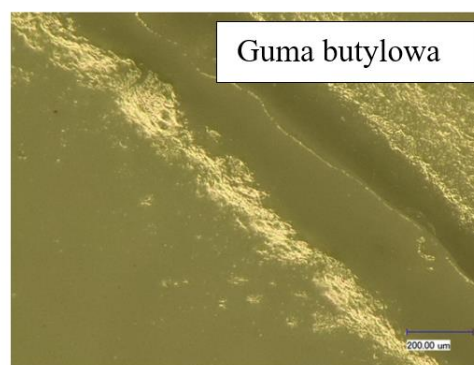
2.8.1. Tłumienie materiałami lepkosprężystymi

Najpowszechniejszym rozwiązaniem, stosowanym w celu rozproszenia energii wibracji, jest tłumienie powierzchniowe z wykorzystaniem materiałów lepkosprężystych. Spośród różnych stosowanych pasywnych metod wibroizolacji, w ponad 85% wybiera się właśnie to rozwiązanie [53]. Zapewnia ono dużą skuteczność i jest niedrogię w aplikacji. W pojazdach samochodowych i konstrukcjach lotniczych materiały VEM (wiskoelastyczne) są powszechnie stosowane. Do najczęściej używanych należą guma butylowa i bitumin (rys. 2.16.), które są dystrybuowane przez wielu dostawców w postaci mat tłumiących [54], [55] i [56].

a)

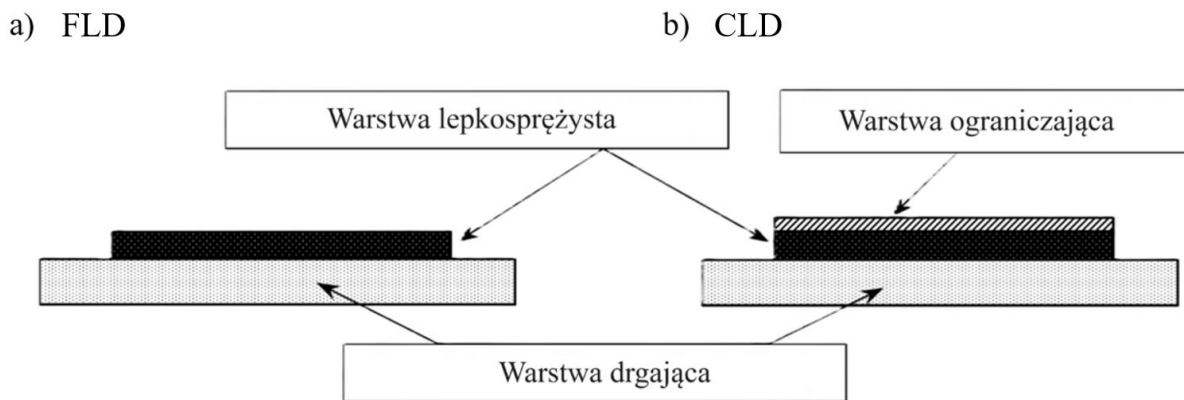


b)



Rys. 2.16. Popularne materiały tłumiące: a) materiał bitumiczny, b) guma butylowa [57]

W celu zminimalizowania drgań występujących w pojazdach częściowo pokrywa się wibrujące powierzchnie lepkosprężystym materiałem. Można wyróżnić dwie stosowane konfiguracje takiego tłumienia, tj. tłumienie warstwą swobodną FLD (ang. Free Layer Damping) oraz tłumienie warstwą ograniczającą CLD (ang. Constrained Layer Damping) (rys. 2.17).

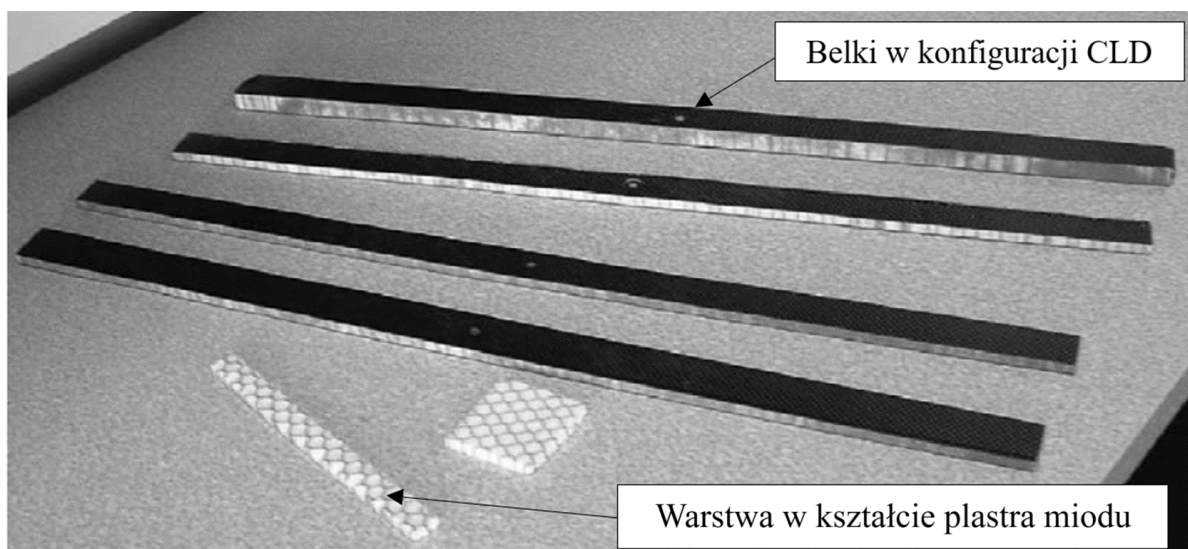


Rys. 2.17. Konfiguracje tłumienia: a) FLD, b) CLD

W przypadku konfiguracji FLD warstwa materiału wiskoelastycznego jest przymocowana do wibrującej powierzchni. Dochodzi wówczas do dyssypacji energii w wyniku odkształceń podłużnych warstwy tłumiącej. Konfiguracja CLD jest zmodyfikowaną techniką FLD. Do powierzchni materiału lepkoelastycznego dołączona zostaje cienka metalowa warstwa, która najczęściej wykonana jest z tego samego materiału co drgająca powierzchnia [58]. Podczas drgań giętnych naprężenia ścinające występujące w warstwie tłumiącej rozpraszają energię pochodzącą od wibracji. Obydwie techniki są tanie w aplikacji oraz skutecznie tłumią drgania [59], [60]. Pomimo tego, że omawiane rozwiązania wciąż są modyfikowane, badane i z sukcesem aplikowane posiadają ograniczenia ze względu na fakt, że tłumią drgania tylko lokalnie w miejscu zamocowania, w celu wytłumienia większej powierzchni konieczne jest pokrycie jej matą tłumiącą. Oznacza to znaczący wzrost masy co nie jest pożądane, szczególnie w lotnictwie. Kolejną cechą takich rozwiązań jest ograniczony zakres tłumienia. Maty tłumiące są w stanie wygasić znaczną część wibracji, ale głównie w zakresie wysokich częstotliwości [61]. Co więcej, w niektórych rzadkich przypadkach konfiguracja guma-metal nie może być zastosowana. W warunkach wysoko lub nisko-temperaturowych materiały lepkoelastyczne mogą tracić swoją skuteczność [6].

Jednym z pierwszych, który zaobserwował korzyści wypływające z dodania sztywnej warstwy ograniczającej do maty tłumiącej był Kerwin [48], [62]. Mead i Markus w pracy [63] wyprowadzili matematyczne zależności określające odkształcenie poprzeczne trójwarstwowej belki z warstwą wiskoelastyczną. Di Taranto w pracy [64] opracował model analityczny swobodnie drgającej belki o dowolnie przyjętych warunkach brzegowych, który umożliwia wyznaczenie współczynnika tłumienia. Rao [65], [66] przedstawił wzór na częstotliwość własną i współczynnik strat dla belki wielowarstwowej przy różnych warunkach brzegowych. Grootenhuis i in. [67], [68], [68], [69] badali drgania giętne

symetrycznej belki wielowarstwowej z tłumieniem lepkosprężystym porównując wyniki numeryczne i eksperymentalne. Mead [70] porównał analityczne wyliczenia Yana i Dowella z obliczeniami DiTaranto, Meada i Markusa wyjaśniając różnice w modelach wynikające z przyjętego rozkładu naprężeń ścinających. Huang i Hu [71] opracowali analityczny model dowolnej powierzchni, powierzchni cylindrycznej i belki z tłumieniem CLD. W pracy [72] Hu i in. porównali różne modele matematyczne opisujące kinematykę drgającej belki warstwowej. Z obliczeń autorów pracy [61] wynika, że grubsza warstwa materiału wiskoelastycznego nie zawsze powoduje skuteczniejsze tłumienie drgań. Chen i Huang [73] analizowali problem optymalizacji CLD na przykładzie prostokątnej płyty. Z ich badań wynika, że optymalny stosunek grubości materiału lepkosprężystego do warstwy ograniczającej jest równy 1:2. Również w [74] autorzy starali się określić optymalne parametry (położenie i wymiary) elementu tłumiącego przy użyciu między innymi algorytmów genetycznych. Xu i in. w [75] dokonali optymalizacji położenia oraz wymiarów lepkosprężystej warstwy tłumiącej zamocowanej do walcowej struktury. Xie i in. w swojej publikacji [76] postanowili zbadać wpływ wszystkich odkształceń warstwy wiskoelastycznej na skuteczność tłumienia CLD. Zwykle w swoich rozważaniach autorzy uwzględniali tylko naprężenia ścinające i to one były odpowiedzialne za rozpraszanie energii. W pracy [76] autorzy postanowili wziąć również pod uwagę odkształcenie podłużne i poprzeczne. Analiza potwierdziła, że odkształcenia podłużne warstwy tłumiącej nie odgrywają znaczącej roli i mogą być pominięte. Co zaś się tyczy odkształceń poprzecznych, niejednokrotnie mogą mieć one duży wpływ na proces tłumienia drgań. Li i Crocker w pracy [77] zbadali konfigurację CLD z papierową warstwą w kształcie plastra miodu wypełnioną pianką poliuretanową (PUR). Taki zabieg miał za zadanie zwiększyć sztywność struktury przy jednoczesnym zwiększeniu tłumienia. Pianki PUR mają niskie przewodnictwo cieplne i współczynnik dyfuzji, co zapewnia im bardzo dobre właściwości termoizolacyjne. Jako warstwy ograniczające użyto kompozytu wzmocnionego włóknem węglowym (rys. 2.18).



Rys. 2.18. Belka CLD z warstwą w kształcie plastra miodu [77]

Powyższe elementy były badane w całości jak również poddane zostały rozwarstwieniu (jedno lub obustronnemu). Zauważono, iż wraz ze zwiększeniem rozwarstwienia rosło tarcie między luźnymi warstwami co zwiększało tłumienie. Autorzy pracy [78] zbadali właściwości tłumiące siedmiu różnych materiałów wiskoelastycznych. Rozważyli symetryczną belkę warstwową, przy czym materiałem tworzącym warstwy ograniczające był stop aluminium (rys. 2.19).

a)



b)

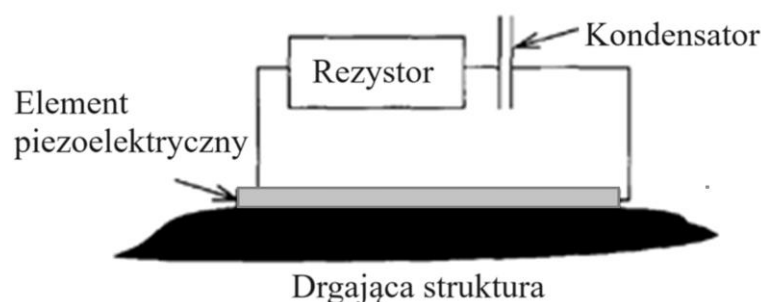


Rys. 2.19. a) Belka Obersta bez tłumienia, b) symetryczna belka warstwowa z tłumieniem (CLD) [78]

Stop Al jest najczęściej wybieranym materiałem do takich testów, ponieważ ma niski współczynnik strat oraz stałe własności w szerokim paśmie częstotliwości, w której najczęściej przeprowadzane są badania, tj. 10-2000 Hz. Autorzy w pracy [79] zbadali właściwości tłumiące materiałów lepko-sprężystych. Przeprowadzili w tym celu eksperymentalną analizę modalną belki pokrytej wiskoelastyczną warstwą. Dodatkowo wykorzystali dynamiczny analizator mechaniczny w celu określenia zmiany własności materiałów wraz ze wzrostem częstotliwości drgań.

2.8.2. Tłumienie piezoelektryczne

W technice tłumienia często wykorzystywane są elementy piezoelektryczne (rys. 2.20). Fizyczne właściwości przetworników piezoelektrycznych i ich zastosowanie w kontroli drgań opisał Moheimanie w pracy [80]. Podobne metody tłumienia zostały przedstawione szczegółowo w [81], [82], [83], [84]. Łącząc technikę CLD z tłumieniem piezoelektrycznym opracowano układ aktywnego tłumienia ACLD (ang. Active Constrained Layer Damping). W takiej konfiguracji czujnik piezoelektryczny jest przymocowany bezpośrednio do wibrującego podłoża. Trindade i Stanway w pracach [85], [86] przeanalizowali układ tłumienia ACLD i przedstawili wyniki swoich badań. Ponieważ ACLD łączy zalety tłumienia piezoelektrycznego i lepkosprężystego, stał się przedmiotem licznych badań i jest metodą ciągle rozwijaną.



Rys. 2.20. Schemat tłumika piezoelektrycznego [87]

2.8.3. Tłumienie magnetyczne

Tłumienie magnetyczne polega na wytworzeniu siły elektrodynamicznej między elementami magnetycznymi konstrukcji wibrującej a elementami magnetycznymi otoczenia. Powstała siła może pełnić rolę siły tłumiącej. Co istotne, tłumienie magnetyczne zależy od amplitudy drgań, stąd wraz z coraz większym przemieszczaniem się elementów tłumienie w układzie rośnie. Gospodaric w pracy [88] badał wibracje systemu, który był tłumiony przez dwa elektromagnesy. Dodając do tłumienia lepkosprężystego omawiany mechanizm można zwiększyć tłumienie w układzie. Ebrahim i Baz [89] opracowali tłumienie magnetyczne z warstwą ograniczającą MCLD (ang. Magnetic Constrained Layer Damping), w którym warstwa lepkosprężysta jest ograniczona cienkimi magnesami zamiast blach jak w klasycznym CLD. MCLD został analizowany przez Ruzzene [90] z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Możliwe jest również aktywne sterowanie MCLD za

pomocą elektromagnesów (EMCLD – ang. Electro-Magnetic Constrained Layer Damping), jak zaproponowali Niu i in. w pracy [91].

2.8.4. Tłumienie cząstkami

Najprostszym przykładem tego rodzaju tłumienia jest układ, w którym masa pomocnicza, pochłania energię wibracji poprzez zderzenie z drgającą powierzchnią [92], [93]. Tłumiki PD (ang. Particle Damper) składają się z wielu cząstek, które ze sobą oddziałują, zderzając się i trąc o siebie dyssypują energię. Rozwinięcie tej metody tłumienia zostało przedstawione w pracach [94], [95]. Modelowanie i symulacja układu mechanicznego z tłumieniem cząstkami jest problematyczne. Zamiast symulacji MES stosuje się metodę elementów dyskretnych (DEM) [96]. Ze względu na trudności w prowadzeniu symulacji, PD jest głównie badane eksperymentalnie.

2.8.5. Tłumienie elektrostatyczne

Ta technika została pierwotnie zaproponowana przez Bergamini w pracy [97]. Polega ona na umieszczeniu cienkiej dielektrycznej warstwy pomiędzy dwie przewodzące powłoki pełniące rolę elektrod. Dzięki potencjałowi elektrycznemu występującemu między warstwami dielektrycznymi, wytwarza się naprężenie elektrostatyczne, co prowadzi do powstawania naprężenia normalnego. Regulując napięcie na elektrodach, można zmieniać wartość naprężenia normalnego. Ponieważ pomiędzy współpracującymi warstwami występuje tarcie możliwe jest również kontrolowanie naprężenia ścinającego. W wyniku przekroczenia maksymalnej wartości naprężeń ścinających dochodzi do poślizgu między warstwami i rozproszenia energii w wyniku tarcia. Aby osiągnąć satysfakcjonującą wartość tłumienia, potrzebne jest wysokie napięcie o wartości od kilkuset do ponad tysiąca woltów. Wadą tej metody jest możliwość zniszczenia materiału dielektrycznego. Wówczas tłumik staje się bezużyteczny.

2.8.6. Tłumienie wiroprowadowe

Tłumik wiroprowadowy (ang. Eddy Current Damper) jest podobny do tłumika magnetycznego. W tego typu tłumiku prądy wirowe wykorzystywane są do generowania siły elektrodynamicznej odpowiedzialnej za tłumienie. Jest ona indukowana, gdy przewodnik porusza się w stałym polu magnetycznym lub gdy pozostaje w zmiennym w czasie polu magnetycznym. Siła ta jest odwrotnie proporcjonalna do prędkości elementu, można ją

traktować jako ekwiwalent lepko sprężystej siły tłumiącej. Sodano w pracach [98], [99], wykorzystał omawianą metodę w celu tłumienia wibracji. Tłumienie wiroprowadowe zostało szeroko omówione w pracy [100]. Ebrahim [101], [102] testował ECD w samochodowym układzie zawieszenia. Co istotne ten rodzaj tłumienia nie wymaga kontaktu między elementami, stąd tłumik nie zużywa się podczas eksploatacji.

2.8.7. Tłumienie magnetoreologiczne

Płyn magnetoreologiczny (MR) charakteryzuje się tym, że jego właściwości reologiczne można kontrolować poprzez zastosowanie zmiennego zewnętrznego pola magnetycznego. Zawiera on cząstki polaryzowalne magnetycznie, które są rozproszone w lepkim płynie, takim jak olej silikonowy. Płyn MR można stosować w szerokim zakresie temperatur [103]. Dostępne w przemyśle amortyzatory MR są z powodzeniem stosowane w mostach linowych i w zawieszeniu pojazdów [104]. Zazwyczaj stosuje się je w zakresie niskich częstotliwości. W pracy [105] dokładne przedstawione zostały różne komercyjne tłumiki MR. Podstawowy model analityczny tłumików MR opracował Bouc – Wen w pracy [106]. Na podstawie tego modelu Spencer i in. [107] zaproponowali nowy model fenomenologiczny. W pozycji [108] przedstawiono i porównano różne algorytmy sterowania tłumikami MR.

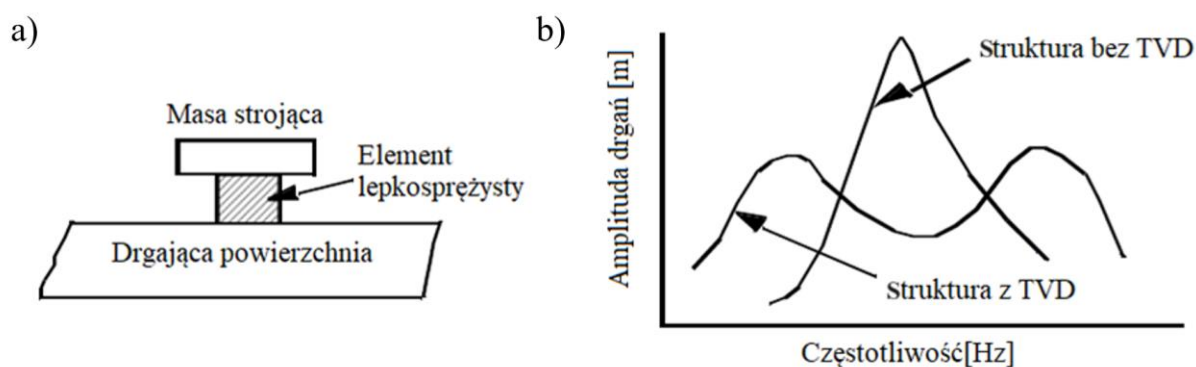
2.8.8. Tłumienie stopami z pamięcią kształtu

Stopy z pamięcią kształtu (SMA – ang. shape-memory alloy) mogą odzyskać swój nieodkształcony stan po zastosowaniu obciążenia termicznego i/lub mechanicznego. SMA występują w dwóch fazach: martenzyt (w niskiej temperaturze) i austenit (w wysokiej temperaturze). Podczas obciążenia termicznego i/lub mechanicznego zachodzi transformacja fazy martenzytycznej, która odgrywa kluczową rolę w odzyskiwaniu kształtu. SMA mają dwie właściwości: pseudoelastyczność i efekt pamięci kształtu. Efekt pamięci kształtu odnosi się do zjawiska polegającego na tym, że SMA powracają do swoich wcześniej ustalonych kształtów po podgrzaniu. Superelastyczność odnosi się do zjawiska polegającego na tym, że SMA mogą ulegać dużej ilości deformacji i odzyskiwać swoje kształty po odciążeniu [109]. Znaczna część energii odkształcenia wprowadzonej do SMA jest rozpraszana w postaci ciepła. To rozpraszanie energii stanowi mechanizm tłumienia drgań [110]. SMA znalazły zastosowanie w wielu obszarach ze względu na ich aktywację półprzewodnikową, wysoką zdolność tłumienia, trwałość i odporność na zmęczenie [111].

2.9. Tłumienie lepkosprężyste w przemyśle samochodowym i lotniczym

W przemyśle samochodowym i lotniczym drgania są tłumione różnymi metodami. Najogólniej podzielić je możemy na metody pasywne, aktywne i pasywno-aktywne [9]. Pierwsza z wymienionych obejmuje różnego rodzaju maty tłumiące, tłumiki, sprężyny, amortyzatory etc. Nie wymagają one zewnętrznego zasilania i tłumią drgania wysokoczęstotliwościowe. Metody aktywnego tłumienia zwykle przeznaczone są do tłumienia wibracji w zakresie niskich częstotliwości. Wykorzystują one różnego rodzaju głośniki, serwo-mechanizmy i mikroprocesory w celu wytworzenia sygnału w przeciwfazie względem zakłócenia i w następstwie jego eliminację. Ostatnia z wymienionych metod polega na zwiększeniu efektywności metody pasywnej poprzez połączenie jej z aktywnymi sposobami tłumienia. Ze względu na niski koszt eksploatacji i prostotę, pasywna wibroizolacja jest najczęściej wybieraną metodą tłumienia [9]. Pasywne metody tłumienia stosowane są w sektorze lotnictwa niekomercyjnego od 1960 r. [9]. Rozwój w dziedzinie materiałoznawstwa oraz implementacja nowych technologii pomiarowych w badaniu własności dynamicznych materiałów tłumiących pozwolił na nowe zastosowania. Tłumienie powierzchniowe pojawiło się, w przemyśle samochodowym i w lotnictwie komercyjnym niedawno. Stało się to możliwe dzięki postępowi w procesie wytwarzania. Umożliwił on implementację powyższych rozwiązań na dużą skalę dzięki obniżonym kosztom produkcji.

Prócz metod FLD i CLD, w przemyśle stosuje się dostrojone wiskoelastyczne tłumiki (ang. Tuned Viscoelastic Damper – TVD, rys. 2.21).

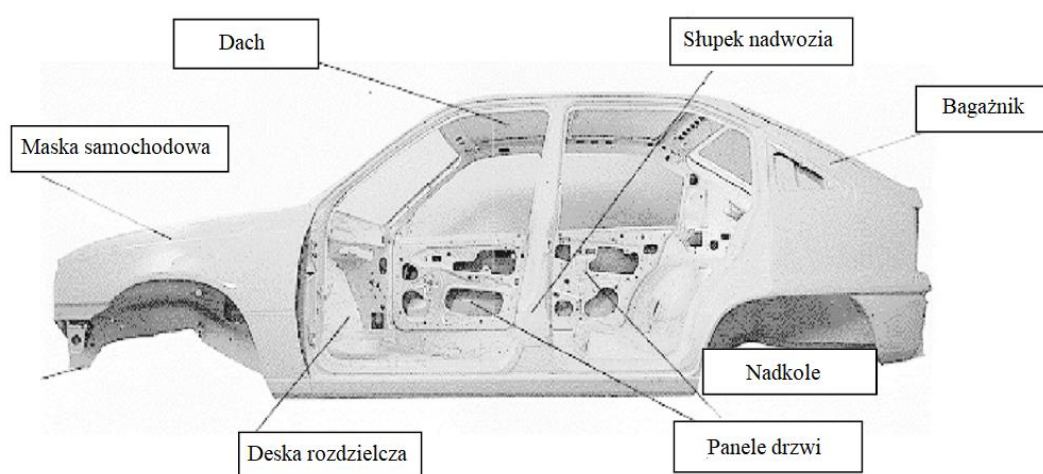


Rys. 2.21. Dostrojony wiskoelastyczny tłumik: a) przekrój, b) charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa struktury nietłumionej oraz tłumionej TVD

TVD stosuje się zwykle w celu redukcji drgań/hałasu powiązanego z jedną konkretną częstotliwością. Dobrze dobrany, eliminuje niechcianą częstotliwość rezonansową zamieniając związany z nią pik na dwa mniejsze, znajdujące się poza strefą rezonansową.

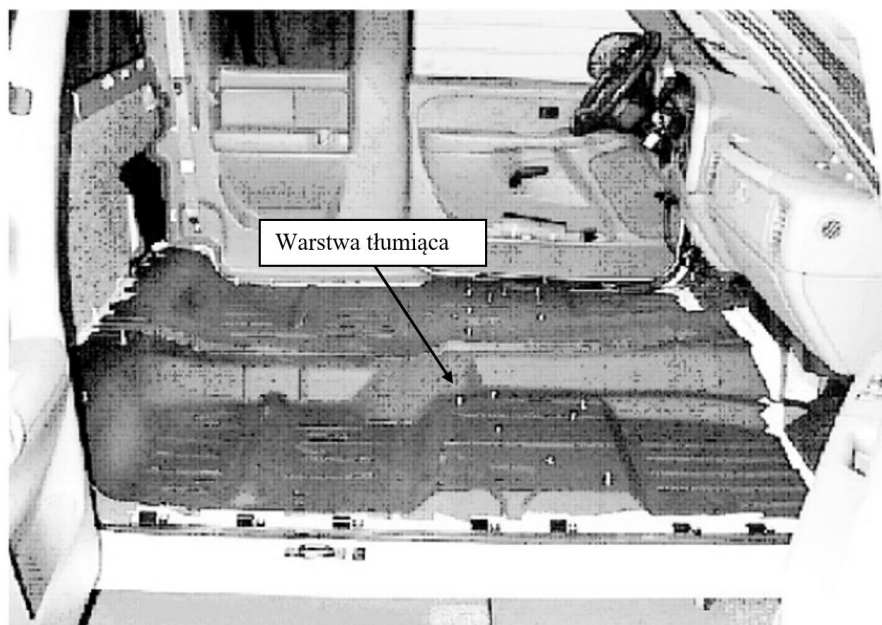
2.9.1. Zastosowanie tłumienia w przemyśle samochodowym

W celu zapewnienia komfortu jazdy i bezpieczeństwa, w samochodach pasażerskich, konieczne jest zadbanie o niski poziom drgań i hałasu. W samochodach, wyżej wymienione zjawiska, zwykle związane są z pracą silnika, klimatyzacją, nierówną powierzchnią etc. [9]. Istnieje wiele komercyjnych rozwiązań bazujących na technice CLD dostępnych na rynku. Zwykle lepkośćprężysta warstwa ma grubość pomiędzy 0,25 mm a 5 mm zaś metalowa warstwa zewnętrzna mieści się między 0,25 μm a 40 μm [9]. Współczynnik strat przy zastosowaniu tego rozwiązania zwykle osiąga wartość między 0,07 a 0,5.



Rys. 2.22. Zastosowanie tłumienia w samochodzie [9]

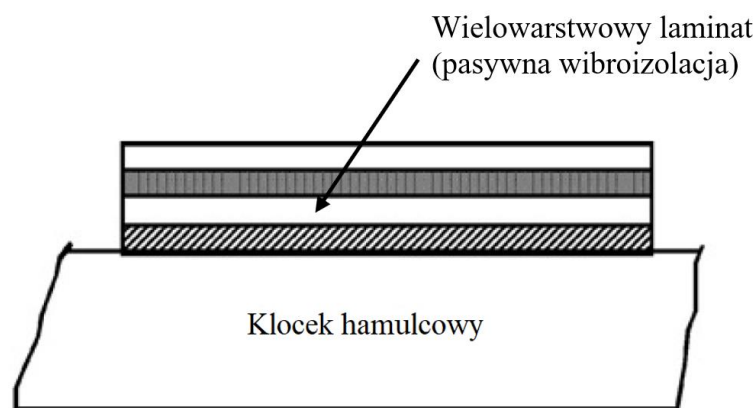
Rys. 2.22 przedstawia miejsca, w których aplikowane jest tłumienie lepkośćprężyste. Proces nakładania warstwy tłumiącej może być ręczny lub zrobotyzowany. W drugim przypadku, materiał tłumiący наносzony jest poprzez natryskiwanie na powierzchnię elementu przez zaprogramowanego w tym celu robota [112], [113]. Metoda ta pozwala zaoszczędzić materiał, poprzez nakładanie powłoki tylko w wybranych miejscach, z drugiej jednak strony należy liczyć się z kosztami związanym z uruchomieniem stacji zrobotyzowanej.



Rys. 2.23. Zastosowanie tłumienia natryskowego w samochodzie [9]

Na rys. 2.23 widoczna jest podłoga samochodu pokryta warstwą natryskowego materiału tłumiącego (akrylowego elastomeru na bazie wody). W pracy [114] autorzy badali stopień redukcji hałasu w wyniku pokrycia dachu samochodu materiałem tłumiącym. Wykazali oni, że zastosowane przez nich materiały pozwoliły na redukcję poziomu natężenia dźwięku o kilka decybeli. Autorzy pracy [115] dokonali optymalizacji grubości mat tłumiących stosowanych w samochodzie. Wykorzystując algorytmy genetyczne znaleźli optymalne rozwiązanie problemu, minimalizując masę materiału tłumiącego a maksymalizując komfort akustyczny.

Klasyczne materiały wiskoelastyczne są bardzo podatne na zmianę temperatury. Stąd w miejscach takich jak powierzchnia klocka hamulcowego, gdzie temperatury mogą osiągać $250-300^{\circ}\text{C}$ konieczne jest zastosowanie odpowiednich materiałów służących do tłumienia drgań klocka. Istnieje wiele laminatów, które nadają się do pracy w takich warunkach [116].



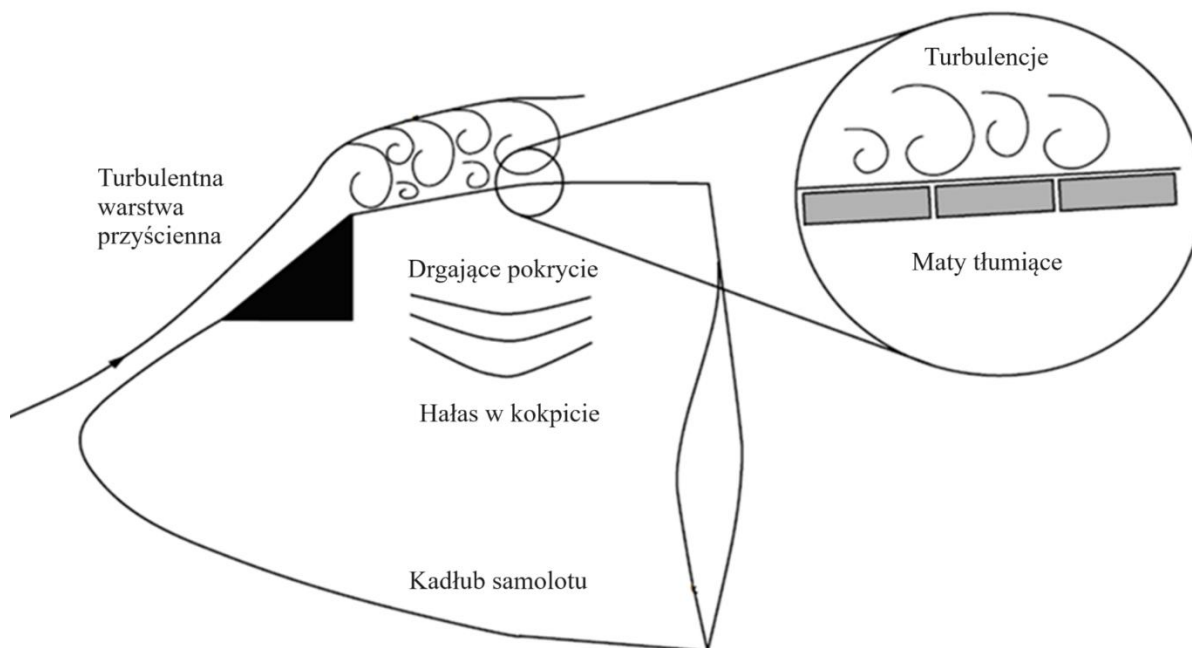
Rys. 2.24. Zastosowanie wielowarstwowych laminatów do redukcji hałasu klocków hamulcowych [9]

W przypadku klocków hamulcowych z pasywną wibroizolacją stosowane są dwa różne materiały tłumiące (rys. 2.24). Dodatkowo opracowywane są wciąż nowe metody jak przykładowo zaproponowana przez autorów [117] alternatywa tłumienia powierzchniowego. W swoim rozwiązaniu zaproponowali oni implementację materiału lepkosprężystego tylko w miejscu łączenia elementów. Pozwala to na dyssypację energii wibracji przy minimalizacji masy. Przeprowadzono też liczne analizy numeryczne dotyczące tematyki tłumienia wibracji w przemyśle samochodowym, których wyniki można znaleźć w pracach [118], [119].

2.9.2. Zastosowanie tłumienia w lotnictwie

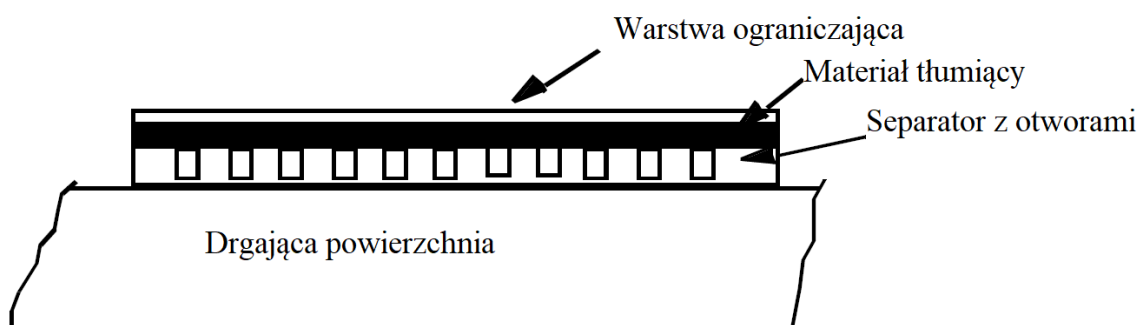
Tłumienie z wykorzystaniem materiałów lepkosprężystych stosowano w lotnictwie wojskowym i przemyśle kosmicznym od 1960 r. Rozwój w dziedzinie materiałoznawstwa pozwolił na opracowanie lekkich i tanich materiałów tłumiących. Do głównych źródeł wibracji i hałasu w samolotach należy zaliczyć:

- hałas pochodzący od warstwy przyściennej turbulენტnej powstałej podczas gdy powietrze opływa samolot (rys. 2.25),
- hałas wewnętrzny wywoływany pracą urządzeń i agregatów pomocniczych,
- hałas wewnętrzny wywoływany pracą zespołu napędowego.



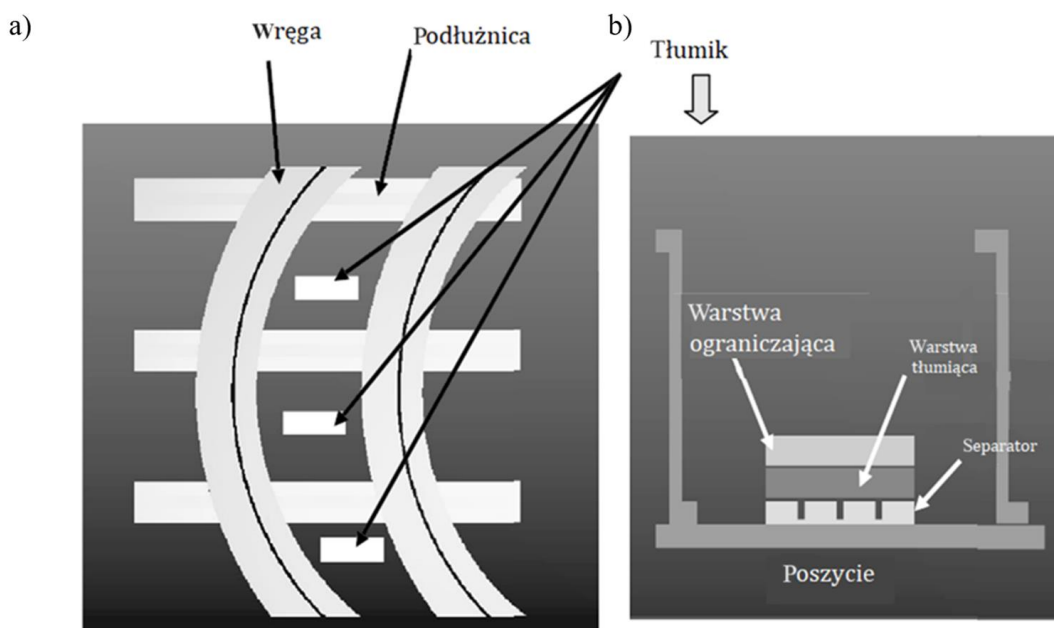
Rys. 2.25. Schemat kadłuba wraz z turbulentną warstwą przyścienną powodującą wibracje [120]

Najczęstszym rozwiązaniem stosowanym w samolotach komercyjnych jest mocowanie tłumików lokalnie do kadłuba w celu minimalizacji amplitudy drgań. W lotnictwie kładzie się nacisk na minimalizację masy komponentów, stąd stosowane tłumienie musi być lekkie i skuteczne. Tradycyjna konfiguracja CLD dyssypuje energię wibracji poprzez generowanie naprężeń ścinających podczas zginania. W przypadku pojawienia się początkowych postaci drgań własnych wykrzywienie drgającej powierzchni jest niewielkie stąd konfiguracja CLD nie osiąga dużej skuteczności. W celu polepszenia własności tłumiących tego rozwiązania, w lotnictwie stosuje się dodatkową warstwę w CLD – separator (rys. 2.26).

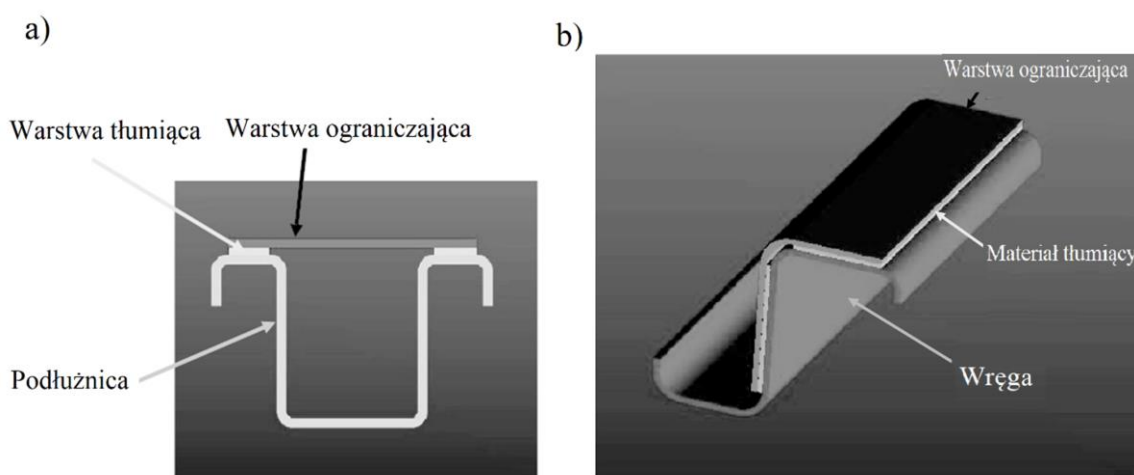


Rys. 2.26. Dystansująca warstwa tłumiąca [9]

Separator zwiększa naprężenia ścinające w warstwie lepkoelastycznej a co za tym idzie poprawia właściwości tłumiące konfiguracji CLD. Dodatkowo dystansująca warstwa zostaje odciążona poprzez wykonanie w niej otworów, dzięki czemu jej masa zostaje zredukowana. Początkowe podejście w tłumieniu obejmowało aplikowanie taśm tłumiących bazujących na konfiguracji CLD. Pokrywało się nimi poszycie, podłużnice i wręgi kadłuba. Aktualnie rozwiązanie to zastępowane jest dystansującą warstwą tłumiącą (rys. 2.27).

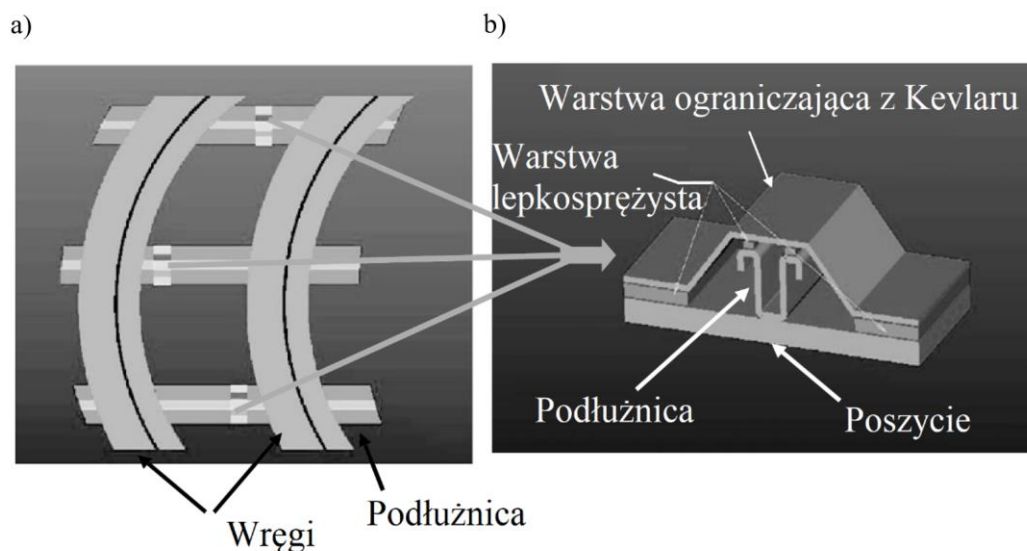


Rys. 2.27. Tłumiki CLD z separatorem na poszyciu kadłuba: a) widok z przodu, b) przekrój [9]



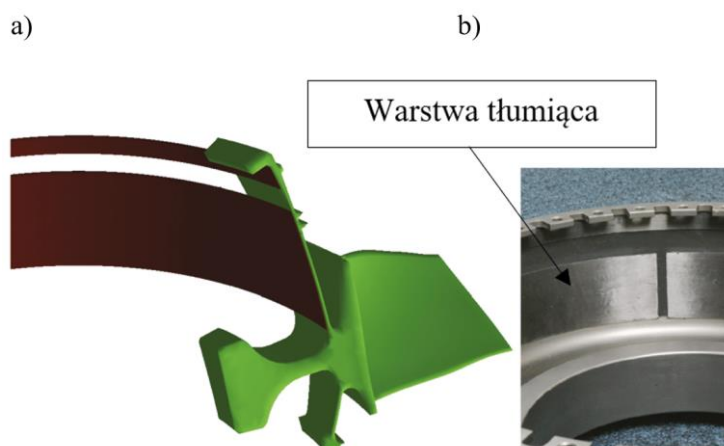
Rys.2.28. a) Tłumik podłużnicy, b) tłumik wręgi [9]

Dystansujące warstwy tłumiące stosowane są również na podłodze samolotu czy w przegrodach. Istnieją też inne rozwiązania tłumienia drgań podłużnic przedstawione na rys. 2.28 oraz rys. 2.29.



Rys. 2.29. Alternatywne podejście w tłumieniu drgań podłużnicy: a) widok z przodu, b) przekrój [9]

Elementy ograniczające w tych tłumikach są lżejsze niż taśmy tłumiące, ale nie nadają się do wszystkich rodzajów podłużnic. Tłumiki CDL z separatorem zmniejszają masę o 15-25% względem taśm tłumiących, pokrywają mniejszy obszar przy zachowaniu takiej samej skuteczności tłumienia [9]. Jak wiadomo, poszycie i podłużnice są zimniejsze niż wręgi kadłuba. Wynika to z faktu, że wręgi nie są w bezpośrednim kontakcie z zewnętrznym powietrzem. Stąd konieczne jest odpowiednie dobranie materiałów tłumiących do tych elementów tak aby uwzględnić temperaturę otoczenia. Autorzy pracy [121] pokryli fragment powierzchni dysku materiałem lepko-sprężystym z warstwą ograniczającą. Przeprowadzone eksperymenty w warunkach laboratoryjnych potwierdziły skuteczność tego rozwiązania (rys. 2.30).



Rys. 2.30. Fragment pierścienia tarczy silnika z warstwą tłumiącą: a) model, b) aplikacja [121]

Podsumowanie dotyczące przeglądu literatury

W ramach zrealizowanego w niniejszej pracy przeglądu literatury dokonano analizy prac naukowych dotyczących tłumienia drgań w zakresie teorii, badań podstawowych oraz aplikacji praktycznej.

W wyniku przeprowadzonej analizy literatury można wskazać następujące luki badawcze:

1. Istnieje potrzeba eksperymentalnej oceny skuteczności pasywnej wibroizolacji z użyciem materiału bitumicznego oraz gumy butylowej w ujęciu FLD i CLD, w szerokim zakresie częstotliwości. Wyżej wymienione materiały są ogólnodostępne oraz powszechnie stosowane w przemyśle samochodowym, jednak w literaturze trudno znaleźć wyczerpujące opracowania poświęcone wyżej wymienionej tematyce.
2. Istnieje potrzeba eksperymentalnego określenia wpływu temperatury pracy na skuteczność pasywnej wibroizolacji najpopularniejszych, w przemyśle samochodowym, materiałów tłumiących. Producenci mat tłumiących nie udostępniają wyżej wymienionych danych.
3. W literaturze naukowej istnieje ograniczona liczba prac naukowych z zakresu eksperymentalnego określenia stałych materiałowych stosowanych w analizach drgań (np. moduł zachowawczy E' i współczynnik strat η) dla dostępnych i popularnych mat bitumicznych i butylowych, w różnych konfiguracjach (FLD i CLD), różnych temperaturach i w szerokim zakresie częstotliwości.
4. W literaturze można znaleźć publikacje badające wpływ geometrii materiału tłumiącego na jego zdolności dyssypacyjne. Jednak pozycje te dotyczyły prostych przypadków [122], [123], [124], [125] i [126]. Nie znaleziono badań dotyczących bardziej złożonych konstrukcji. Istnieje zatem potrzeba globalnej oceny skuteczności pasywnej wibroizolacji dla różnych wariantów geometrycznych (konstrukcja ażurowa) w strukturach lotniczych. W wyżej wymienionej ocenie skuteczności tłumienia ważnym jest aspekt zwiększenia masy konstrukcji (kluczowy czynnik w lotnictwie), który powinien być uwzględniony w porównaniu skuteczności różnych wariantów ażurowych (geometrycznych) mat tłumiących.

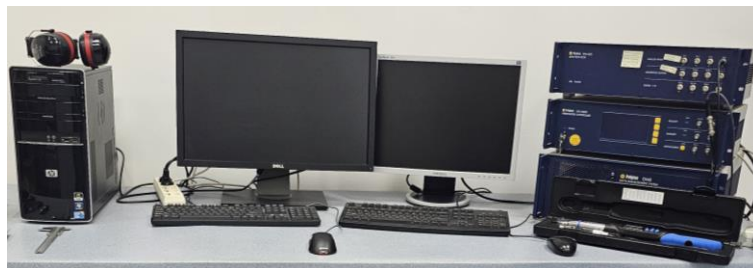
Niniejsza praca stanowi w zamierzeniu autora wypełnienie wyżej wymienionych luk badawczych, zaś przeprowadzone analizy i badania stanowią własny wkład w rozwój dyscypliny inżynieria mechaniczna.

3. Badania eksperymentalne pasywnej wibroizolacji

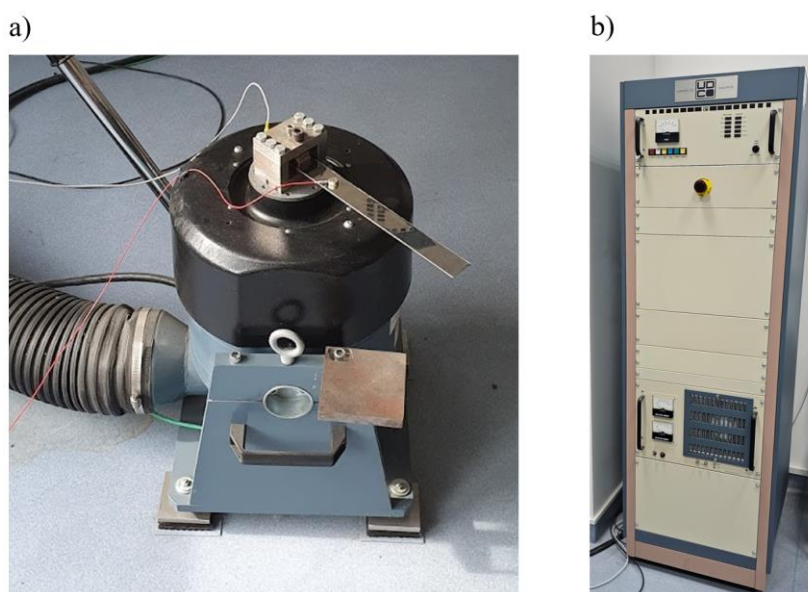
W niniejszym rozdziale opisano stanowisko badawcze, wykorzystane w badaniach doświadczalnych. Następnie przedstawiono wyniki badań dotyczących wpływu rodzaju materiału tłumiącego, jego konfiguracji oraz temperatury pracy na skuteczność pasywnej wibroizolacji.

3.1. Stanowisko badawcze

Badania eksperymentalne zostały przeprowadzone w Laboratorium Wytrzymałości Maszyn Wirnikowych i Zmęczenia Materiałów udostępnionym przez Katedrę Inżynierii Lotniczej i Kosmicznej Politechniki Rzeszowskiej. Analizę modalną przeprowadzono przy pomocy systemu wibracyjnego Unholtz-Dickie UDCO-TA250, składającego się z komputera sterującego (rys. 3.1), elektrodynamicznego wzbudnika drgań (rys. 3.2a), sterownika LMS (rys. 3.3) oraz wzmacniacza (rys. 3.2b).



Rys. 3.1. Stanowisko komputerowe do sterowania wzbudnikiem drgań



Rys. 3.2. System wibracyjny Unholtz-Dickie UDCO-TA250: a) wzbudnik drgań, b) wzmacniacz

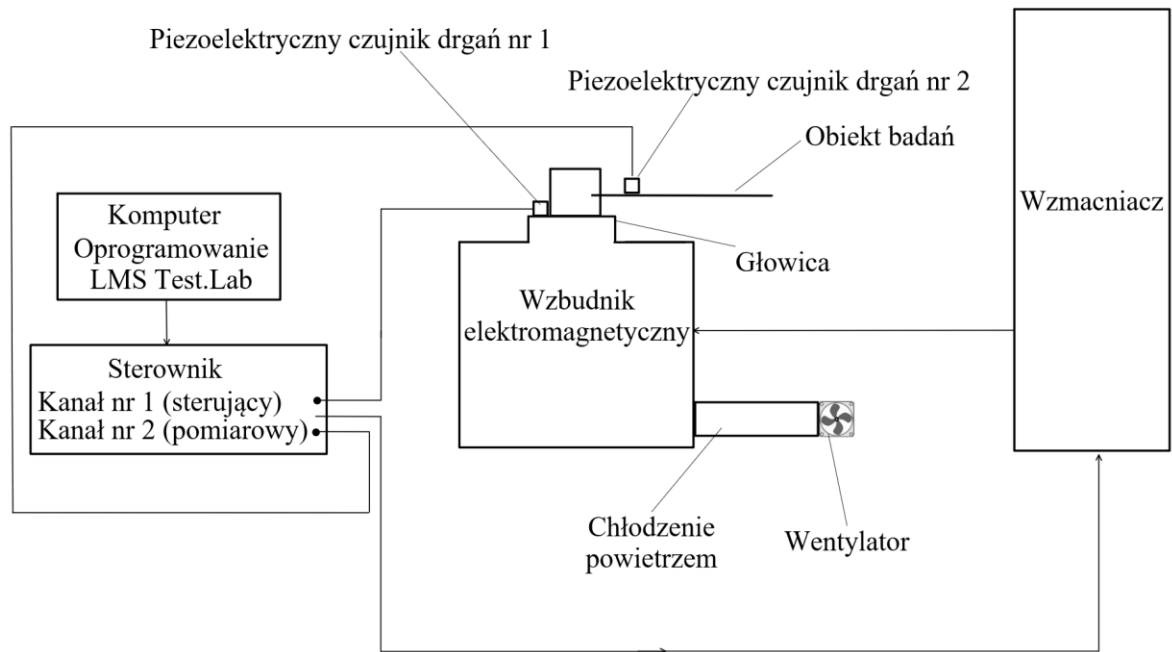


Rys. 3.3. Sterownik LMS

W celu zapewnienia właściwego chłodzenia wzbudnika, na zewnątrz laboratorium znajduje się wentylator odśrodkowy napędzany silnikiem elektrycznym o mocy 3 kW. Powietrze do wnętrza wzbudnika zasysane jest bezpośrednio z pomieszczenia poprzez szczeliny dylatacyjne. Powietrze to omywa (chłodzi) cewki wzbudnika a następnie transportowane jest na zewnątrz za pomocą rury o średnicy 200 mm (rys. 3.2a).

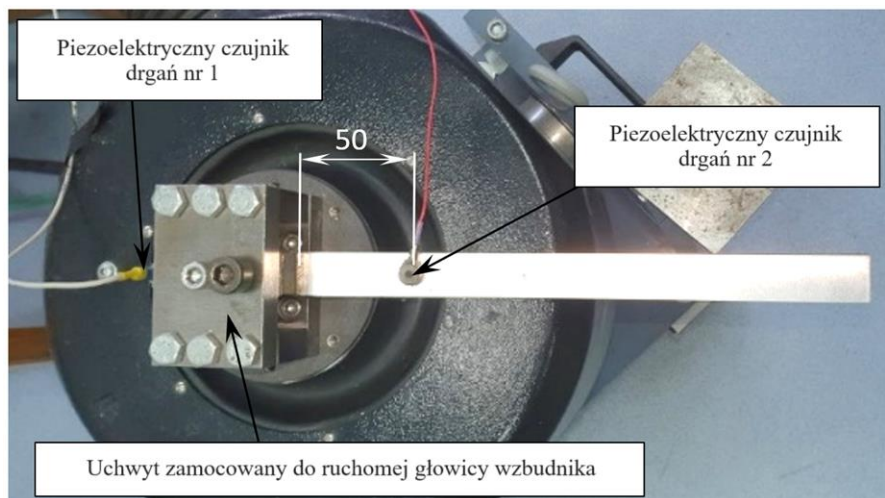
Badane próbki mocowano do wzbudnika za pomocą stalowego uchwytu pośredniczącego, który dokręcony był do głowicy za pomocą śrub M-6 (rys.3.2a).

Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 3.4. W badaniach eksperymentalnych zdefiniowano dwa kanały: sterujący i pomiarowy (rys. 3.4). Kanał nr 1 (sterujący) został wykorzystany do pomiaru i kontrolowania przyspieszeń głowicy wzbudnika (czujnik nr 1). Sygnał sterujący, w momencie rozpoczęcia testu, przesyłany był ze stanowiska komputerowego do sterownika LMS. Kanał nr 2 (pomiarowy) służył do pomiaru przyspieszenia na powierzchni badanego obiektu (belki).



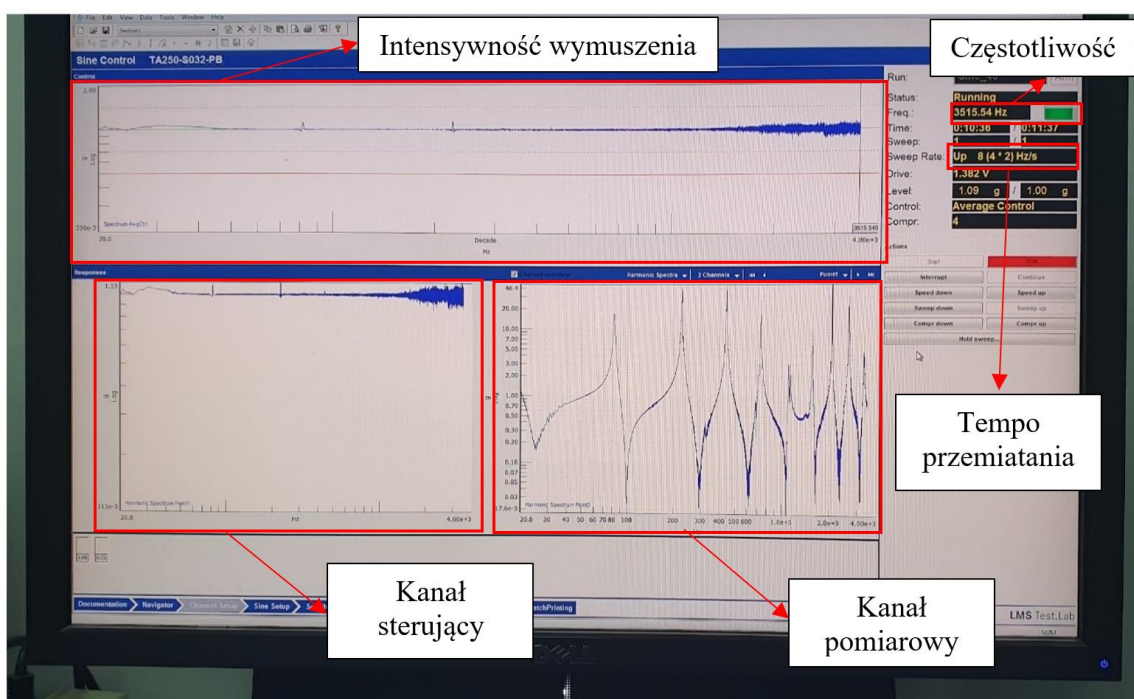
Rys. 3.4. Schemat systemu wibracyjnego

Sygnal pomiarowy pochodził z miniaturowego czujnika drgań (piezoelektrycznego czujnika przyspieszeń), firmy PCB (czujnik nr 2), zamocowanego na belce (rys. 3.5). Czujnik ten położony był w odległości 50 mm od utwierdzenia belki. Położenie czujnika w pobliżu utwierdzenia było korzystne ze względu na relatywnie niewielkie zakłócenia związane z dołożeniem dodatkowej masy do badanej próbki (w szczególności dla pierwszych postaci drgań). Czułość czujnika nr 1 wynosiła 94 mV/g, zaś czujnika nr 2 – 10,04 mV/g. W badaniach zastosowano celowo akcelerometry o małej masie (2 gramy), aby nie zwiększać znacząco masy badanego układu drgającego.



Rys. 3.5 Lokalizacja czujników drgań: czujnik nr 1 – pomiar drgań głowicy wzбудnika (wymuszenie), czujnik numer 2 – pomiar drgań badanego obiektu (odpowieź)

System wibracyjny Unholtz-Dickie UDCO-TA250 może pracować w zakresie częstotliwości od 5 Hz do 4 kHz. Parametry eksperymentalnej analizy modalnej definiowano przy pomocy oprogramowania LMS Test.Lab (rys. 3.6). W momencie rozpoczęcia próby plik zawierający zdefiniowane parametry analizy został przesłany w formacie cyfrowym do sterownika. Sterownik odcodował następnie otrzymane informacje i zamienił je na sygnał analogowy, czyli prąd przemienny (o określonej częstotliwości, maksymalnym napięciu +/- 10V i małym natężeniu). W dalszym kroku sygnał przesyłany był do wzmacniacza i został przekierowany do cewek znajdujących się we wzbudniku. W jego wnętrzu, dzięki zjawisku elektromagnetycznemu, sygnał elektryczny został zamieniony na ruch głowicy.



Rys. 3.6. Widok programu LMS Test.Lab, który stosowany był w badaniach doświadczalnych

Podczas pomiarów przyjęto stałą wartość intensywności wymuszenia równą 1g (gdzie $1g = 9,81 \text{ m/s}^2$). Tempo przemiatania zdefiniowano na poziomie 1 Hz/s. Rozdzielczość pomiaru wynosiła 0,1 Hz.

3.2. Wpływ rodzaju materiału tłumiącego oraz jego konfiguracji na skuteczność pasywnej wibroizolacji

Przy wyborze materiałów tłumiących, które poddane zostały badaniom, zastosowano następujące kryteria:

- badaniom poddane zostaną dwa najbardziej popularne materiały stosowane w pasywnej wibroizolacji: guma butylowa i materiał bitumiczny,
- łatwa dostępność (możliwość zakupu),
- aby w sposób miarodajny porównać wyniki należy poddać badaniom maty tłumiące o stałej grubości. Wybór grubości 2 mm związany był z kryterium dostępności.

W badaniach wykorzystano cztery rodzaje mat tłumiących [127], [128] (tab. 3.1).

Tab. 3.1. Rodzaje oraz specyfikacja geometryczno-materiałowa badanych mat tłumiących [127], [128]

Pozycja	Nazwa handlowa maty	Rodzaj materiału	Gęstość materiału [kg / m ³]	Grubość materiału [mm]	Grubość foli aluminiowej [mm]
1	StP Noiseblock	Guma butylowa	2000	2	–
2	Bitmat AB	Guma butylowa	1800	2	0,1
3	Mata wygłuszająca	Bitumin	1750	2	0,1
4	StP Vizomat	Bitumin	1700	2	–

Próbki badawcze zostały przygotowane zgodnie ze standardem ASTM Standard E756(05) [46]. Maty usztywnione przez producenta folią zbadano tylko w konfiguracji CLD. Niemożliwe było odłączenie dodatkowej warstwy aluminiowej, bez uszkodzenia próbki. Pozostałe materiały zbadano w konfiguracji FLD i CLD (rys. 3.7 – 3.9). Jako bazową belkę przyjęto płaskownik, wykonany ze stopu aluminium AW-2017A, który cechuje bardzo niski współczynnik strat i pomijalna zależność modułu zachowawczego od częstotliwości. Wymiary belki były następujące: 300x20x1 [mm] (długość x szerokość x grubość). Właściwości stopu AW-2017A przedstawiono w tab. 3.2.

Tab. 3.2. Dane materiałowe stopu AW-2017A belki bazowej [129]

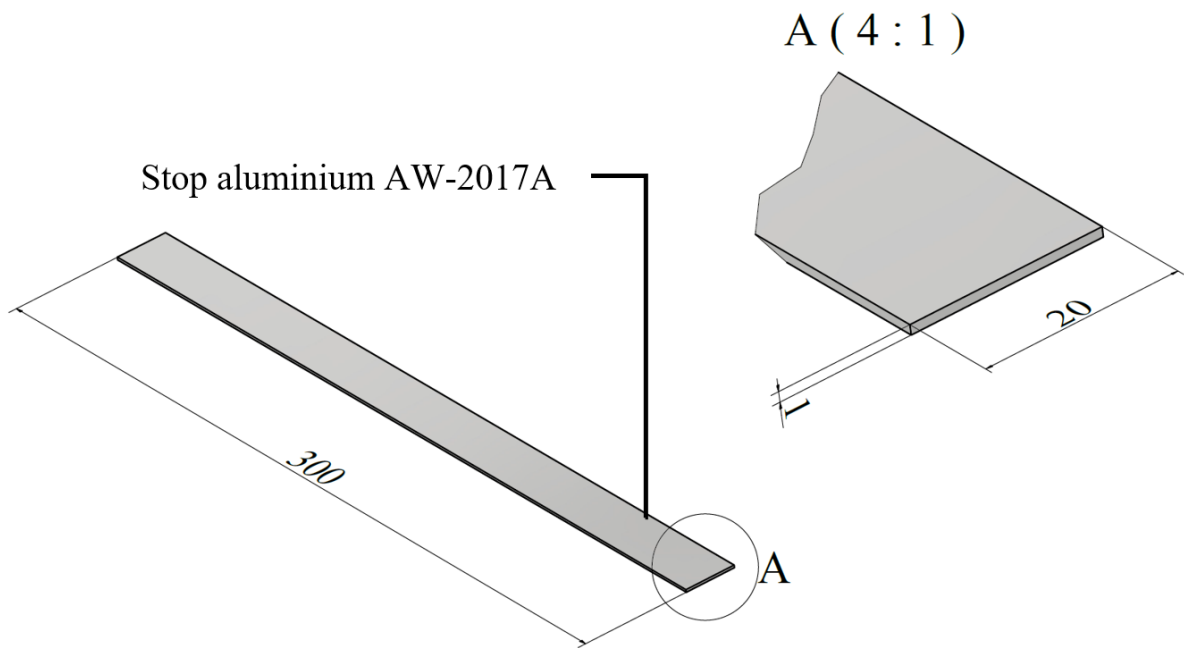
Parametr	AW-2017A (stop aluminium)
Gęstość $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	2700
Moduł Younga [GPa]	70
Współczynnik Poissona [–]	0,33

Próbki z matami, które nie miały doklejonej warstwy aluminium (pozycje 1 i 4, tab. 3.1), przygotowano na dwa sposoby:

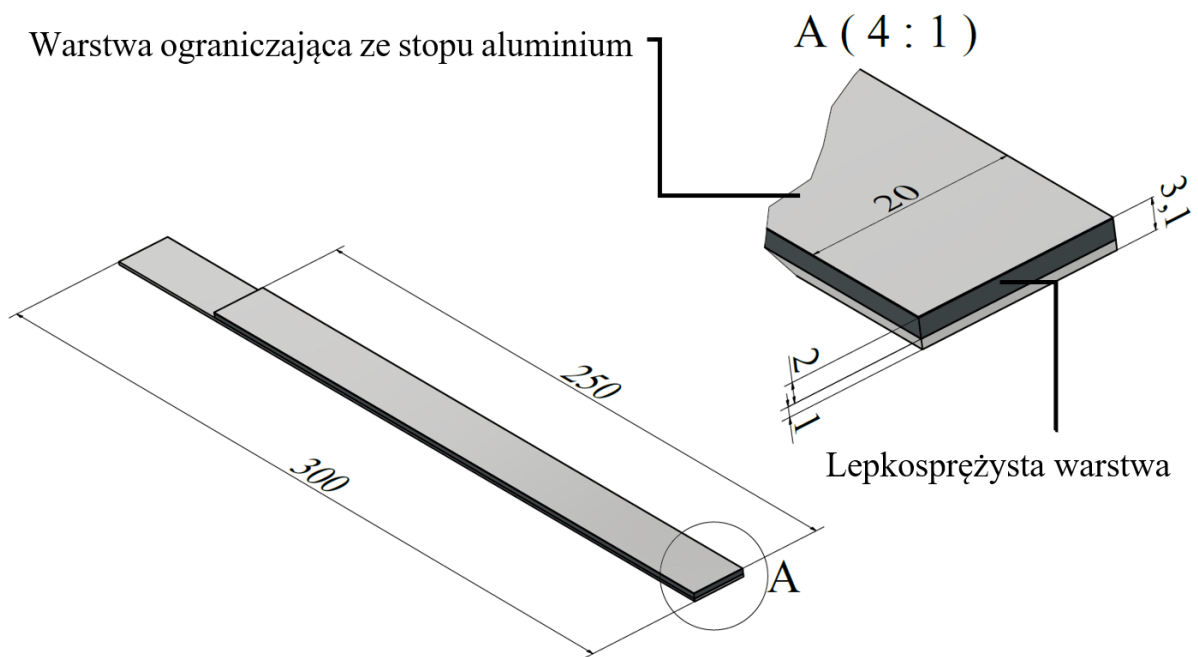
- FLD – matę doklejono do belki bazowej,
- CLD – do maty przyklejono cienką folię aluminiową a następnie przymocowano ją do belki bazowej za pomocą kleju polimerowego.

W celu zachowania przejrzystości ponumerowano próbki (rys. 3.7 – 3.9):

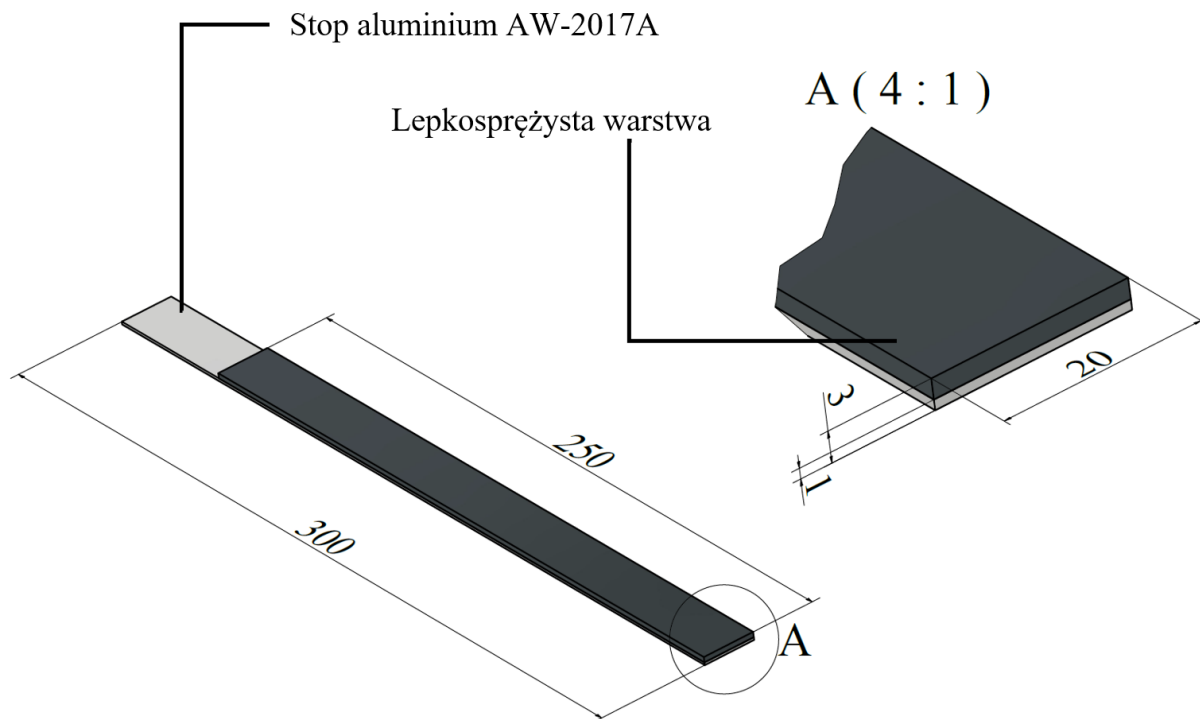
- Próbka nr 1 – belka bazowa ze **stopu aluminium** AW-2017A.
- Próbka nr 2 – CLD z warstwą **guma butylowa** (StP Noiseblock).
- Próbka nr 3 – CLD z warstwą **guma butylowa** (Bitmat AB).
- Próbka nr 4 – CLD z warstwą **bitumin** (Mata wygłuszająca).
- Próbka nr 5 – CLD z warstwą **bitumin** (StP Vizomat).
- Próbka nr 6 – FLD z warstwą **guma butylowa** (StP Noiseblock).
- Próbka nr 7 – FLD z warstwą **bitumin** (StP Vizomat).



Rys. 3.7. Próbkę nr 1 – belka bazowa ze stopu aluminium AW-2017A

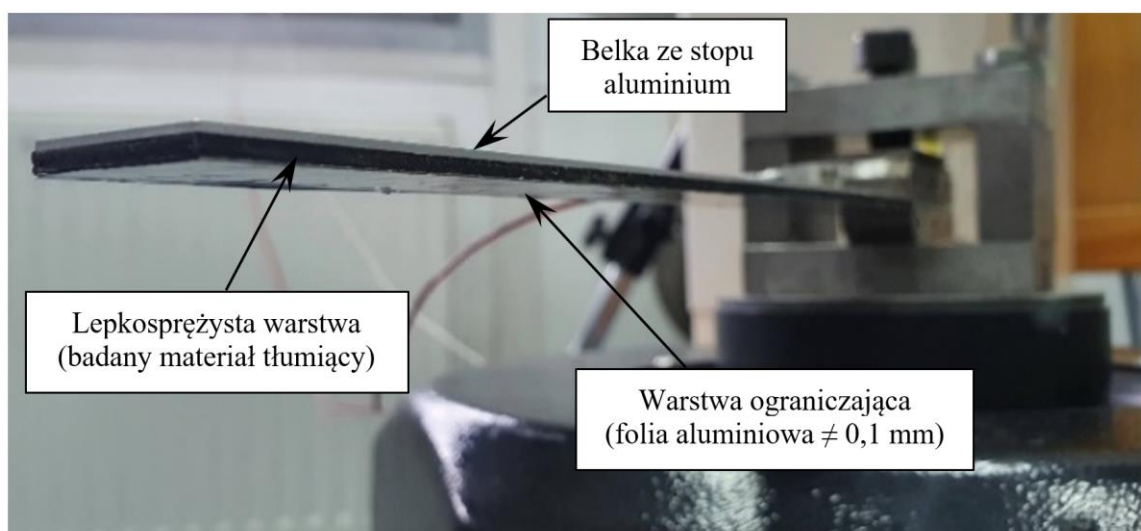


Rys. 3.8. Próbkę nr 2, 3, 4 i 5 – CLD z warstwą lepko-sprężystą



Rys. 3.9. Próbkę nr 6 i 7 – FLD z warstwą lepkoelastyczną

Maty zostały wycięte do wymiarów 250x20x2 [mm]. Wolny koniec płaskownika niepokryty tłumieniem służył jako miejsce zamocowania do wzбудnika drgań (rys. 3.10).

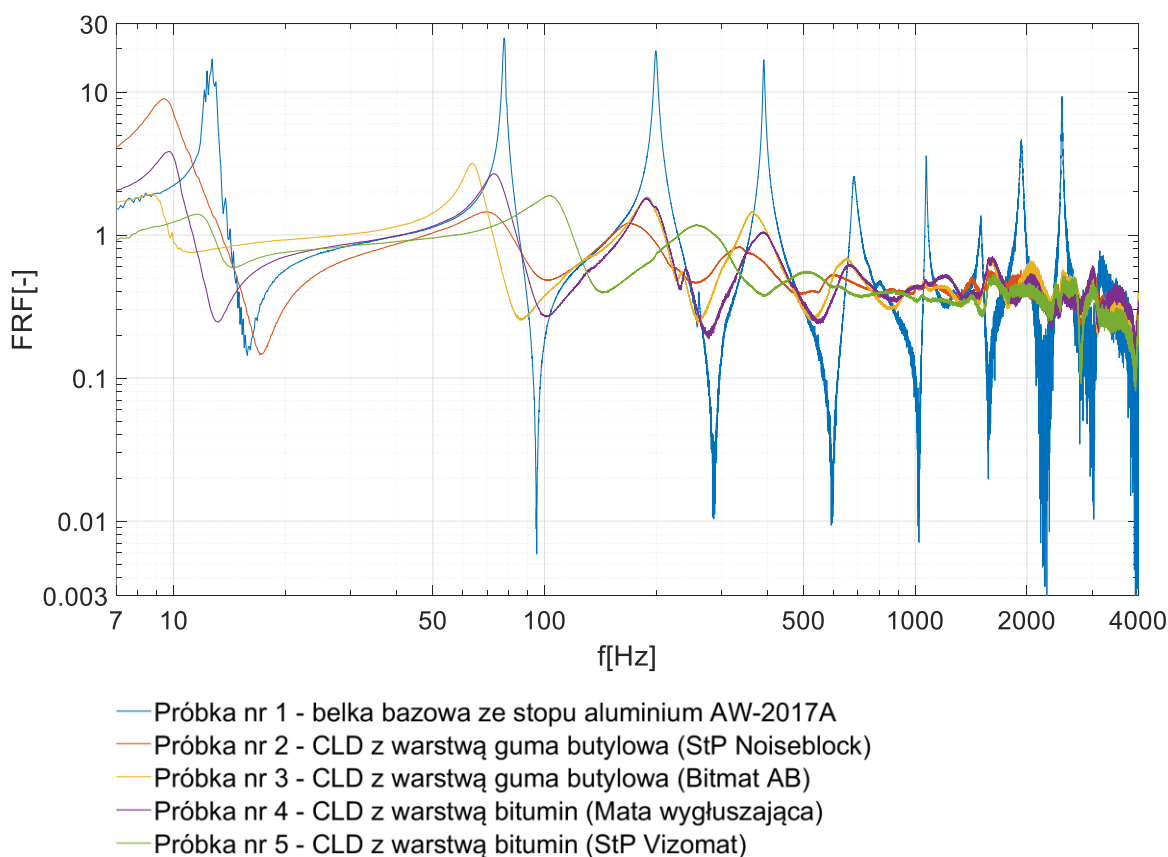


Rys. 3.10. Badana próbka w konfiguracji CLD zamocowana do głowicy wzbudnika drgań

3.2.1. Wpływ rodzaju materiału tłumiącego na skuteczność pasywnej wi- broizolacji

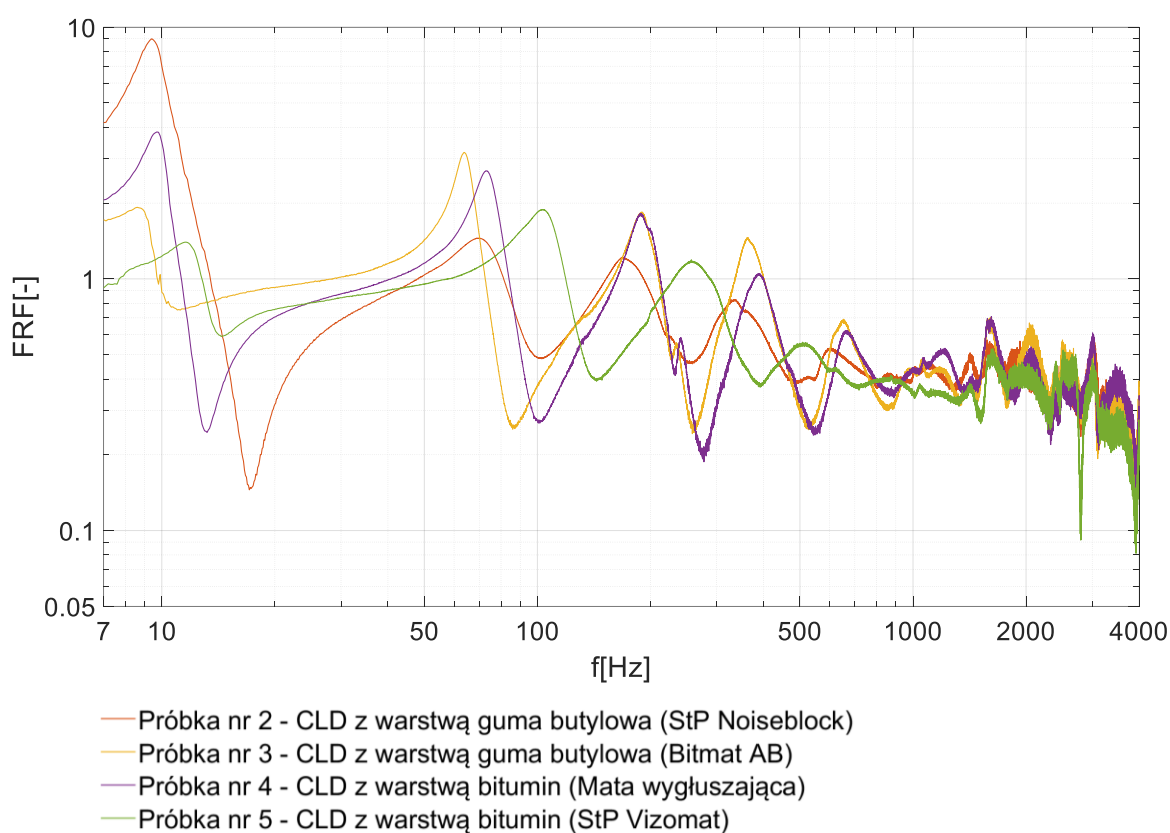
W pierwszej serii badań, przeprowadzono eksperymentalną analizę modalną próbek nr 1, 2, 3, 4 i 5 w zakresie od 7 Hz do 4 kHz. Najpierw zbadano belkę bazową ze stopu aluminium, która posłużyła jako odniesienie podczas określenia zdolności dyssypacyjnych pozostałych próbek. Następnie rozważono tylko próbki w konfiguracji CLD. Dzięki takiemu zabiegowi jedyną zmienną podczas eksperymentu był badany materiał tłumiący. W trakcie badania zdolności tłumiących poszczególnych polimerów zadbano o to, by temperatura otoczenia była stała i wynosiła 22 °C. Wyniki przedstawione na rys. 3.11 – 3.17 dotyczą badań w wyżej wymienionej temperaturze.

W wyniku realizacji badań doświadczalnych uzyskano funkcję odpowiedzi częstotliwościowej (FRF) dla każdej badanej próbki (rys. 3.11). Na osi poziomej przedstawiono częstotliwości wymuszenia f [Hz], zaś na osi pionowej wartości FRF [-] definiowaną jako iloraz sygnału pomiarowego z kanału nr 2 (przyspieszenie mierzone na powierzchni belki) i sygnału sterującego z kanału nr 1 (przyspieszenie głowicy wzbudnika).



Rys. 3.11. FRF próbek nr 1, 2, 3, 4 i 5

W celu łatwiejszej interpretacji otrzymanych wyników, otrzymane wykresy zostały przedstawione w skali logarytmicznej. Na rys. 3.11. porównano ze sobą wartości FRF próbek nr 1, 2, 3, 4 i 5. Zastosowanie techniki CLD z warstwą lepkośćprężystą znacznie zmieniło charakterystykę dynamiczną próbki nr 1. Amplitudy drgań odpowiadające poszczególnym częstotliwościom rezonansowym zostały znacznie zredukowane. Dla próbek nr 2, 3 i 4 częstotliwości rezonansowe zostały przesunięte ku niższym, zaś dla próbki nr 5 ku wyższym wartościom. Efekt tłumienia najbardziej uwydatnił się przy częstotliwościach wymuszenia większych od 1 kHz. Powyżej tej wartości można było zauważyć silne wypłaszczenie charakterystyk próbek 2 – 5 (rys. 3.11, 3.12).



Rys. 3.12. FRF próbek nr 2, 3, 4 i 5

Charakterystyki dynamiczne próbek, przedstawione na rys. 3.11, 3.12 zawierają szereg lokalnych maksimów, które należy utożsamiać z kolejnymi postaciami drgań giętych belki. Wartości funkcji FRF dla każdego z lokalnych maksimów mają kluczowe znaczenie w dalszej analizie wyników.

Ze względu na fakt, że w badaniach (rys. 3.11) analizowano pięć próbek, zaś dla każdej belki rejestrowano od 10 do 12 częstotliwości rezonansowych, pojawia się duża liczba wyników.

W dalszym etapie analizy otrzymanych wyników, zebrano ilościowe dane w formie tabeli (tab 3.3). Jako wskaźnik skuteczności tłumienia wyznaczono względną amplitudę FRF. W celu obliczenia tego parametru podzielono wartość amplitudy rezonansowej belki z tłumieniem CLD (próbki od 2 do 5) przez odpowiadającą jej amplitudę rezonansową belki bazowej (próbka nr 1). Minimalne wartości względnej amplitudy (dla każdego modu drgań) świadczą o największej intensywności tłumienia (największej redukcji amplitudy drgań), dlatego w tab. 3.3 zostały wyróżnione pogrubioną czcionką.

Tab. 3.3. Częstotliwości rezonansowe oraz amplitudy FRF próbek nr 1, 2, 3, 4 i 5

Próbka nr 1 belka bazowa ze stopu AW-2017A			Próbka nr 2 CLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)			Próbka nr 3 CLD z warstwą guma butylowa (Bitmat AB)		
Nr modu	Częst. rez. (f ₁) [Hz]	Amp. FRF (A ₁) [-]	Częst. rez. (f ₂) [Hz]	Amp. FRF (A ₂) [-]	Wzgl. amp. FRF (A ₂ /A ₁) [-]	Częst. rez. (f ₃) [Hz]	Amp. FRF (A ₃) [-]	Wzgl. amp. FRF (A ₃ /A ₁) [-]
1	12,7	17	9,4	9	0,53	8,6	1,92	0,11
2	78	23,8	69,9	1,45	0,06	63,8	3,18	0,13
3	199,8	19,4	168,8	1,21	0,06	189,1	1,84	0,09
4	390,5	16,8	335,5	0,83	0,05	362,8	1,46	0,09
5	682,9	2,6	602,9	0,53	0,20	653,9	0,69	0,27
6	1071,2	3,6	871,2	0,42	0,12	982,3	0,44	0,12
7	1502,6	1,4	1110,3	0,46	0,33	1181,8	0,45	0,32
8	1933,6	4,7	1574,5	0,57	0,12	1609,6	0,70	0,15
9	2486	9,3	1896,4	0,53	0,06	2041,2	0,67	0,07
10	3169	0,7	2506,5	0,52	0,74	2500,3	0,57	0,81
11	–	–	3016,9	0,58	–	3024,3	0,51	–
12	–	–	–	–	–	–	–	–
X			Próbka nr 4 CLD z warstwą bitumin (Mata wyguszająca)			Próbka nr 5 CLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)		
Nr modu	Częst. rez. (f ₄) [Hz]	Amp. FRF (A ₄) [-]	Częst. rez. (f ₅) [Hz]	Amp. FRF (A ₅) [-]	Wzgl. amp. FRF (A ₄ /A ₁) [-]	Częst. rez. (f ₅) [Hz]	Amp. FRF (A ₅) [-]	Wzgl. amp. FRF (A ₅ /A ₁) [-]
1	9,7	3,83	11,6	1,4	0,23	11,6	1,4	0,08
2	73,1	2,69	103,6	1,89	0,11	103,6	1,89	0,08
3	188,7	1,82	257	1,19	0,09	257	1,19	0,06
4	389	1,05	508,5	0,56	0,06	508,5	0,56	0,03
5	665,5	0,62	873,5	0,41	0,24	873,5	0,41	0,16
6	999,2	0,44	1171,4	0,36	0,12	1171,4	0,36	0,10
7	1211,6	0,53	1631,6	0,53	0,38	1631,6	0,53	0,38
8	1616,3	0,71	1952	0,47	0,15	1952	0,47	0,10
9	2062,9	0,54	2510,2	0,52	0,06	2510,2	0,52	0,06
10	2496,1	0,44	3001,1	0,48	0,63	3001,1	0,48	0,69
11	3007,8	0,61	–	–	–	–	–	–
12	3487,9	0,45	–	–	–	–	–	–

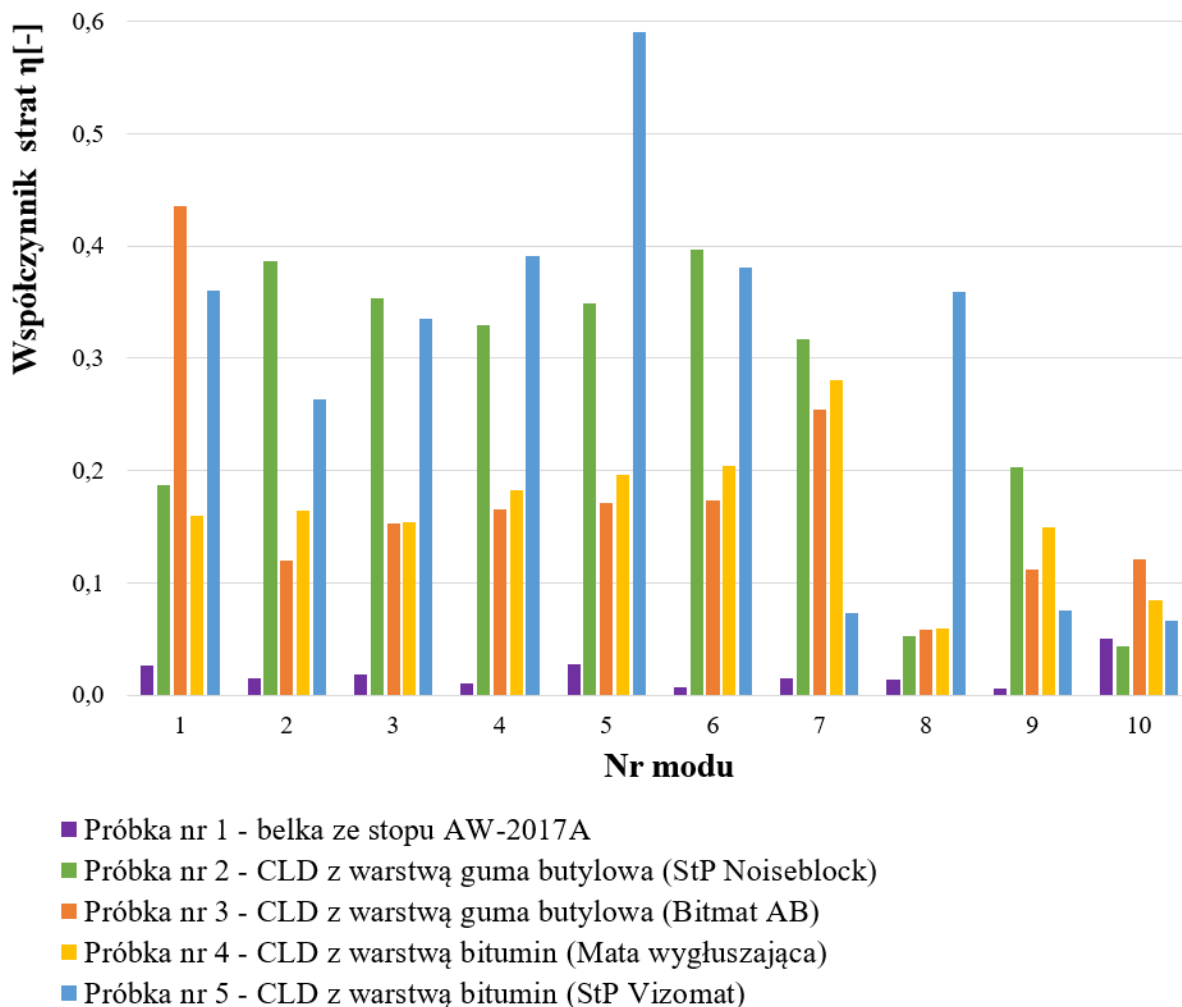
Przykładowo, dla pierwszej postaci drgań (mod 1; 12,7 Hz) najmniejsza wartość względnej amplitudy drgań (0,08) została zarejestrowana dla próbki nr 5. Powyższy wynik oznacza, że w zakresie najniższych częstotliwości (12,7 Hz) największa redukcja amplitudy drgań nastąpiła dla próbki nr 5, w konfiguracji CLD z materiałem bitumicznym (StP Vizomat). Zatem dla próbki nr 5 amplituda drgań została zredukowana z wartości 1 (próbka nr 1 – referencyjna, bez warstwy tłumiącej) do wartości 0,08. W analizowanym przypadku amplituda drgań belki po zastosowaniu wibroizolacji pasywnej zmniejszyła się 12,5 razy. Wśród badanych próbek najczęściej minimalnych wartości względnej amplitudy otrzymano w przypadku próbki nr 5 (mody nr 1, 3, 4, 5, 6, 8 i 9). Zastosowanie tłumienia CLD znacząco wpływa na redukcję amplitudy FRF oraz częstotliwości rezonansowe.

Zastosowany wskaźnik skuteczności tłumienia w postaci względnej amplitudy może być istotny w przypadku obliczeń trwałości zmęczeniowej struktury za względu na fakt, że redukcja amplitudy drgań przekłada się na redukcję naprężeń w konstrukcji poddanej działaniom drgań rezonansowych. Jednakże należy stwierdzić, że istnieją także inne wskaźniki stosowane do oceny skuteczności tłumienia drgań. W celu określenia skuteczności tłumienia można alternatywnie wykorzystać metodę połowy mocy [25], która umożliwia obliczenie współczynnika strat dla pojedynczej postaci drgań. Dla próbek z tłumieniem CLD skorzystano z metody zaproponowanej przez autorów w pracy [38]. Bazując na zależności (2.66) obliczono współczynnik strat η każdego modu badanych próbek. Duża wartość współczynnika strat świadczy o dobrych zdolnościach dyssypacyjnych struktury. Dodatkowo wyznaczono kolejny wskaźnik skuteczności tłumienia – względne tłumienie. W celu obliczenia tego parametru podzielono wartość współczynnika strat belki z tłumieniem CLD (próbki od 2 do 5) przez odpowiedni współczynnik strat belki bazowej (próbka nr 1). Maksymalne wartości względnego tłumienia (dla każdego modu drgań) świadczą o największej intensywności tłumienia (największe rozproszenie energii), dlatego w tab. 3.4 zostały wyróżnione pogrubioną czcionką.

Tab. 3.4. Współczynnik strat oraz wskaźnik względnego tłumienia próbek nr 1, 2, 3, 4 i 5

Próbka nr 1 belka balowa ze stopu AW-2017A		Próbka nr 2 CLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)		Próbka nr 3 CLD z warstwą guma butylowa (Bitmat AB)		Próbka nr 4 CLD z warstwą bitumin (Mata wygłuszająca)		Próbka nr 5 CLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)	
Nr modu	Współ. strat (η_1) [-]	Współ. strat (η_2) [-]	Wzgl. tłum. (η_2/η_1) [-]	Współ. strat (η_3) [-]	Wzgl. tłum. (η_3/η_1) [-]	Współ. strat (η_4) [-]	Wzgl. tłu. (η_4/η_1) [-]	Współ. strat (η_5) [-]	Wzgl. tłum. (η_5/η_1) [-]
1	0,027	0,187	6,93	0,436	16,15	0,160	5,93	0,360	13,33
2	0,015	0,387	25,80	0,120	8,00	0,164	10,93	0,264	17,60
3	0,019	0,353	18,58	0,153	8,05	0,154	8,11	0,335	17,63
4	0,011	0,329	29,91	0,166	15,09	0,183	16,64	0,391	35,55
5	0,028	0,349	12,46	0,171	6,11	0,196	7,00	0,590	21,07
6	0,007	0,397	56,71	0,173	24,71	0,204	29,14	0,381	54,43
7	0,015	0,317	21,13	0,254	16,93	0,281	18,73	0,073	4,87
8	0,014	0,053	3,79	0,058	4,14	0,059	4,21	0,359	25,64
9	0,006	0,203	33,83	0,112	18,67	0,149	24,83	0,076	12,67
10	0,050	0,044	0,88	0,121	2,42	0,084	1,68	0,066	1,32
11	–	0,064	–	0,053	–	0,056	–	–	–
12	–	–	–	–	–	0,194	–	–	–

Przykładowo, dla pierwszej postaci drgań (mod 1; 12,7 Hz) największa wartość względnego tłumienia (16,15) została zarejestrowana dla próbki nr 3. Powyższy wynik oznacza, że w zakresie najniższych częstotliwości (12,7 Hz) największa dyssypacja energii wibracji nastąpiła dla próbki nr 3, w konfiguracji CLD z materiałem butylowym (Bitmat AB). Zatem dla próbki nr 3 tłumienie wzrosło 16,15 razy (względem próbki nr 1 – referencyjnej). W celu lepszej wizualizacji wyników sporządzono wykres prezentujący wartości współczynnika strat η poszczególnych postaci drgań, badanych próbek (rys. 3.13).



Rys. 3.13. Współczynnik strat próbek nr 1, 2, 3, 4 i 5

Duża wartość współczynnika strat η oznacza dobrą zdolność układu do rozproszenia energii drgań. Wśród badanych próbek najwięcej maksymalnych wartości współczynnika η (tab. 3.4) otrzymano w przypadku próbki nr 2 (postacie nr 2, 3, 6, 7, 9). Fakt, że dla próbki nr 5 zaobserwowano największą redukcję amplitudy, nie przełożył się na zdolności dyssypacyjne. Maksymalne wartości η otrzymano tylko dla trzech modów (nr 4, 5, 8) próbki nr 5 (rys. 3.13). Dla czwartej postaci drgań próbki nr 5, współczynnik strat η nieznacznie przewyższał współczynnik strat próbki nr 2.

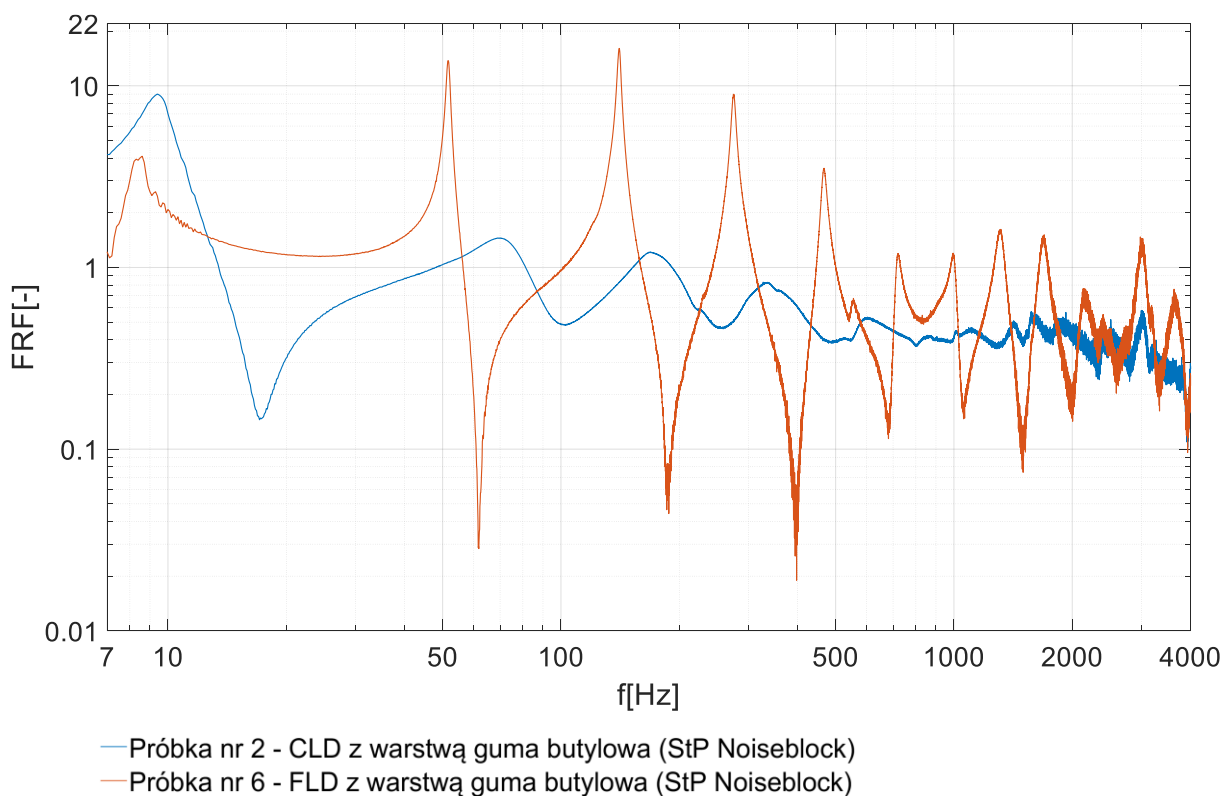
Współczynnik strat η może być lepszym wskaźnikiem jakości tłumienia niż względna amplituda FRF, która niesie za sobą tylko informacje o zmniejszeniu wartości w pikach, a nie o spłaszczeniu krzywej w strefie rezonansowej. Analizując wyniki przedstawione na rys. 3.13 i w tab. 3.4 można stwierdzić, że najlepsze tłumienie drgań (najwięcej maksymalnych wartości współczynnika strat η) zapewniła próbka nr 2 z warstwą butylową (StP Noiseblock). Druga, co do skuteczności tłumienia drgań, okazała się próbka nr 5 z warstwą

bitumiczną (StP Vizomat). Próbką nr 3, pomimo, że również posiadała warstwę butylową (Bitmat AB) wykazała się gorszym tłumieniem niż próbka nr 2. Producenci zwykle nie udostępniają szczegółowych danych na temat składu chemicznego i właściwości mechanicznych mat tłumiących. Można jednak przypuszczać, że maty w próbkach nr 3 (Bitmat AB) i nr 2 (StP Noiseblock) mogły mieć różny skład chemiczny, co przełożyło się na różne właściwości tłumiące.

3.2.2. Wpływ konfiguracji FLD i CLD materiału tłumiącego na skuteczność pasywnej wibroizolacji

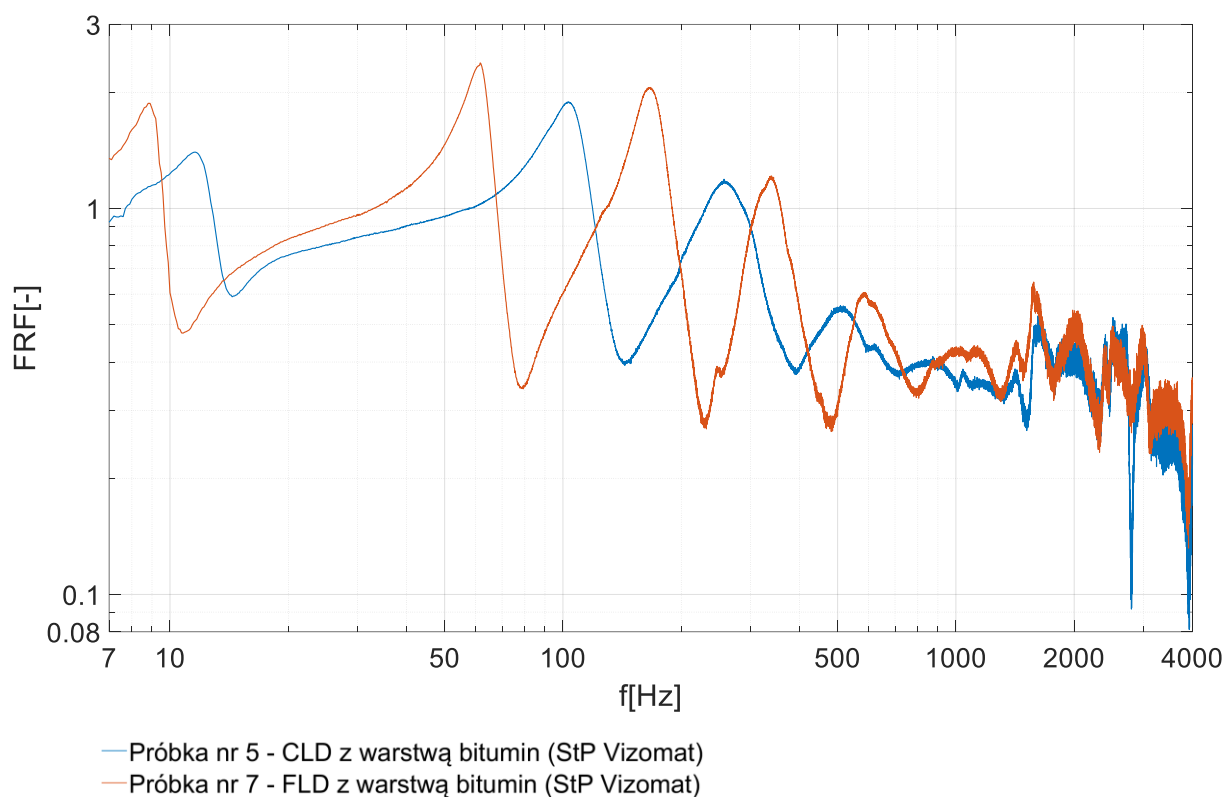
W kolejnym etapie badań przeprowadzono eksperymentalną analizę modalną (w zakresie od 7 Hz do 4 kHz) belek w konfiguracji FLD, były to próbki nr 6 i 7. Próbki nr 2 i nr 6 zawierały ten sam materiał tłumiący – **gumę butylową** (StP Noiseblock). Podobnie próbki nr 5 i 7, jednak w ich przypadku materiałem dyssypującym był **bitumin** (StP Vizomat). Porównanie wyników badań eksperymentalnych próbek 2 i 6 oraz 5 i 7 umożliwiło określenie, która z konfiguracji, FLD czy CLD, zapewniła lepsze tłumienie.

W wyniku realizacji badań doświadczalnych uzyskano funkcję odpowiedzi częstotliwościowej (FRF) próbek nr 2 i 6 (rys. 3.14) i próbek nr 5 i 7 (rys. 3.15).



Rys. 3.14. FRF próbek nr 2 i 6

Na podstawie rys. 3.14 można stwierdzić, że, konfiguracja CLD dla gumy butylowej zapewniła znacznie lepsze tłumienie niż FLD. Amplitudy FRF odpowiadające próbce nr 2 były mniejsze w całym zakresie częstotliwości wymuszenia (wyłączając mod nr 1).



Rys. 3.15. FRF próbek nr 5 i 7

Wyniki przedstawione na rys. 3.14 wskazują, że dołożenie do materiału tłumiącego (gumy butylowej) dodatkowej warstwy folii aluminiowej o grubości 0,1 mm (konfiguracja CLD) jest korzystne i powoduje znaczną redukcję drgań (w porównaniu do gumy butylowej bez folii aluminiowej, konfiguracja FLD). W przypadku maty bitumicznej (rys. 3.15) dołożenie dodatkowej warstwy folii aluminiowej (konfiguracja CLD) powoduje nieznaczną redukcję drgań (względem próbki FLD, bez folii aluminiowej).

W celu ilościowego porównania zdolności tłumiących konfiguracji FLD i CLD obliczono względną amplitudę FRF oraz współczynnik strat η . Wielkości te wyznaczono zgodnie z procedurą opisaną w poprzednim podrozdziale. Minimalne wartości względnej amplitudy (tab. 3.5) oraz maksymalne wartości współczynnika strat η (tab. 3.6) zostały wyróżnione pogrubioną czcionką. Dla każdego modu drgań porównano próbkę w konfiguracji CLD do FLD (ten sam materiał tłumiący).

Tab. 3.5. Częstotliwości rezonansowe oraz amplitudy FRF próbek nr 1, 2 i 6, 5 i 7

Próbka nr 1 belka bazowa ze stopu AW-2017A			Próbka nr 2			Próbka nr 6		
guma butylowa (StP Noiseblock)								
			CLD			FLD		
Nr modu	Częst. rez. (f_1) [Hz]	Amp. FRF (A_1) [-]	Częst. rez. (f_2) [Hz]	Amp. FRF (A_2) [-]	Wzgl. amp. FRF (A_2/A_1) [-]	Częst. rez. (f_6) [Hz]	Amp. FRF (A_6) [-]	Wzgl. amp. FRF (A_6/A_1) [-]
1	12,7	17	9,4	9	0,53	8,6	4,1	0,24
2	78	23,8	69,9	1,45	0,06	51,7	13,7	0,58
3	199,8	19,4	168,8	1,21	0,06	140,7	16,1	0,83
4	390,5	16,8	335,5	0,83	0,05	275,2	9	0,54
5	682,9	2,6	602,9	0,53	0,20	467,2	3,5	1,35
6	1071,2	3,6	871,2	0,42	0,12	721,2	1,2	0,33
7	1502,6	1,4	1110,3	0,46	0,33	995,2	1,2	0,86
8	1933,6	4,7	1574,5	0,57	0,12	1312,5	1,6	0,34
9	2486	9,3	1896,4	0,53	0,06	1689,7	1,5	0,16
10	3169	0,7	2506,5	0,52	0,74	2146,5	0,8	1,14
11	–	–	3016,9	0,58	–	3004,1	1,4	–
12	–	–	–	–	–	3651	0,7	–
X			Próbka nr 5			Próbka nr 7		
			bitumin (StP Vizomat)					
			CLD			FLD		
Nr modu	Częst. rez. (f_5) [Hz]	Amp. FRF (A_5) [-]	Częst. rez. (f_7) [Hz]	Amp. FRF (A_7) [-]	Wzgl. amp. FRF (A_5/A_1) [-]	Częst. rez. (f_7) [Hz]	Amp. FRF (A_7) [-]	Wzgl. amp. FRF (A_7/A_1) [-]
1	11,6	1,4	8,8	1,9	0,08	8,8	1,9	0,11
2	103,6	1,89	61,6	2,4	0,08	61,6	2,4	0,10
3	257	1,19	166,3	2,1	0,06	166,3	2,1	0,11
4	508,5	0,56	338,4	1,2	0,03	338,4	1,2	0,07
5	873,5	0,41	584,1	0,6	0,16	584,1	0,6	0,23
6	1171,4	0,36	977,2	0,4	0,10	977,2	0,4	0,11
7	1631,6	0,53	1135,9	0,4	0,38	1135,9	0,4	0,29
8	1952	0,47	1574,2	0,6	0,10	1574,2	0,6	0,13
9	2510,2	0,52	2029,4	0,5	0,06	2029,4	0,5	0,05
10	3001,1	0,48	2503,1	0,5	0,69	2503,1	0,5	0,71
11	–	–	2978,9	0,5	–	2978,9	0,5	–
12	–	–	3456	0,4	–	3456	0,4	–

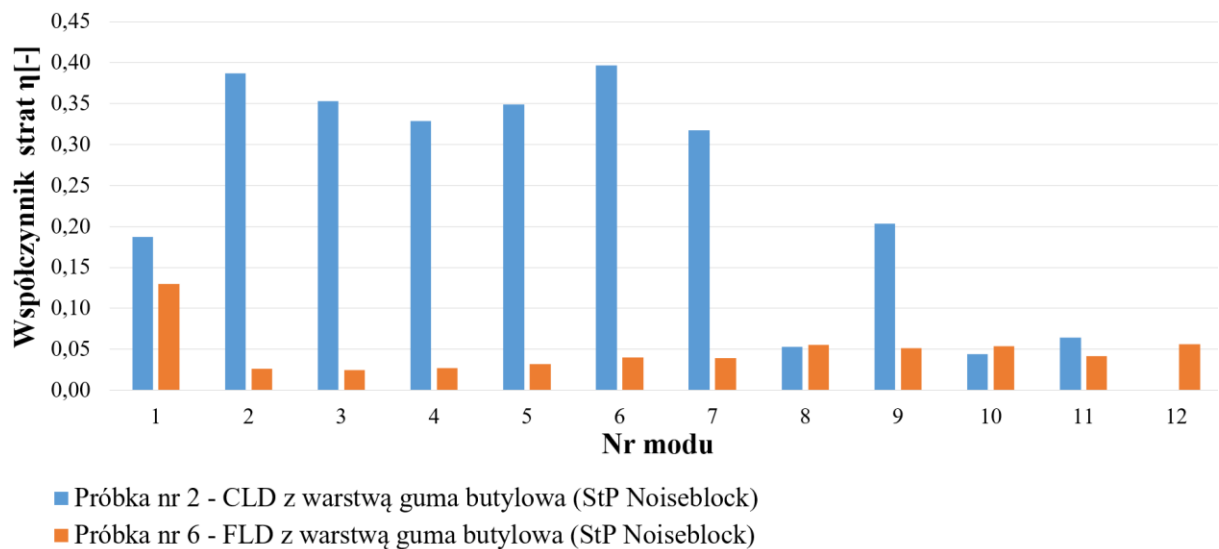
Przykładowo, dla drugiej postaci drgań, próbek nr 2 i 6 (guma butylowa (StP Noiseblock)), najmniejsza wartość względnej amplitudy (0,06) została zarejestrowana dla próbki nr 2, w konfiguracji CLD. W przypadku próbek nr 5 i 7 (bitumin (StP Vizomat)), dla drugiego modu, najmniejszą wartość względnej amplitudy (0,08) otrzymano dla próbki nr 5, w konfiguracji CLD.

Tab. 3.6. Współczynnik strat dla próbek nr 2 i 6 oraz 5 i 7

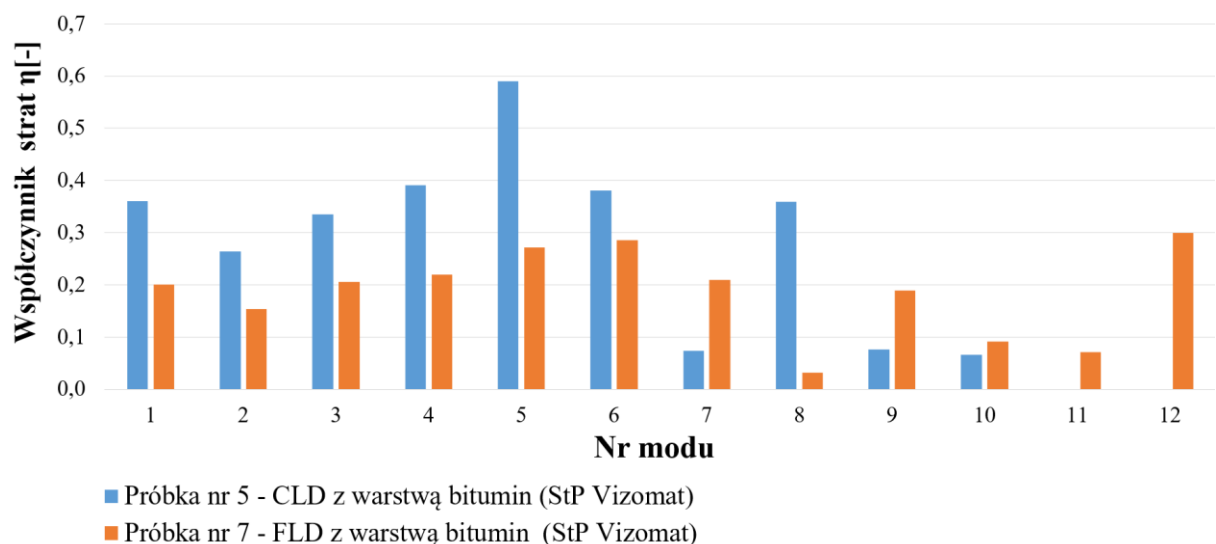
Nr modu	Próbka nr 2	Próbka nr 6	Próbka nr 5	Próbka nr 7
	guma butylowa (StP Noiseblock)		bitumin (StP Vizomat)	
	CLD	FLD	CLD	FLD
	Współczynnik strat (η_2) [-]	Współczynnik strat (η_6) [-]	Współczynnik strat (η_5) [-]	Współczynnik strat (η_7) [-]
1	0,187	0,13	0,360	0,2
2	0,387	0,026	0,264	0,154
3	0,353	0,025	0,335	0,206
4	0,329	0,027	0,391	0,22
5	0,349	0,032	0,590	0,272
6	0,397	0,04	0,381	0,286
7	0,317	0,039	0,073	0,209
8	0,053	0,055	0,359	0,032
9	0,203	0,051	0,076	0,189
10	0,044	0,054	0,066	0,091
11	0,064	0,042	–	0,071
12	–	0,056	–	0,3

Porównując wartość współczynnika strat η pierwszej postaci drgań, próbek nr 2 i 6 (guma butylowa (StP Noiseblock)), można zauważyć, że jego maksymalną wartość (0,187) zarejestrowano dla próbki nr 2, w konfiguracji CLD. W przypadku próbek nr 5 i 7 (bitumin (StP Vizomat)), dla pierwszego modu, największą wartość współczynnika strat η (0,360) otrzymano dla próbki nr 5, w konfiguracji CLD.

W celu lepszej wizualizacji wyników sporządzono wykres prezentujący wartości współczynnika strat poszczególnych postaci drgań. Na rys. 3.16 porównano tłumienie konfiguracji FLD i CLD z gumą butylową (próbki nr 2 i 6). Rys. 3.17 zawiera porównanie tłumienia konfiguracji FLD i CLD z materiałem bitumicznym (próbki nr 5 i 7).



Rys. 3.16. Współczynnik strat belek tłumionych matą z gumy butylowej (próbka nr 2, konfiguracja CLD oraz próbka nr 6 – FLD)



Rys. 3.17. Współczynnik strat belek tłumionych matą z materiału bitumicznego (próbka nr 5, konfiguracja CLD oraz próbka nr 7 – FLD)

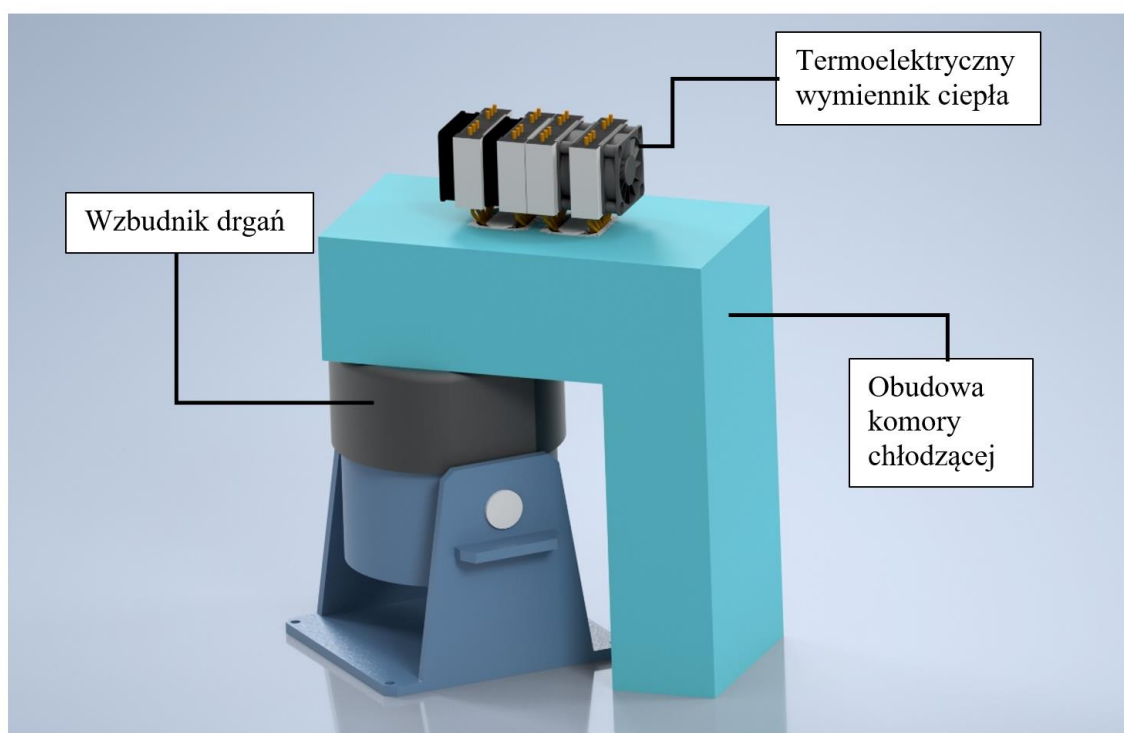
Na podstawie rys. 3.16 można stwierdzić, że w przypadku próbek nr 2 i 6 z gumą butylową (StP Noiseblock), konfiguracja CLD powoduje największą dyssypację energii wibracji (najwięcej maksymalnych wartości współczynnika strat η). Jedynie dla modów nr 8 i 10 konfiguracja FLD zapewniła minimalnie większą wartość współczynnika strat.

W przypadku próbek nr 5 i 7 z materiałem bitumicznym (StP Vizomat), również dla większości postaci drgań, konfiguracja CLD zapewniła większą dyssypację energii (najwięcej maksymalnych wartości współczynnika strat η) w odniesieniu do konfiguracji FLD (rys. 3.17). Tylko dla trzech postaci drgań (nr 7, 9 i 10) FLD zapewniła większą wartość η .

Największą skuteczność (w aspekcie dyssypacji energii wibracji) wykazała guma butylowa w konfiguracji CLD (próbka nr 2).

3.3. Wpływ temperatury pracy na skuteczność pasywnej wibroizolacji

Kolejna część badań eksperymentalnych miała na celu zbadanie wpływu temperatury pracy na skuteczność pasywnej wibroizolacji. Wykorzystano w niej próbki badawcze nr 1, 2, 3, 4, 5, 6 i 7. W celu zmiany temperatury pracy zaprojektowano i skonstruowano komorę chłodzącą, której model przedstawiono na rys 3.18.



Rys. 3.18. Model komory chłodzącej z widocznym wzbudnikiem wykonany w programie CAD

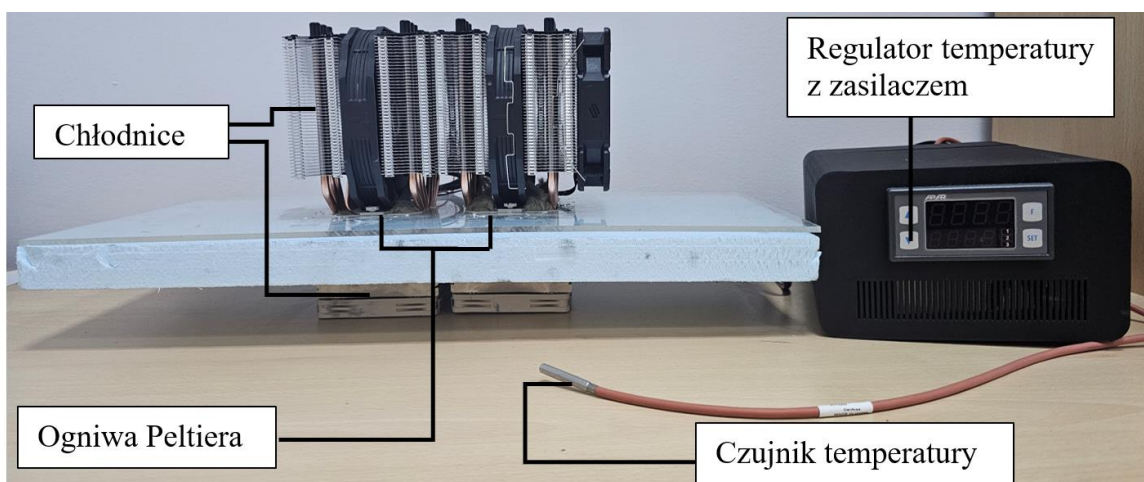
W skład komory chłodzącej (rys. 3.18 – 3.20) wchodził termoelektryczny wymiennik ciepła, dwukanałowy regulator temperatury (wyjście sterujące SSR, zasilanie 230 V – AC), zasilacz o mocy 500 W (max. napięcie 12 V, natężenie 41,7 A), czujnik temperatury oraz obudowa wykonana z płyty RAVATHERM XPS (ekstrudowana pianka polistyrenowa [130]). Materiał ten posiada dobre właściwości termoizolacyjne. Obudowa miała formę komory mocowanej do wzbudnika (rys. 3.19).



Rys. 3.19. Kompletna komora chłodząca zamocowana do wzbudnika, zbudowana na potrzeby badań skuteczności wibroizolacji w obniżonych temperaturach

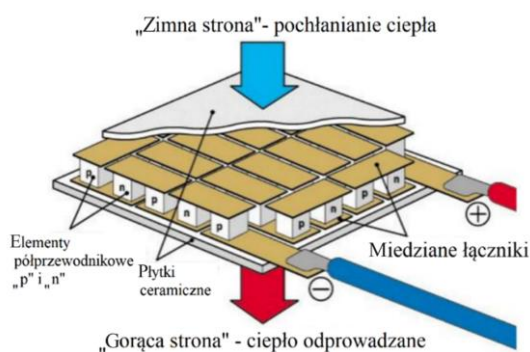
Termoelektryczny wymiennik ciepła składał się z następujących części:

- dwa ogniwa Peltiera TEC1-12706 (max. napięcie 15,2V, natężenie 6A, moc 77 W),
- dwie podwójne chłodnice SilentiumPC Grandis 3 (napięcie zasilania 12 V),
- dwie pojedyncze chłodnice Noctua NH-L9X65 (napięcie zasilania 12 V).



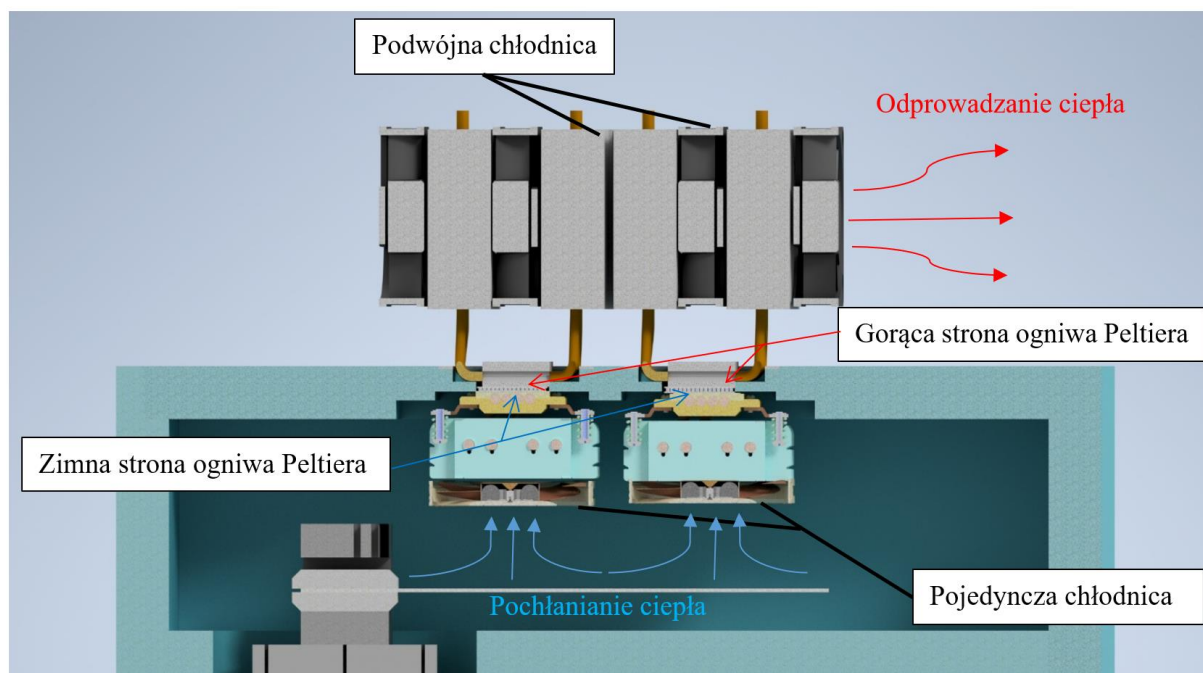
Rys. 3.20. Termoelektryczny wymiennik ciepła, regulator temperatury z zasilaczem oraz czujnik temperatury

Do jednej strony pojedynczego ogniwa Peltiera zamocowano podwójną chłodnicę, do drugiej zaś pojedynczą. Powierzchnie styku ogniw z chłodnicami pokryto pastą termoprzewodzącą. Następnie całość konstrukcji zamocowano do obudowy, tak aby podwójne chłodnice były na zewnątrz, zaś pojedyncze we wnętrzu komory chłodzącej. Zasada działania zbudowanego termoelektrycznego wymiennika ciepła opierała się na właściwościach modułów Peltiera (rys 3.21).



Rys. 3.21. Budowa ogniwa Peltiera [131]

Pod wpływem przepływu przez ogniwo prądu elektrycznego ciepło było pochłaniane przez jedną stronę modułu a oddawane przez drugą. Ogniwa zostały zamontowane tak, aby strona pochłaniająca ciepło skierowana była do wnętrza komory chłodzącej. Zamocowane do modułów chłodnice miały za zadanie usprawnić proces wymiany ciepła (rys 3.22).



Rys. 3.22. Wizualizacja działania komory chłodzącej

Komora chłodząca została wyposażona w czujnik temperatury Pt1000. Został zamocowany do obudowy komory chłodzącej i zbierał informacje o temperaturze powietrza w jej wnętrzu (rys 3.23).



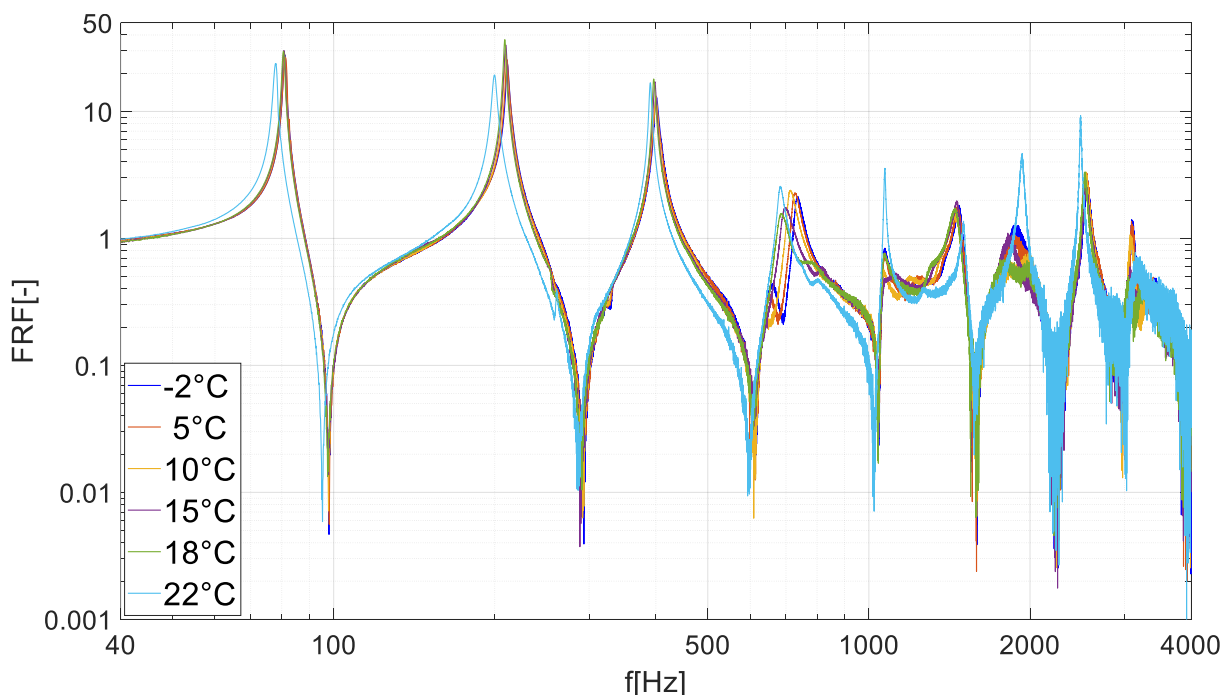
Rys. 3.23. Wnętrze komory chłodzącej z czujnikiem temperatury oraz badaną belką

Proces chłodzenia powietrza we wnętrzu komory sterowany był przy pomocy dwukanałowego regulatora temperatury. Podczas eksperymentu dokonano analizy modalnej każdej próbki dla sześciu różnych temperatur. Zakres częstotliwości wymuszenia zadano od 15 Hz do 4 kHz. Konieczne było rozpoczęcie analizy modalnej od wyższej częstotliwości niż w poprzednich badaniach, tak aby pominąć pierwszą postać drgań własnych. Duże amplitudy przemieszczeń końca belki towarzyszące pierwszemu modowi nie były możliwe do uzyskania ze względu na gabaryty komory chłodzącej (kolizja belki z obudową komory).

Badanie przeprowadzono dla następujących temperatur otoczenia: 22°C, 18°C, 15°C, 10°C, 5°C, -2°C. Ostatnia wartość temperatury (-2°C) była zdeterminowana mocą zaprojektowanej komory chłodzącej. W wyniku realizacji badań doświadczalnych uzyskano funkcję odpowiedzi częstotliwościowej (FRF) dla każdej badanej próbki w każdej z wymienionych temperatur. Dane otrzymane podczas analizy modalnej pozwoliły na określenie parametrów modalnych, tj. częstotliwości rezonansowych (f [Hz]), amplitud FRF w rezonansie (A [-]) oraz współczynników strat (η [-]). W celu odróżnienia od siebie parametrów zmierzonych w różnych temperaturach, w indeksie dolnym zapisano temperaturę, w której zostały one odczytane. Przykładowo parametr $f_{22^\circ\text{C}}$ odpowiada wartości częstotliwości rezonansowej zmierzonej w temperaturze 22°C. Wyżej wymienione dane określono dla 2, 3, 4 i 5 postaci drgań oraz zebrano w formie tabeli. W celu obliczenia współczynnika strat, skorzystano (jak w poprzednim podrozdziale) z metody zaproponowanej przez

autorów publikacji [38]. Maksymalne wartości współczynnika strat η (dla każdego modu drgań) świadczą o największej intensywności tłumienia (największe rozproszenie energii), dlatego w tab. 3.7 – 3.13 zostały wyróżnione zieloną pogrubioną czcionką. Minimalne wartości współczynnika strat η (dla każdego modu drgań) oznaczają małą dyssypację energii wibracji, dlatego w tab. 3.7 – 3.13 zostały wyróżnione czerwoną pogrubioną czcionką.

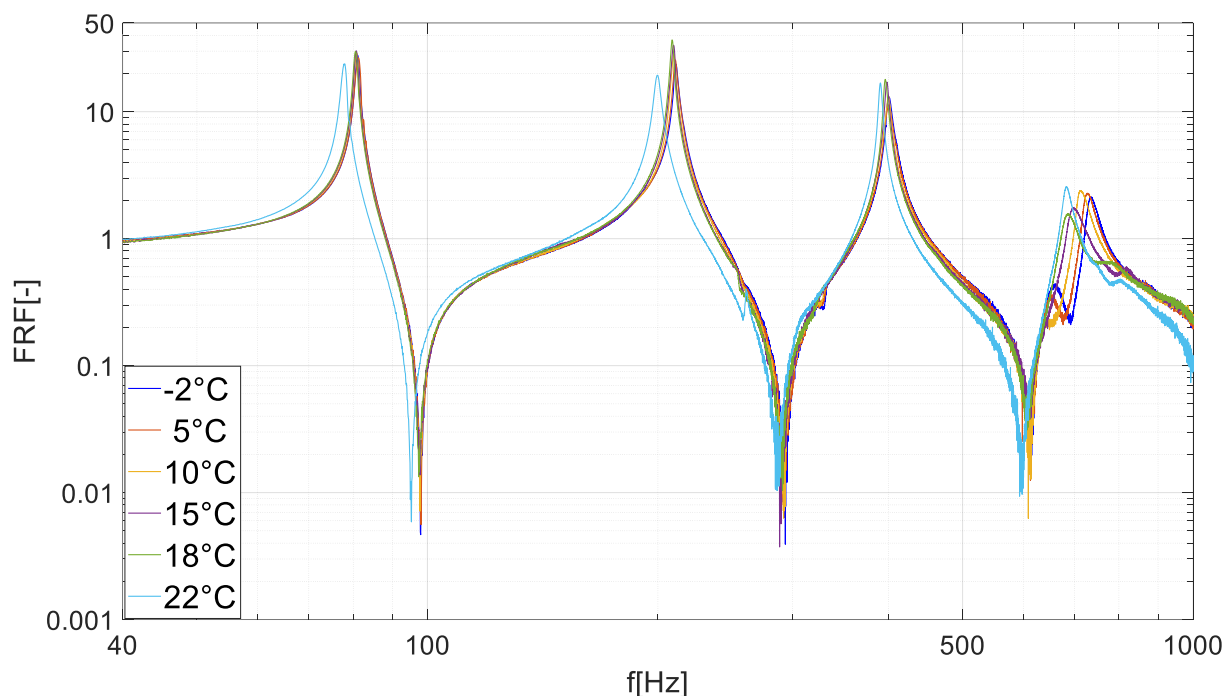
Próbka nr 1 – belka ze stopu AW-2017A



Rys. 3.24. FRF próbki nr 1 – belka ze stopu AW-2017A w zakresie 40 Hz – 4 kHz, dla różnych temperatur

Na rys. 3.24 przedstawiono wyniki eksperymentalnej analizy modalnej przeprowadzonej na próbce nr 1. Otrzymane krzywe FRF, w belce bazowej wykonanej ze stopu AW-2017A, dla badanych temperatur, w dużej mierze pokrywały się. Przy obniżeniu temperatury widoczne było nieznaczne przesunięcie częstotliwości rezonansowych ku wyższym wartościom. Dla modów nr 2, 3, 4 i 5 amplitudy FRF w rezonansie miały podobne wartości. W zakresie wysokich częstotliwości, powyżej 1 kHz, największe amplitudy FRF uzyskano w temp 22°C. Po obniżeniu temperatury, amplitudy odpowiadające częstotliwościom rezonansowym malały, po czym przy kolejnych spadkach temperatury ich wartości utrzymywały się na podobnym poziomie. Na rys. 3.25 przedstawiono FRF próbki nr 1 dla modów nr 2, 3, 4 i 5 w zakresie częstotliwości 40 Hz – 1000 Hz, zaś w tab. 3.7 zebrano parametry

modalne im odpowiadające, tj. częstotliwości rezonansowe (f [Hz]), amplitudy FRF w rezonansie (A [-]) oraz współczynniki strat (η [-]).



Rys. 3.25. FRF próbki nr 1 – belka ze stopu AW-2017A dla modów nr 2, 3, 4 i 5, dla różnych temperatur, w zakresie częstotliwości 40 Hz – 1000 Hz

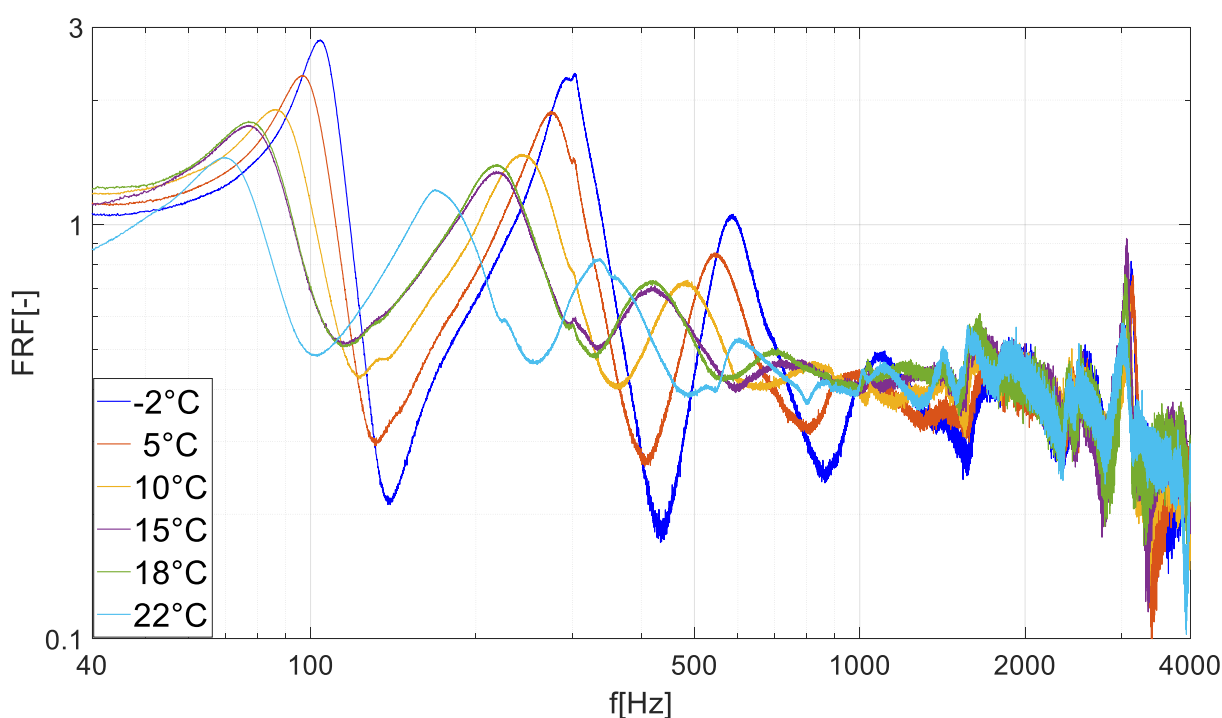
Tab. 3.7. Parametry modalne próbki nr 1 – belka bazowa ze stopu AW-2017A, dla różnych temperatur

Temp. otocz.	22°C			18°C			15°C		
Nr modu	$f_{22^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{22^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{22^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{18^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{18^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{18^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{15^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{15^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{15^\circ\text{C}}$ [-]
2	78	23,8	0,017	80,6	29,8	0,014	80,7	30,2	0,012
3	199,7	19,4	0,02	208,8	36,7	0,01	209,6	33,4	0,012
4	390,6	16,8	0,011	396,2	18	0,012	398,4	17	0,012
5	682,9	2,6	0,027	686,8	1,6	0,046	697,7	1,7	0,053
Temp. otocz.	10°C			5°C			-2°C		
Nr modu	$f_{10^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{10^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{10^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{5^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{5^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{5^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{-2^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{-2^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{-2^\circ\text{C}}$ [-]
2	80,9	28,7	0,014	81,3	26,6	0,015	81,1	27,9	0,014
3	209,7	28,4	0,012	210,5	25,3	0,014	211,2	23,6	0,013
4	400,3	13,2	0,016	400,7	11,3	0,022	400,8	13,1	0,018
5	713,5	2,4	0,036	727,6	2,3	0,036	735,6	2,1	0,036

Wraz ze spadkiem temperatury częstotliwości rezonansowe każdego z badanych modów, przesunęły się ku wyższym wartościom. Tłumienie próbki nr 1 było bardzo małe (małe wartości współczynnika strat η), to charakterystyczna cecha stopu aluminium.

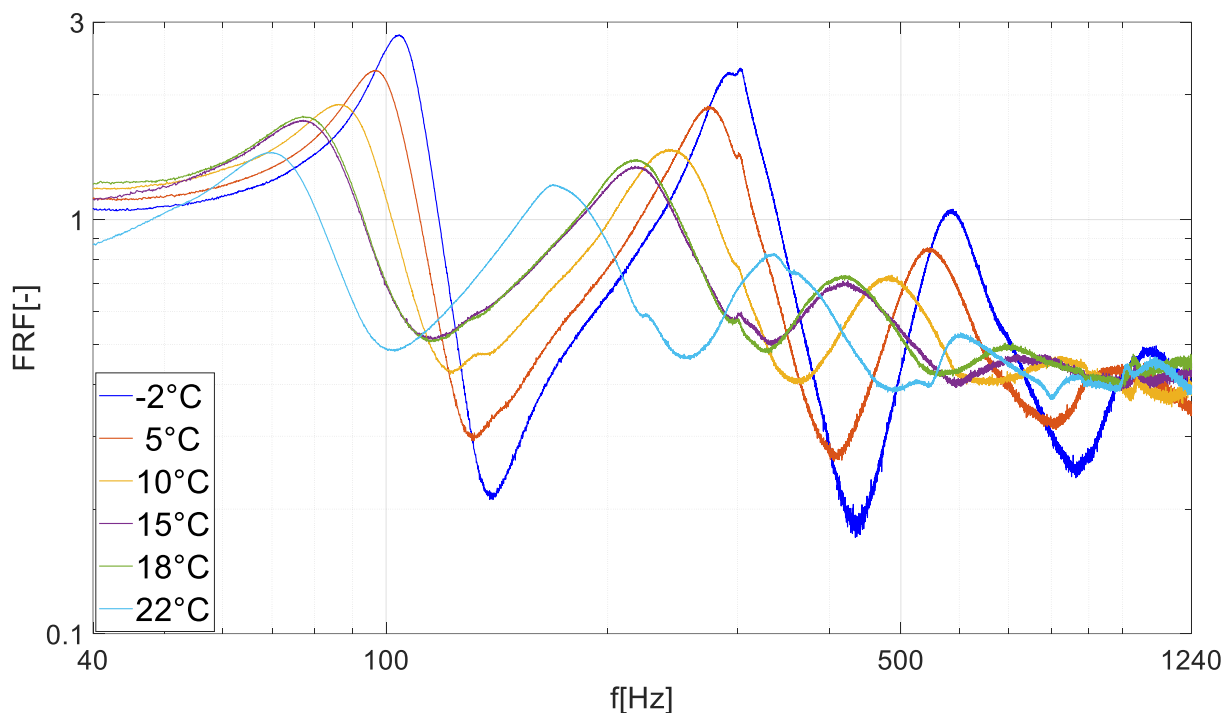
Wartości współczynnika strat dla modów nr 2, 3 i 4 zmieniała się o tysięczne części wraz ze spadkiem temperatury. Przykładowo współczynnik strat η drugiej postaci drgań w temperaturze 22°C wynosił 0,017, zaś po obniżeniu temperatury do 18°C zmalał do wartości 0,014. Dla 5 postaci wartości η różniły się już o setne części jednak wciąż były to wartości mające mały wpływ na dyssypację energii wibracji. Można więc stwierdzić, że wpływ temperatury na właściwości tłumiące stopu aluminium AW-2017A, był znikomy.

Próbka nr 2 – CLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)



Rys. 3.26. FRF próbki nr 2 – CLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock) w zakresie 40 Hz – 4 kHz, dla różnych temperatur

Na rys. 3.26 przedstawiono FRF próbki nr 2. Obniżenie temperatury znacząco wpłynęło na częstotliwości rezonansowe i amplitudy FRF im odpowiadające. Dla częstotliwości wyższych od 1 kHz wartości FRF poszczególnych krzywych stały się podobne, dlatego w dalszej analizie badaniu poddano tylko mody nr 2, 3, 4 i 5 (rys. 3.27). Dla tych postaci drgań obliczono parametry modalne (częstotliwości rezonansowe (f [Hz]), amplitudy FRF w rezonansie (A [-]) oraz współczynniki strat (η [-])), które zebrano w tab. 3.8.



Rys. 3.27. FRF próbki nr 2 – CLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock) dla modów nr 2, 3, 4 i 5, dla różnych temperatur, w zakresie częstotliwości 40 Hz – 1240 Hz

Wraz ze spadkiem temperatury amplitudy FRF kolejnych postaci rosły, tak samo jak odpowiadające im częstotliwości rezonansowe.

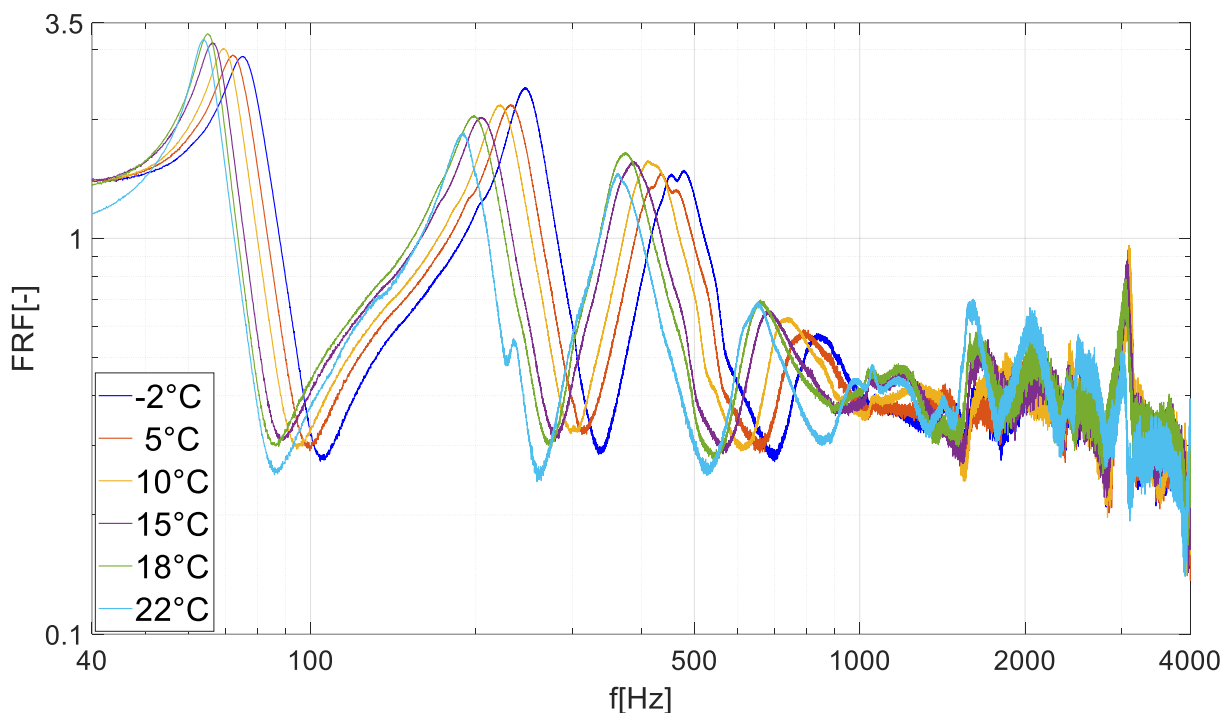
Tab. 3.8. Parametry modalne próbki nr 2 – CLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock) dla różnych temperatur

Temp. otocz.	22°C			18°C			15°C		
Nr modu	$f_{22^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{22^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{22^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{18^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{18^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{18^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{15^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{15^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{15^\circ\text{C}}$ [-]
2	69,9	1,5	0,325	77,1	1,8	0,369	77,2	1,7	0,437
3	168,8	1,2	0,362	219,3	1,4	0,322	217,8	1,3	0,374
4	335,5	0,8	0,386	418,6	0,7	0,45	417,3	0,7	0,418
5	602,9	0,5	0,461	698,4	0,5	0,739	718,4	0,5	0,616
Temp. otocz.	10°C			5°C			-2°C		
Nr modu	$f_{10^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{10^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{10^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{5^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{5^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{5^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{-2^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{-2^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{-2^\circ\text{C}}$ [-]
2	86,3	1,9	0,324	96,5	2,3	0,25	104,2	2,8	0,17
3	243,6	1,5	0,307	275,2	1,9	0,19	303	2,3	0,175
4	481	0,7	0,392	546,9	0,9	0,172	586,2	1,1	0,134
5	823,6	0,5	0,341	985,1	0,4	0,325	1090,5	0,5	0,301

Sam wzrost amplitudy FRF w strefie rezonansu nie świadczył jednoznacznie o malejącym tłumieniu w układzie. Wartości współczynnika strat jednoznacznie wskazały, że

najmniejsze tłumienie układu występowało przy pracy próbki nr 2 w temperaturze -2°C (tab. 3.8, czerwony kolor czcionki). Jeżeli zaś chodzi o największe tłumienie, dla modów nr 2 i 3 (niskie częstotliwości drgań) największa wartość η wystąpiła przy temperaturze 15°C , zaś dla modu nr 4 i 5 (średnie częstotliwości 400 ~ 1000 Hz) przy 18°C (zielony kolor czcionki).

Próbka nr 3 – CLD z warstwą guma butylowa (Bitmat AB)

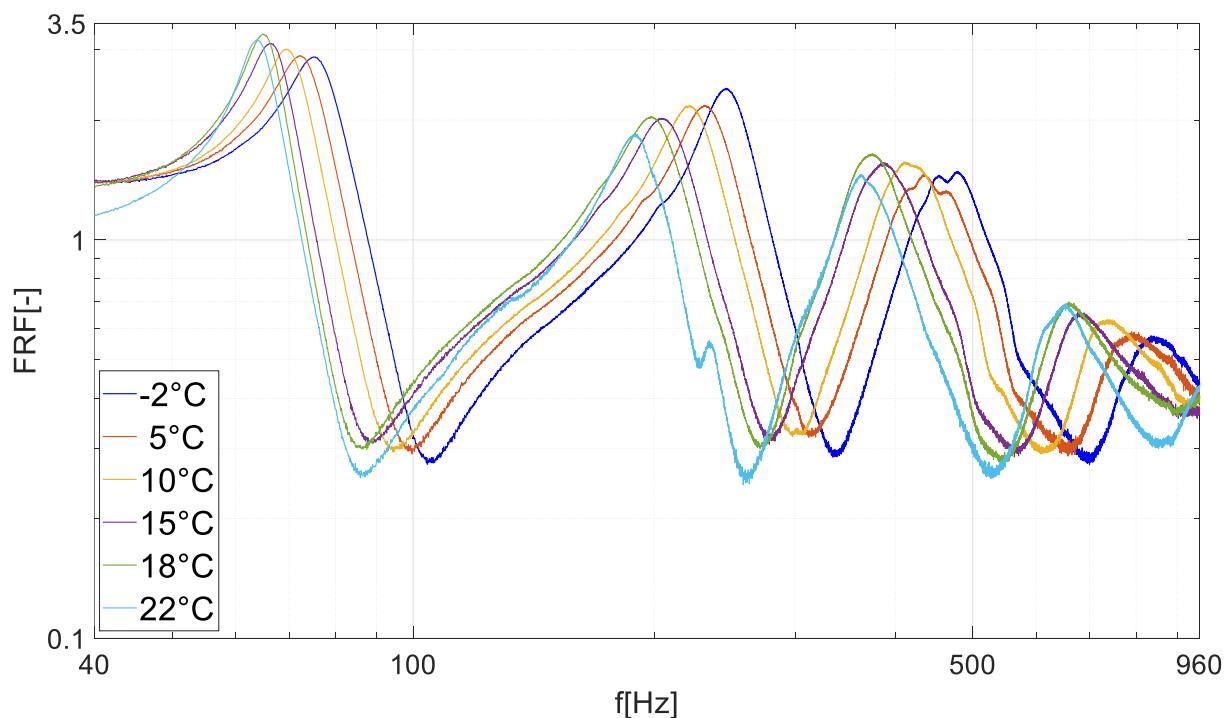


Rys. 3.28. FRF próbki nr 3 – CLD z warstwą guma butylowa (Bitmat AB) w zakresie 40 Hz – 4 kHz, dla różnych temperatur

Na rys. 3.28 przedstawiono FRF próbki nr 3. Obniżenie temperatury, wpłynęło na częstotliwości rezonansowe i amplitudy FRF im odpowiadające. Dla częstotliwości wyższych od 1 kHz wartości FRF poszczególnych krzywych stały się podobne, dlatego w dalszej analizie badaniu poddano tylko mody nr 2, 3, 4 i 5 (rys. 3.29). Dla tych postaci drgań obliczono parametry modalne (częstotliwości rezonansowe (f [Hz]), amplitudy FRF w rezonansie (A [-]) oraz współczynniki strat (η [-])), które zebrano w tab. 3.9.

Na rys. 3.29 można było zauważyć, że dla każdego z przedstawionych modów częstotliwości rezonansowe rosły wraz ze spadkiem temperatury. W przypadku amplitudy poszczególnych pików rezonansowych, to dla postaci drgań nr 2, 4 i 5 można było zaobserwować, iż po obniżeniu temperatury z 22°C na 18°C nastąpił wzrost amplitudy FRF, zaś przy kolejnych spadkach temperatury amplitudy już konsekwentnie malały. Natomiast

w przypadku modu nr 3, wraz ze spadkiem temperatury pracy wartość amplitudy zwiększa się osiągając maksymalną wartość dla temperatury -2°C .



Rys. 3.29. FRF próbki nr 3 – CLD z warstwą guma butylowa (Bitmat AB) dla modów nr 2, 3, 4 i 5, dla różnych temperatur, w zakresie częstotliwości 40 Hz – 960 Hz

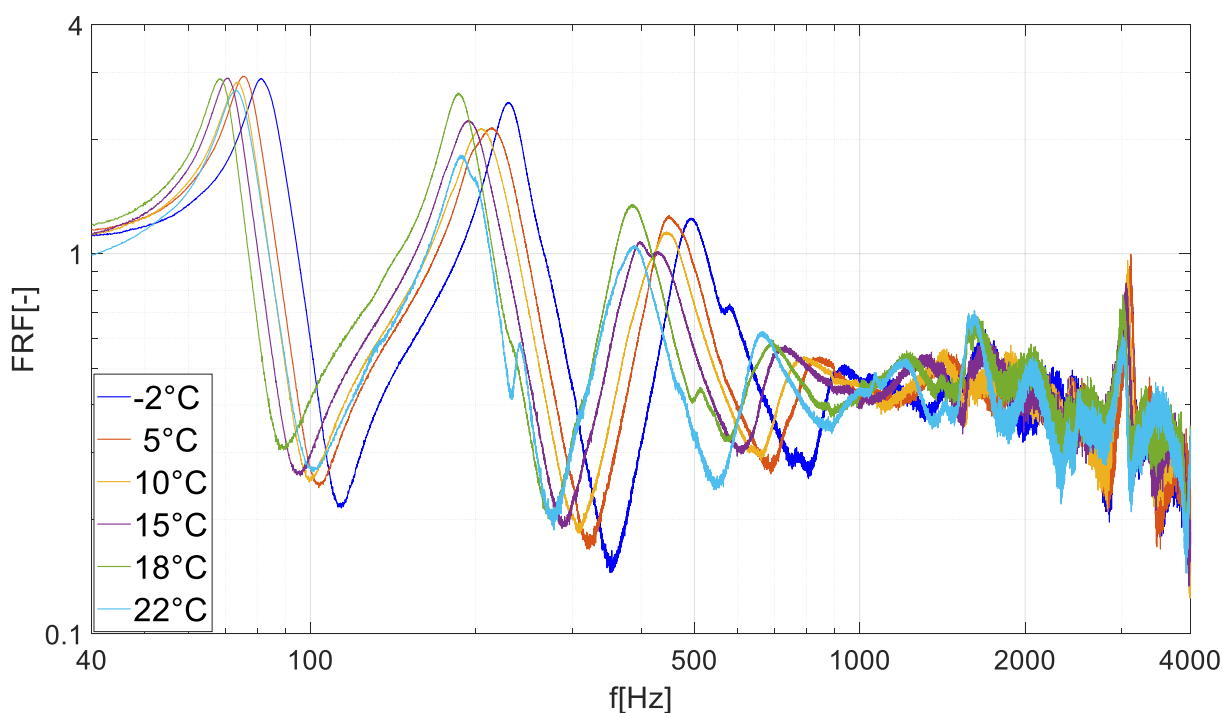
Tab. 3.9. Parametry modalne próbki nr 3 – CLD z warstwą guma butylowa (Bitmat AB), dla różnych temperatur

Temp. otocz.	22°C			18°C			15°C		
Nr modu	$f_{22^{\circ}\text{C}}$ [Hz]	$A_{22^{\circ}\text{C}}$ [-]	$\eta_{22^{\circ}\text{C}}$ [-]	$f_{18^{\circ}\text{C}}$ [Hz]	$A_{18^{\circ}\text{C}}$ [-]	$\eta_{18^{\circ}\text{C}}$ [-]	$f_{15^{\circ}\text{C}}$ [Hz]	$A_{15^{\circ}\text{C}}$ [-]	$\eta_{15^{\circ}\text{C}}$ [-]
2	63,8	3,2	0,114	65	3,3	0,121	66,2	3,1	0,142
3	189,1	1,8	0,165	198,3	2	0,205	204,6	2	0,201
4	362,8	1,5	0,141	374,7	1,6	0,214	387	1,6	0,174
5	653,9	0,7	0,152	659,3	0,7	0,23	681,2	0,7	0,129
Temp. otocz.	10°C			5°C			-2°C		
Nr modu	$f_{10^{\circ}\text{C}}$ [Hz]	$A_{10^{\circ}\text{C}}$ [-]	$\eta_{10^{\circ}\text{C}}$ [-]	$f_{5^{\circ}\text{C}}$ [Hz]	$A_{5^{\circ}\text{C}}$ [-]	$\eta_{5^{\circ}\text{C}}$ [-]	$f_{-2^{\circ}\text{C}}$ [Hz]	$A_{-2^{\circ}\text{C}}$ [-]	$\eta_{-2^{\circ}\text{C}}$ [-]
2	69,4	3	0,153	72,3	2,9	0,162	75,2	2,9	0,169
3	221,6	2,2	0,16	231,4	2,2	0,159	246,1	2,4	0,16
4	411,6	1,6	0,215	435	1,5	0,162	478,5	1,5	0,22
5	736,8	0,6	0,31	789,9	0,6	0,253	840,3	0,6	0,21

Na podstawie zebranych w tab. 3.9 obliczonych parametrów modalnych, trudno było jednoznacznie określić trend zmiany dyssypacyjnych możliwości próbki nr 3 wraz

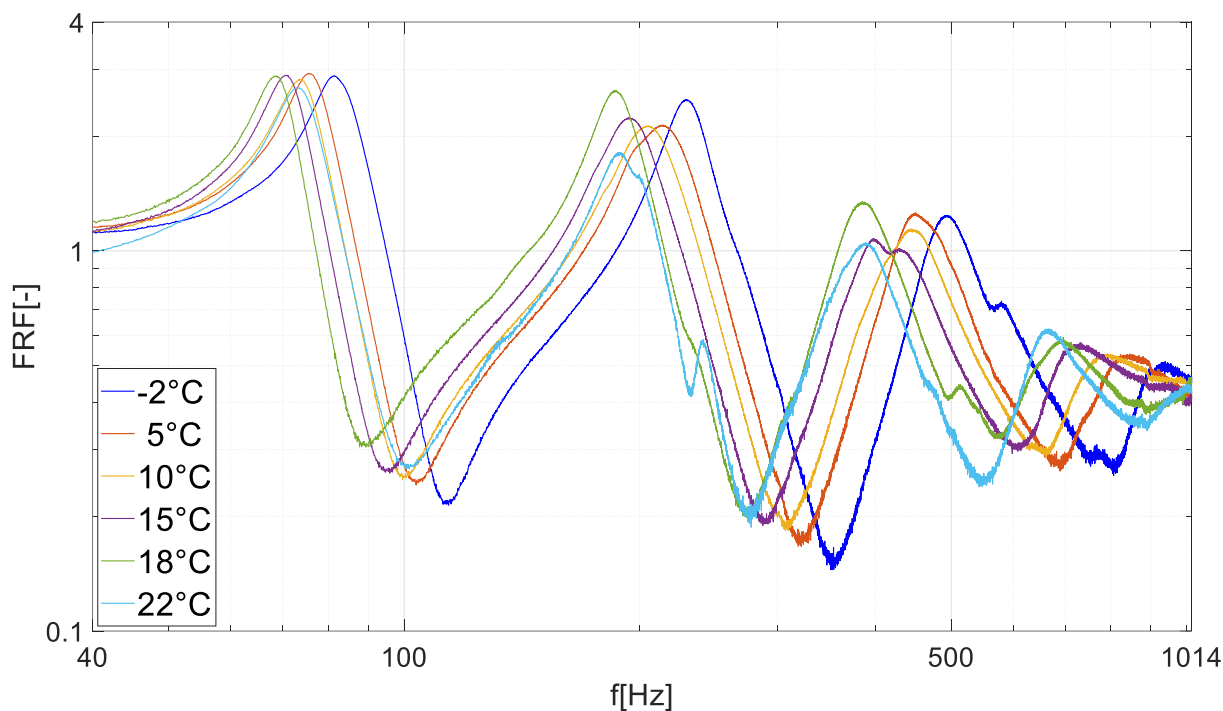
z obniżeniem temperatury. W zależności od numeru postaci drgań, minimalna i maksymalna wartość współczynnika strat znajdowała się w innym zakresie temperaturowym. Dla modu nr 2 największe tłumienie (zielony kolor czcionki) wystąpiło w temperaturze -2°C ($\eta = 0,169$), zaś najmniejsze (czerwony kolor czcionki) w 22°C ($\eta = 0,114$). W przypadku trzeciej postaci drgań, minimalne wartości η otrzymano dla czterech różnych temperatur (22°C , 10°C , 5°C , -2°C), przy czym różniły się one zaledwie o tysięczne części. Tak samo maksymalne tłumienie dla modu nr 3 wystąpiło dla kilku temperatur (18°C , 15°C) i osiągnęło podobne wartości ($\eta \approx 0,2$). Dla postaci nr 5 maksymalny współczynnik strat został osiągnięty w temperaturze 10°C ($\eta = 0,31$), a minimalny w 15°C ($\eta = 0,129$).

Próbka nr 4 – CLD z warstwą bitumin (Mata wygłuszająca)



Rys. 3.30. FRF próbki nr 4 – CLD z warstwą bitumin (Mata wygłuszająca) w zakresie 40 Hz – 4 kHz, dla różnych temperatur

Na rys. 3.30 przedstawiono FRF próbki nr 4. Obniżenie temperatury wpłynęło na częstotliwości rezonansowe i amplitudy FRF im odpowiadające. Dla częstotliwości wyższych od 1 kHz wartości FRF poszczególnych krzywych stały się podobne, dlatego w dalszej analizie badaniu poddano tylko mody nr 2, 3, 4 i 5 (rys. 3.31). Dla tych postaci drgań obliczono parametry modalne (częstotliwości rezonansowe (f [Hz]), amplitudy FRF w rezonansie (A [-]) oraz współczynniki strat (η [-])), które zebrano w tab. 3.10.



Rys. 3.31. FRF próbki nr 4 – CLD z warstwą bitumin (Mata wygłuszająca) dla modów nr 2, 3, 4 i 5, dla różnych temperatur, w zakresie częstotliwości 40 Hz – 1014 Hz

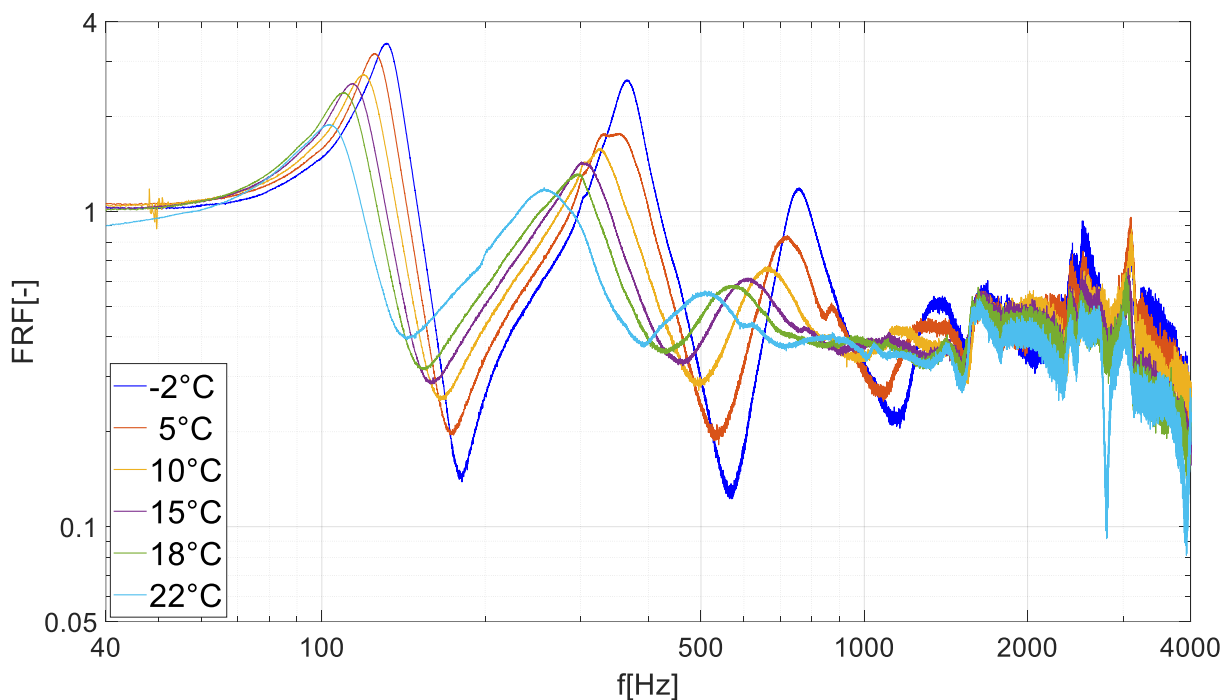
Tab. 3.10. Parametry modalne próbki nr 4 – CLD z warstwą bitumin (Mata wygłuszająca), dla różnych temperatur

Temp. otocz.	22°C			18°C			15°C		
Nr modu	$f_{22^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{22^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{22^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{18^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{18^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{18^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{15^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{15^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{15^\circ\text{C}}$ [-]
2	73,1	2,7	0,158	68,7	2,9	0,139	70,4	2,9	0,142
3	187,5	1,8	0,16	186,7	2,6	0,156	193,7	2,2	0,202
4	389	1	0,229	385,2	1,3	0,201	397,3	1,1	0,159
5	665,5	0,6	0,225	695,3	0,6	0,214	732,3	0,6	0,23
Temp. otocz.	10°C			5°C			-2°C		
Nr modu	$f_{10^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{10^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{10^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{5^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{5^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{5^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{-2^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{-2^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{-2^\circ\text{C}}$ [-]
2	73,7	2,8	0,157	75,3	2,9	0,16	81,5	2,9	0,159
3	205	2,1	0,212	214,1	2,1	0,25	229	2,5	0,146
4	445	1,1	0,231	450	1,3	0,157	493,4	1,2	0,192
5	791,8	0,5	0,566	845,4	0,5	0,459	938,6	0,5	0,3

Na podstawie odczytanych parametrów (tab. 3.10) widoczne było, że dla każdej postaci drgań, po obniżeniu temperatury poniżej 22°C, amplitudy FRF rosły. Częstotliwości rezonansowe dla prawie wszystkich temperatur również przesuwały się ku wyższym wartościom. Wyjątek stanowiła temperatura pracy równa 18°C, przy której wszystkie strefy rezonansowe (prócz piątego modu) przesuwały się ku niższym wartościom. Najwięcej

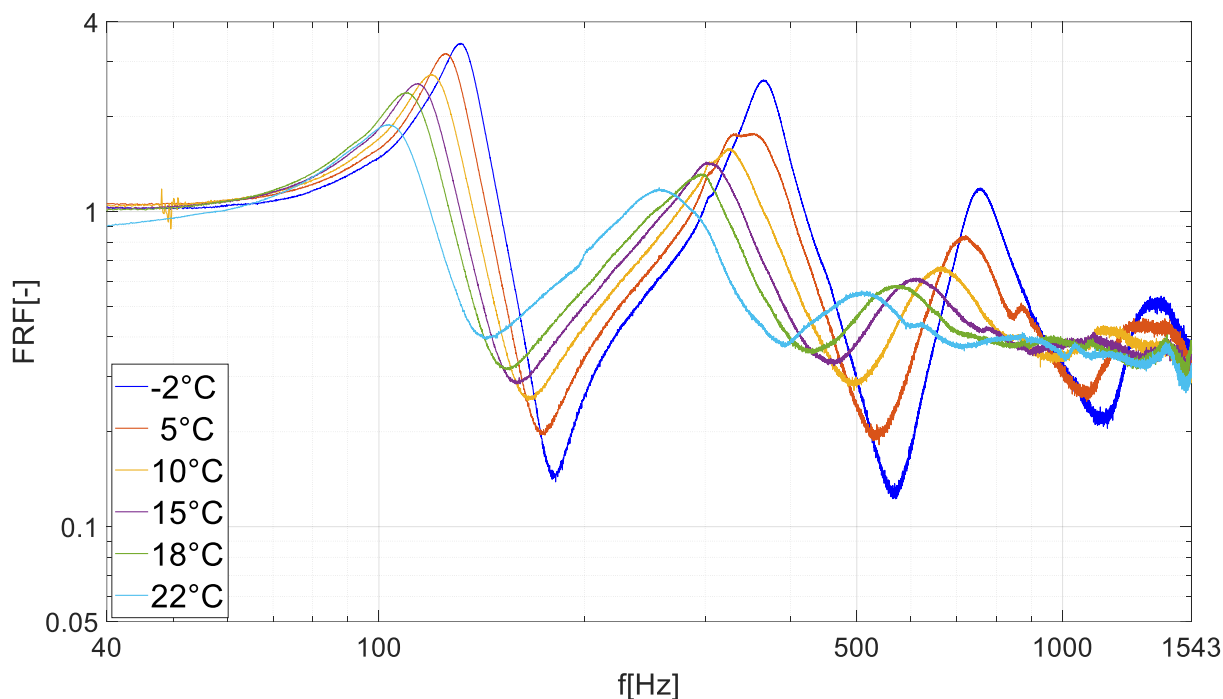
maksymalnych wartości współczynnika strat (zielony kolor czcionki) występowało w temp. 10°C (mod nr 2, 4 i 5). Warto zauważyć, że η drugiej postaci osiągnął podobne wartości ($\eta \approx 0,16$) w czterech z sześciu temperatur (22°C, 10°C, 5°C, -2°C). Najwięcej minimalnych wartości tłumienia (czerwony kolor czcionki) wystąpiło w temp. 15°C (mody nr 2 i 4) i 18°C (mody nr 2 i 5).

Próbka nr 5 – CLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)



Rys. 3.32. FRF próbki nr 5 – CLD z warstwą bitumin (StP Vizomat) w zakresie 40 Hz – 4 kHz, dla różnych temperatur

Na rys. 3.32 przedstawiono FRF próbki nr 5. Obniżenie temperatury, wpłynęło na częstotliwości rezonansowe i amplitudy FRF im odpowiadające. Dla częstotliwości wyższych od 1,5 kHz wartości FRF poszczególnych krzywych stały się podobne, dlatego w dalszej analizie badaniu poddano tylko mody nr 2, 3, 4 i 5 (rys. 3.33).



Rys. 3.33. FRF próbki nr 5 – CLD z warstwą bitumin (StP Vizomat) dla modów nr 2, 3, 4 i 5, dla różnych temperatur, w zakresie częstotliwości 40 Hz – 1543 Hz

Wraz ze spadkiem temperatury amplitudy FRF kolejnych postaci rosły, tak samo jak odpowiadające im częstotliwości rezonansowe.

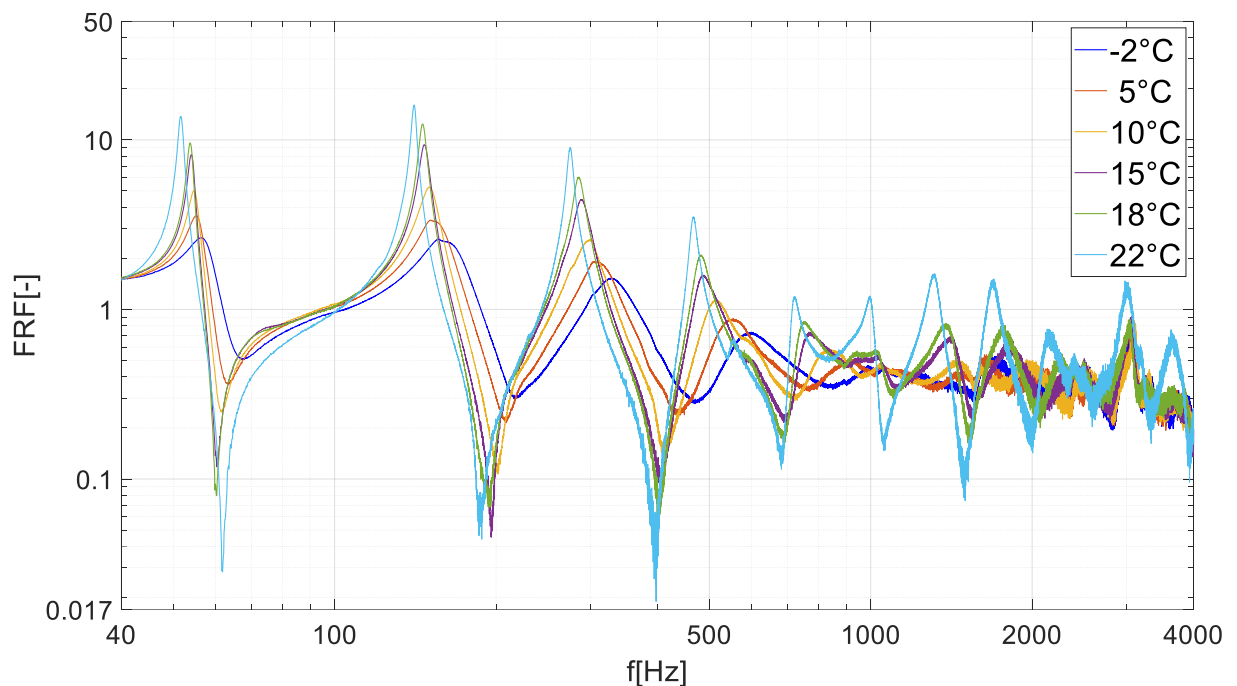
Tab. 3.11. Parametry modalne próbki nr 5 – CLD z warstwą bitumin (StP Vizomat), dla różnych temperatur

Temp. otocz.	22°C			18°C			15°C		
Nr modu	$f_{22°C}$ [Hz]	$A_{22°C}$ [-]	$\eta_{22°C}$ [-]	$f_{18°C}$ [Hz]	$A_{18°C}$ [-]	$\eta_{18°C}$ [-]	$f_{15°C}$ [Hz]	$A_{15°C}$ [-]	$\eta_{15°C}$ [-]
2	103,4	1,9	0,261	110,4	2,4	0,216	114,3	2,6	0,179
3	257	1,2	0,323	297,2	1,3	0,242	301,1	1,4	0,257
4	508,5	0,6	0,247	576,2	0,6	0,332	610	0,6	0,38
5	873,5	0,4	0,622	961,6	0,4	0,799	1110,5	0,4	0,653
Temp. otocz.	10°C			5°C			-2°C		
Nr modu	$f_{10°C}$ [Hz]	$A_{10°C}$ [-]	$\eta_{10°C}$ [-]	$f_{5°C}$ [Hz]	$A_{5°C}$ [-]	$\eta_{5°C}$ [-]	$f_{-2°C}$ [Hz]	$A_{-2°C}$ [-]	$\eta_{-2°C}$ [-]
2	119,4	2,7	0,19	125,1	3,2	0,147	131,4	3,4	0,145
3	324,2	1,6	0,218	352,2	1,8	0,275	365,2	2,6	0,139
4	663,7	0,7	0,203	721,9	0,8	0,247	759,5	1,2	0,132
5	1154,5	0,4	0,88	1311,2	0,5	0,282	1377,8	0,5	0,278

Na podstawie parametrów modalnych zebranych w tab. 3.11 można stwierdzić, że próbka nr 5 najgorsze właściwości tłumiące (najmniejsza wartość η , czerwony kolor

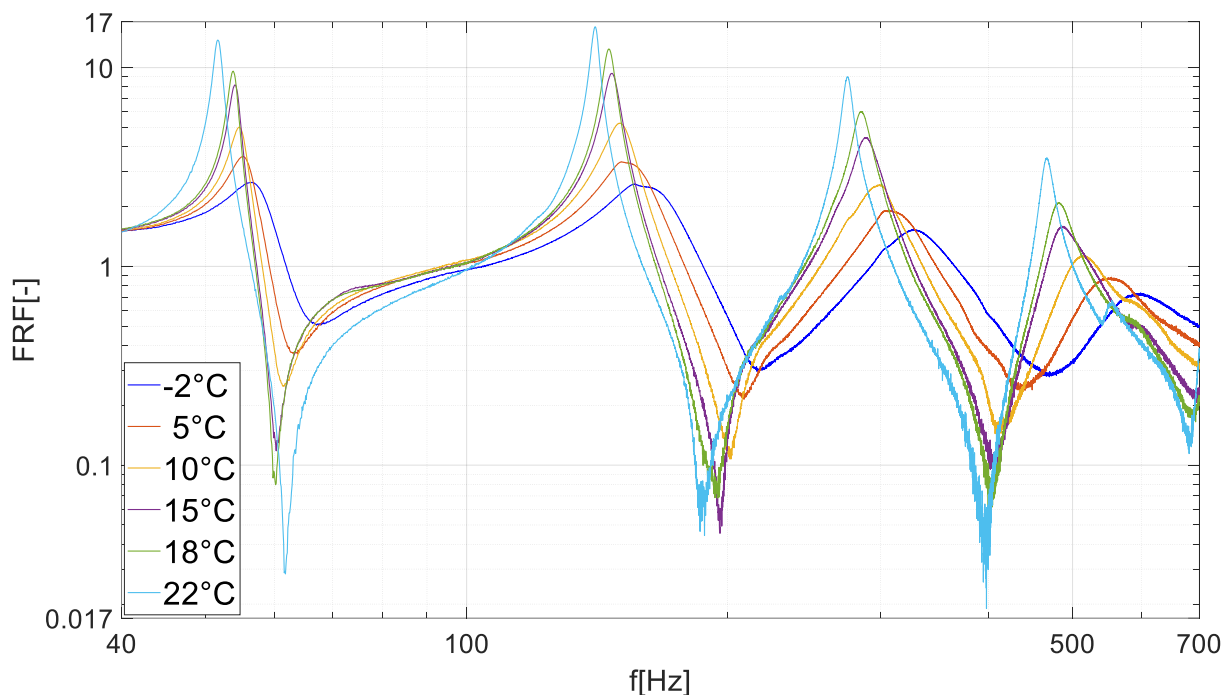
zczionki) osiągnęła w temperaturze -2°C dla wszystkich badanych modów. Jeżeli zaś chodzi o największe wartości współczynnika strat (zielony kolor czcionki), to dla modów nr 2 i 3 osiągnięto je w temperaturze 22°C . Zaś dla modów nr 4 i 5 odpowiednio w temperaturach 15°C i 10°C .

Próbka nr 6 – FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)



Rys. 3.34. FRF próbki nr 6 – FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock) w zakresie 40 Hz – 4 kHz, dla różnych temperatur

Na rys. 3.34 przedstawiono FRF próbki nr 6. Obniżenie temperatury, wpłynęło na częstotliwości rezonansowe i amplitudy FRF im odpowiadające. Dla częstotliwości wyższych od 1 kHz wartości FRF poszczególnych krzywych stały się podobne, dlatego w dalszej analizie badaniu poddano tylko mody nr 2, 3, 4 i 5 (rys. 3.35).



Rys. 3.35. FRF próbki nr 6 – FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock) dla modów nr 2, 3, 4 i 5, dla różnych temperatur, w zakresie częstotliwości 40 Hz – 700 Hz

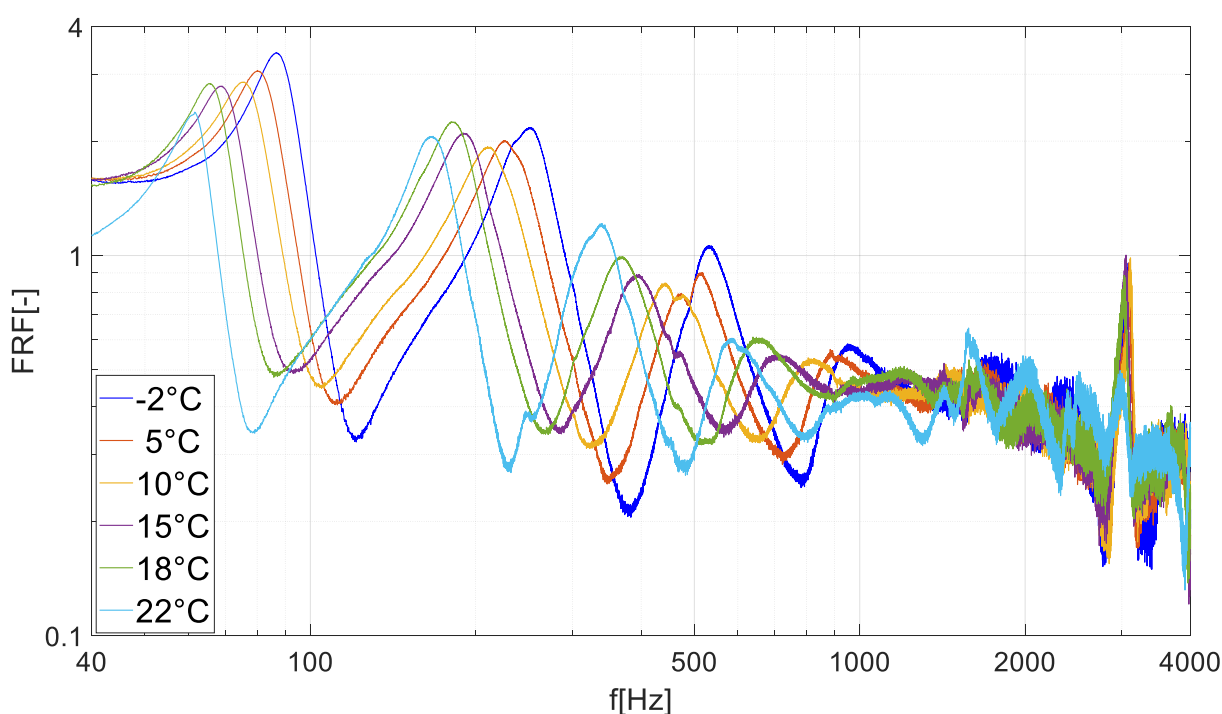
Wraz ze spadkiem temperatury amplitudy FRF kolejnych modów malały, zaś odpowiadające im częstotliwości rezonansowe rosły. Parametry modalne (częstotliwości rezonansowe (f [Hz]), amplitudy FRF w rezonansie (A [-]) oraz współczynniki strat (η [-])) próbki nr 6 przedstawiono w tab. 3.12.

Tab. 3.12. Parametry modalne próbki nr 6 – FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock), dla różnych temperatur

Temp. otocz.	22°C			18°C			15°C		
Nr modu	$f_{22^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{22^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{22^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{18^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{18^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{18^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{15^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{15^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{15^\circ\text{C}}$ [-]
2	51,6	13,8	0,027	53,8	9,6	0,028	54,1	8,2	0,029
3	140,7	16,1	0,024	145,8	12,4	0,032	147,2	9,4	0,043
4	275,1	8,9	0,029	285,6	6	0,051	288,6	4,5	0,064
5	467,2	3,5	0,033	482,3	2,1	0,062	486,2	1,6	0,086
Temp. otocz.	10°C			5°C			-2°C		
Nr modu	$f_{10^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{10^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{10^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{5^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{5^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{5^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{-2^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{-2^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{-2^\circ\text{C}}$ [-]
2	54,7	5	0,043	55,3	3,6	0,074	56,5	2,6	0,152
3	150,2	5,3	0,076	151,1	3,4	0,161	156,1	2,6	0,228
4	299,8	2,6	0,107	308,9	1,9	0,167	328,9	1,5	0,206
5	513,6	1,1	0,143	554,4	0,9	0,171	598,9	0,7	0,289

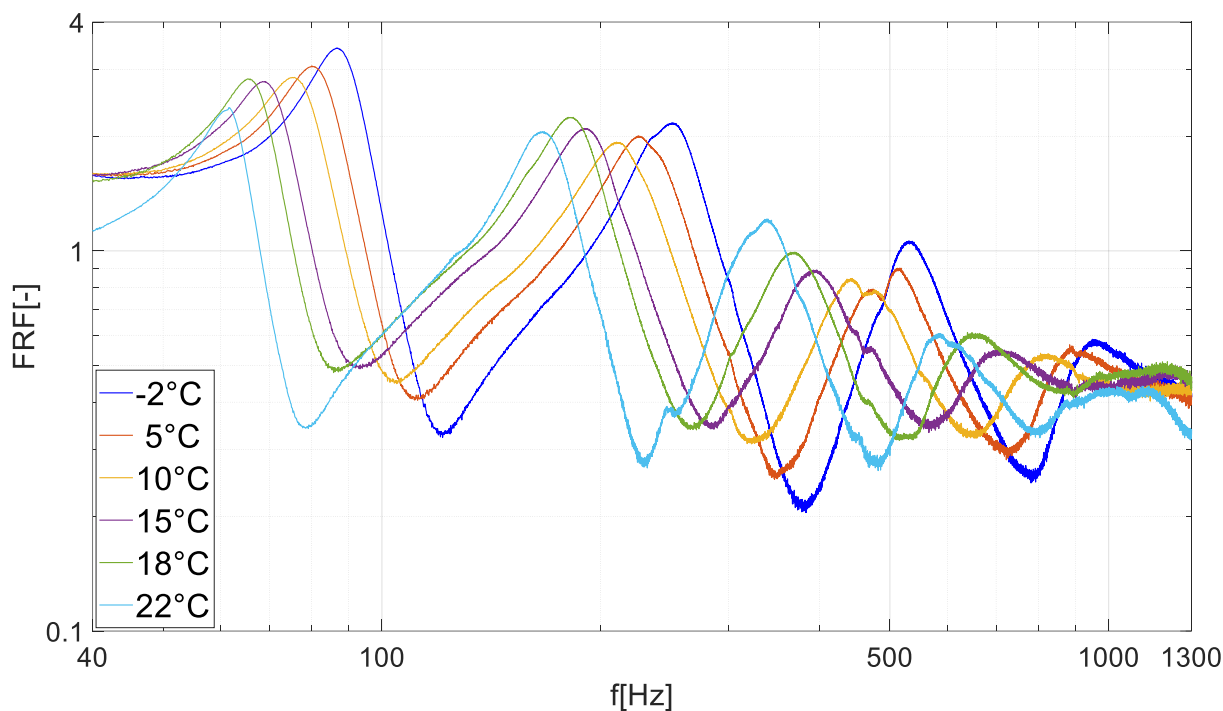
Próbka nr 6 wykazała się najmniejszą dyssypacją energii w temperaturze 22°C (czerwony kolor czcionki, tab. 3.12). Wraz z jej spadkiem, tłumienie zaczynało rosnąć i osiągnęło maksymalne wartości w najniższej z badanych temperatur, tj. w -2°C (zielona czcionka).

Próbka nr 7 – FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)



Rys. 3.36. FRF próbki nr 7 – FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat) w zakresie 40 Hz – 4 kHz, dla różnych temperatur

Na rys. 3.36 przedstawiono FRF próbki nr 7. Obniżenie temperatury, wpłynęło na częstotliwości rezonansowe i amplitudy FRF im odpowiadające. Dla częstotliwości wyższych od 1 kHz wartości FRF poszczególnych krzywych stały się na tyle podobne, że w dalszej analizie badaniu zostały poddane tylko mody nr 2, 3, 4 i 5 (rys. 3.37).



Rys. 3.37. FRF próbki nr 7 – FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat) dla modów nr 2, 3, 4 i 5, dla różnych temperatur, w zakresie częstotliwości 40 Hz – 1300 Hz

W tab. 3.13 zebrano wartości parametrów modalnych próbki nr 7, w celu ilościowej analizy wyników (częstotliwości rezonansowe (f [Hz]), amplitudy FRF w rezonansie (A [-]) oraz współczynniki strat (η [-])).

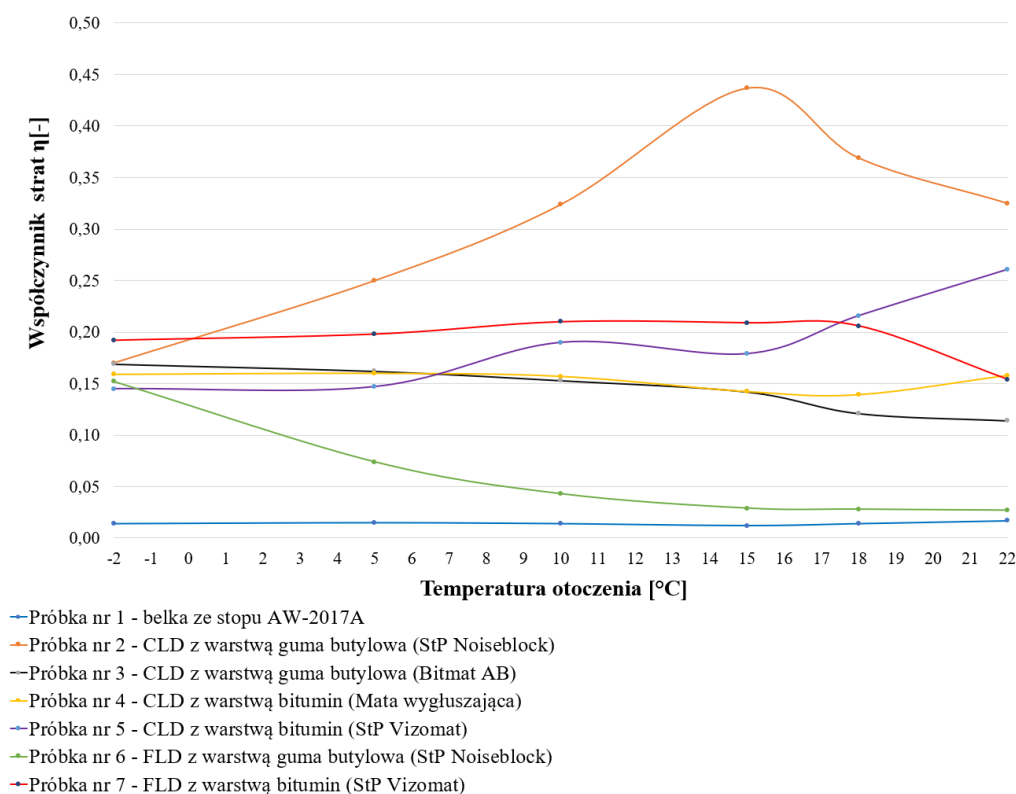
Tab. 3.13. Parametry modalne próbki nr 7 – FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat), dla różnych temperatur

Temp. otocz.	22°C			18°C			15°C		
Nr modu	$f_{22^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{22^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{22^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{18^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{18^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{18^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{15^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{15^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{15^\circ\text{C}}$ [-]
2	61,6	2,4	0,154	65,4	2,8	0,206	68,9	2,8	0,209
3	166,6	2,1	0,182	181,8	2,2	0,231	190,1	2,1	0,221
4	338,4	1,2	0,229	367,9	1	0,219	396,1	0,9	0,221
5	584,1	0,6	0,287	655,6	0,61	0,31	704,1	0,6	0,217
Temp. otocz.	10°C			5°C			-2°C		
Nr modu	$f_{10^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{10^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{10^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{5^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{5^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{5^\circ\text{C}}$ [-]	$f_{-2^\circ\text{C}}$ [Hz]	$A_{-2^\circ\text{C}}$ [-]	$\eta_{-2^\circ\text{C}}$ [-]
2	75,8	2,9	0,21	80,1	3,1	0,198	86,7	3,4	0,192
3	210,3	1,9	0,253	225,7	2	0,238	251,1	2,2	0,212
4	441,9	0,8	0,376	515,5	0,9	0,149	531,4	1,1	0,141
5	815,7	0,5	0,711	889,5	0,6	0,195	950,4	0,6	0,302

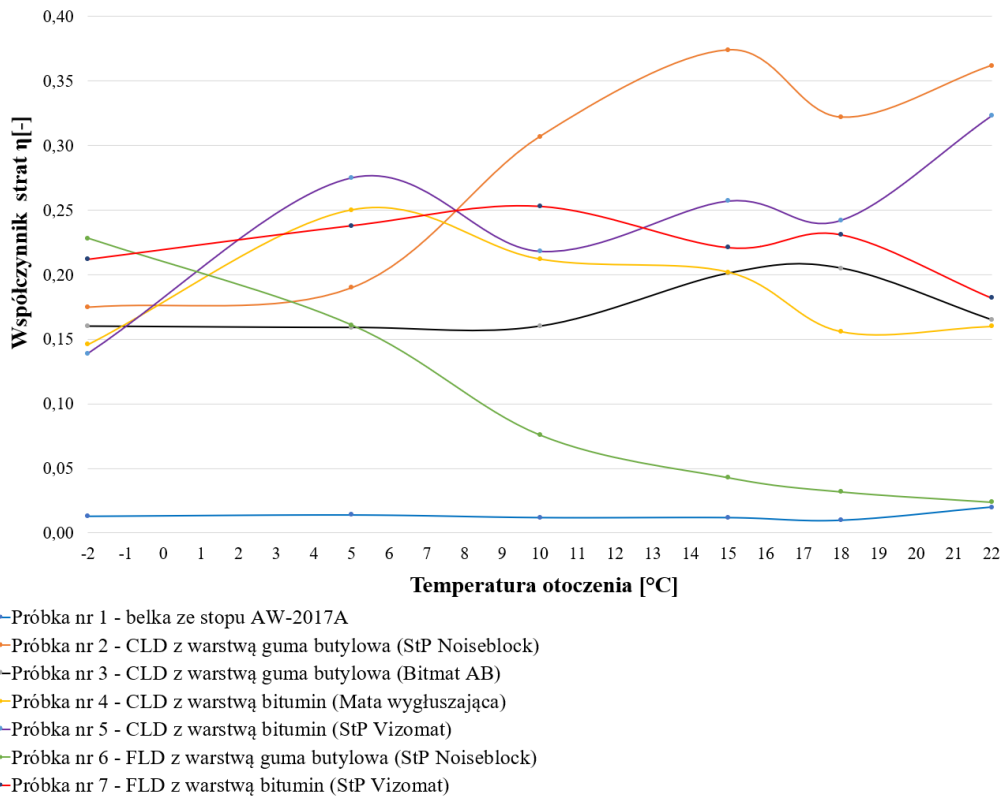
Obniżanie temperatury sprawiło, że częstotliwości rezonansowe przesunęły się ku wyższym wartościom. W przypadku drugiej postaci drgań wraz ze spadkiem temperatury amplituda FRF rosła. Dla modów nr 3, 4 i 5 wysokości pików w rezonansie pozostawały w przybliżeniu stałe. Najlepsze tłumienie drgań, w przypadku próbki nr 7, osiągnięto w temperaturze 10°C dla każdej z badanych postaci (zielony kolor czcionki). Jeżeli zaś chodzi o najmniejsze wartości współczynnika strat (czerwony kolor czcionki) to dla modów nr 2 ($\eta = 0,154$) i 3 ($\eta = 0,182$) minimalne η osiągnięto w temperaturze 22°C, zaś dla modów nr 4 i 5, odpowiednio, w temperaturze -2°C ($\eta = 0,141$) i 5°C ($\eta = 0,195$).

Globalna analiza wpływu temperatury pracy na skuteczność pasywnej wibroizolacji

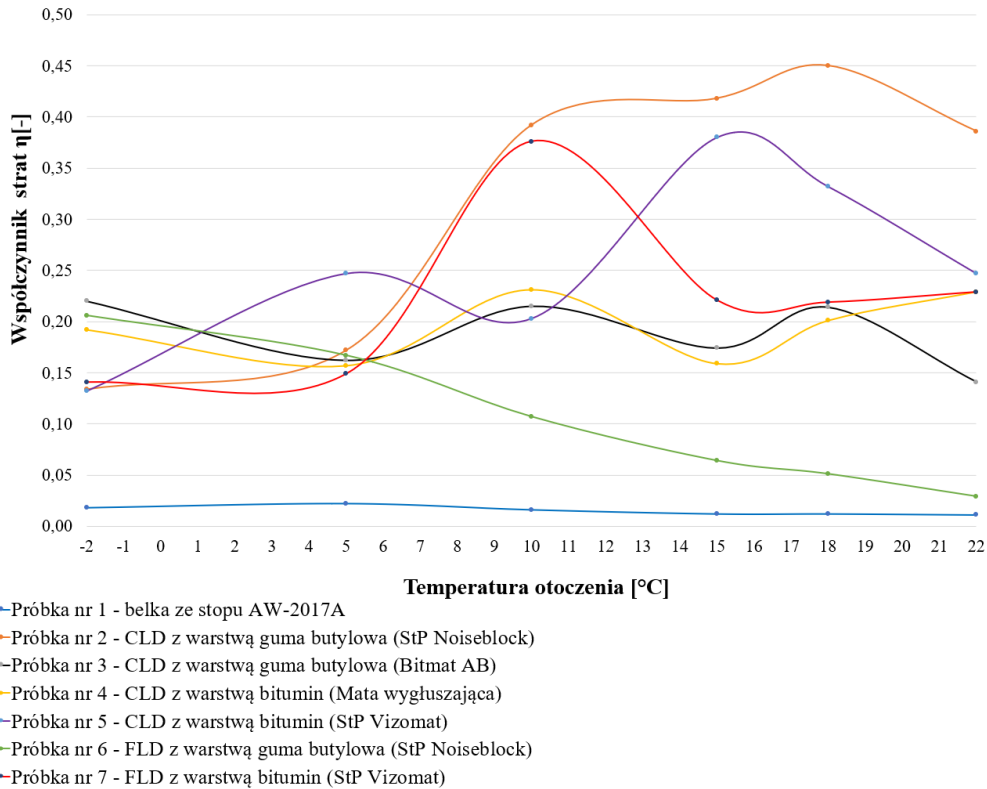
Wykresy przedstawione na rys. 3.38 - 3.41 stanowią zbiorcze podsumowanie wyników badań przeprowadzonych dla różnych temperatur. Przedstawiono na nich wartości współczynnika strat η w funkcji temperatury, dla próbek 1 – 7. Aby w sposób czytelny przedstawić wyżej wymienione wyniki utworzono cztery odrębne wykresy dla modów 2, 3, 4 i 5.



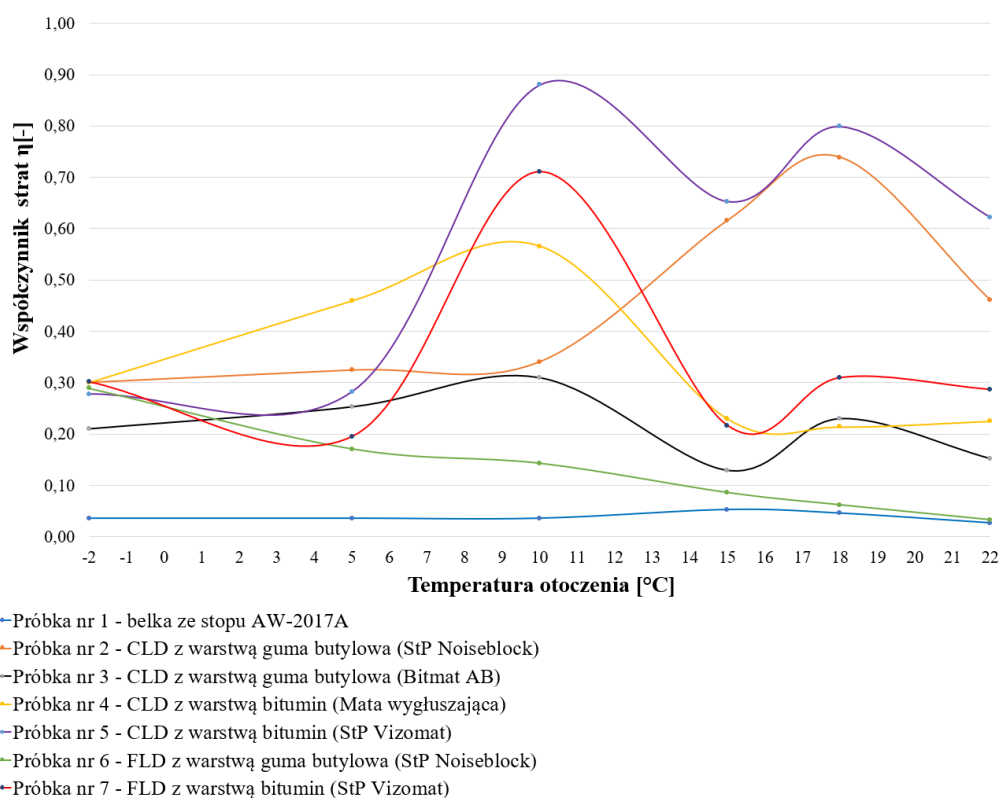
Rys. 3.38. Zmiana współczynnika strat η wraz ze wzrostem temperatury dla modu nr 2, próbek 1 – 7



Rys. 3.39. Zmiana współczynnika strat η wraz ze wzrostem temperatury dla modu nr 3, próbki 1 – 7



Rys. 3.40. Zmiana współczynnika strat η wraz ze wzrostem temperatury dla modu nr 4, próbki 1 – 7



Rys. 3.41. Zmiana współczynnika strat η wraz ze wzrostem temperatury dla modu nr 5, próbek 1 – 7

Analizując wyniki przedstawione na rys. 3.37 - 3.40 można stwierdzić, że w zależności od rodzaju badanego materiału i konfiguracji (CLD lub FLD), współczynnik strat η rośnie, oscyluje lub maleje wraz ze wzrostem temperatury otoczenia (w badanym zakresie temperatur od -2°C do 22°C). Zatem przy doborze materiału tłumiącego w projektowanej konstrukcji należy wziąć pod uwagę temperaturę pracy i częstotliwość (skorelowaną z numerem modu drgań) i na tej podstawie wybrać materiał tłumiący (w odpowiedniej konfiguracji) który charakteryzuje się największą wartością współczynnika strat η .

4. Identyfikacja własności dynamicznych materiałów lepkosprężystych

Zamysłem autora niniejszej pracy jest przeprowadzenie numerycznej analizy harmonicznej fragmentu kadłuba samolotu, z różnymi wariantami geometrycznymi materiału tłumiącego. Zadanie to zostało opisane w rozdziale 5. Aby przeprowadzić taką analizę, w pierwszej kolejności należy wyznaczyć dane materiałowe materiałów tłumiących, niezbędne do opracowania właściwego modelu materiału, wykorzystanego w numerycznej analizie harmonicznej. Na własności materiałów lepkosprężystych wpływ mają różne czynniki, jak przedstawiono w podrozdziale 2.4.7. Modele reologiczne, które zostały opisane w podrozdziale 2.4, pozwalają odwzorować własności wiskoelastyczne, jednak wymagają one pozyskanych wcześniej danych eksperymentalnych. Korzystając z jednego ze sposobów opisu własności lepkosprężystych wprowadzono zespolony moduł:

$$E^* = E' + iE'' , \quad (4.1)$$

przy czym

$$\eta = \frac{E''}{E'} , \quad (4.2)$$

gdzie: η – współczynnik strat, E' – moduł zachowawczy, a E'' – moduł stratności.

Chcąc wykorzystać ten model konieczne było eksperymentalne określenie modułu zachowawczego E' i współczynnika strat η (4.2) w dziedzinie częstotliwości. Sposób pozyskania wyżej wskazanych parametrów opisano w normie ASTM E756-05 [46]. Jest ona powszechnie stosowana w celu pozyskania wymienionych wcześniej wielkości [132], [133], [134] i [135].

Do przeprowadzenia badań, mających na celu pozyskanie powyższych parametrów, wykorzystano:

- próbkę nr 1 – belka bazowa ze stopu aluminium AW-2017A,
- próbkę nr 6 – FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock),
- próbkę nr 7 – FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat).

Metodyka badawcza

Badanie miało następujący przebieg: próbkę mocowano do wzbudnika i przeprowadzono eksperymentalną analizę modalną. Następnie (bez demontażu belki) skracano jej długość i powtarzano doświadczenie. W ten sposób otrzymano FRF dla każdej próbki w następującym zakresie długości: 250 mm, 230 mm, 210 mm, 190 mm, 170 mm, 150 mm oraz 130 mm. Analiza modalna została przeprowadzona w stałej temperaturze 22°C, w zakresie częstotliwości wymuszenia od 7 Hz do 4 kHz.

Dane otrzymane podczas przeprowadzonych eksperymentów pozwoliły na określenie parametrów modalnych próbek (tab. 4.1 – 4.3), tj. częstotliwości rezonansowej (f [Hz]), amplitudy FRF w rezonansie (A [-]) oraz współczynnika strat (η [-]). W celu obliczenia współczynnika strat skorzystano z metody zaproponowanej w publikacji [38].

Przedstawione w tab. 4.1 – 4.3 parametry modalne umożliwiły określenie modułu zachowawczego E' i współczynnika strat η^* w dziedzinie częstotliwości. Korzystając z zależności (2.67) określono moduł zachowawczy stopu aluminium AW-2017A, z którego wykonano próbkę nr 1 (tab. 4.4).

W celu odróżnienia współczynnika strat η określającego zdolności tłumiące próbki (oznaczenie stosowane w poprzednim rozdziale), współczynnik strat materiału tłumiącego oznaczono odrębnym symbolem η^* . Moduł zachowawczy E' i współczynnik strat η^* materiałów lepkosprężystych określono na podstawie zależności od (2.68) do (2.72). Obliczone parametry materiałowe dla gumy butylowej i bituminu zebrano odpowiednio w tab. 4.5 i tab. 4.6.

Tab. 4.1. Parametry modalne próbki nr 1 – belka bazowa ze stopu AW-2017A

Długość próbki	250 mm			230 mm			210 mm			190 mm		
	Nr modu	Częst. rez. (f_{250}) [Hz]	Amp. FRF (A_{250}) [-]	Współ. strat (η_{250}) [-]	Częst. rez. (f_{230}) [Hz]	Amp. FRF (A_{230}) [-]	Współ. strat. (η_{230}) [-]	Częst. rez. (f_{210}) [Hz]	Amp. FRF (A_{210}) [-]	Współ. strat. (η_{210}) [-]	Częst. rez. (f_{190}) [Hz]	Amp. FRF (A_{190}) [-]
1	12,7	17	0,027	15,1	7,9	0,053	18	17,4	0,022	22,3	23,6	0,025
2	78	23,8	0,015	89,9	27,6	0,013	107,1	30,7	0,016	128,5	39,3	0,026
3	199,8	19,4	0,019	230,4	14	0,027	268,3	9,3	0,041	327,2	6,7	0,041
4	390,5	16,8	0,011	463,6	10,4	0,015	559	8,3	0,013	700,3	4,3	0,02
5	682,9	2,6	0,028	836,4	3,1	0,024	1005,6	6,1	0,008	1244,5	1	0,011
6	1071,2	3,6	0,007	1742,7	5,9	0,009	1500,9	1,4	0,021	1782,4	4,2	0,021
7	1502,6	1,4	0,015	2273	5,3	0,012	2024,6	8,8	0,009	2470,4	5,8	0,015
8	1933,6	4,7	0,014	2966,2	2,7	0,024	2712	5,3	0,007	–	–	–
9	2486	9,3	0,006	–	–	–	3738	0,4	0,083	–	–	–
10	3169	0,7	0,050	–	–	–	–	–	–	–	–	–
11	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
12	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Długość próbki	170 mm			150 mm			130 mm		
Nr modu	Częst. rez. (f_{170}) [Hz]	Amp. FRF (A_{170}) [-]	Współ. strat (η_{170}) [-]	Częst. rez. (f_{150}) [Hz]	Amp. FRF (A_{150}) [-]	Współ. strat (η_{150}) [-]	Częst. rez. (f_{130}) [Hz]	Amp. FRF (A_{130}) [-]	Współ. strat (η_{130}) [-]
1	27,9	23,3	0,072	35,3	31,6	0,026	45,9	30,8	0,026
2	156,4	32,6	0,033	189,1	37,3	0,019	236,9	13,7	0,045
3	417,8	4,09	0,026	549,2	31,9	0,007	755,1	15,3	0,009
4	445	5,03	0,036	1215,3	1,72	0,015	1553,7	2,6	0,028
5	930	1,58	0,035	1875,8	5,16	0,022	2438,9	6,2	0,016
6	1554,1	3,18	0,02	2836,4	2,2	0,03	–	–	–
7	2219,9	7,23	0,011	–	–	–	–	–	–
8	3264,9	0,81	0,052	–	–	–	–	–	–
9	–	–	–	–	–	–	–	–	–
10	–	–	–	–	–	–	–	–	–
11	–	–	–	–	–	–	–	–	–
12	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Tab. 4.2. Parametry modalne próbki nr 6 – FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)

Długość próbki	250 mm			230 mm			210 mm			190 mm		
Nr modu	Częst. rez. (f_{250}) [Hz]	Amp. FRF (A_{250}) [-]	Współ. strat (η_{250}) [-]	Częst. rez. (f_{230}) [Hz]	Amp. FRF (A_{230}) [-]	Współ. strat (η_{230}) [-]	Częst. rez. (f_{210}) [Hz]	Amp. FRF (A_{210}) [-]	Współ. strat (η_{210}) [-]	Częst. rez. (f_{190}) [Hz]	Amp. FRF (A_{190}) [-]	Współ. strat (η_{190}) [-]
1	8,6	4,1	0,13	10,1	2,8	0,086	10,9	0,7	0,243	13,9	1,1	0,084
2	51,7	13,7	0,026	61,3	16,5	0,026	72,4	21,6	0,019	87,9	21,2	0,025
3	140,7	16,1	0,025	165,2	16,6	0,023	194,9	15,3	0,025	238,6	15	0,019
4	275,2	9	0,027	326,8	7,2	0,03	392,4	6,8	0,027	486,5	4,5	0,034
5	467,2	3,5	0,032	560,4	2,3	0,039	682,2	2,1	0,031	1217	2,3	0,045
6	721,2	1,2	0,04	1173,2	1,9	0,043	1004,9	1,3	0,057	1695,8	2	0,045
7	995,2	1,2	0,039	1565,9	1,8	0,035	1385,8	2,2	0,05	2412,8	0,7	0,124
8	1312,5	1,6	0,055	2037,7	1	0,059	1865,2	1,5	0,042	2975	1,4	0,039
9	1689,7	1,5	0,051	3007,4	1,6	0,045	2992,6	1,6	0,036	3651,4	0,9	0,125
10	2146,5	0,8	0,054	3665	0,8	0,057	3671,5	0,9	0,067	–	–	–
11	3004,1	1,4	0,042	–	–	–	–	–	–	–	–	–
12	3651	0,7	0,056	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Długość próbki	170 mm			150 mm			130 mm		
Nr modu	Częst. rez. (f_{170}) [Hz]	Amp. FRF (A_{170}) [-]	Współ. strat (η_{170}) [-]	Częst. rez. (f_{150}) [Hz]	Amp. FRF (A_{150}) [-]	Współ. strat (η_{150}) [-]	Częst. rez. (f_{130}) [Hz]	Amp. FRF (A_{130}) [-]	Współ. strat (η_{130}) [-]
1	17,7	2,6	0,055	23,2	4,9	0,051	30,1	8,4	0,046
2	108	25,7	0,02	138,6	23,1	0,027	176,4	21,9	0,026
3	296,3	13,9	0,026	396,4	8,1	0,027	523,3	6,3	0,03
4	619,8	2,9	0,033	835,6	0,6	0,067	1049,2	2,3	0,044
5	1025,8	1,8	0,047	1306,2	2,7	0,049	1691	2,9	0,051
6	1498,5	2,2	0,054	1986,8	1,5	0,063	2996,7	1,2	0,037
7	2162,2	0,9	0,085	3009,1	0,6	0,05	3554,5	1,1	0,111
8	2938,5	0,7	0,1	3629,9	1,1	0,07	–	–	–
9	3613,4	1	0,089	–	–	–	–	–	–
10	–	–	–	–	–	–	–	–	–
11	–	–	–	–	–	–	–	–	–
12	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Tab. 4.3. Parametry modalne próbki nr 7 – FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)

Długość próbki	250 mm			230 mm			210 mm			190 mm		
Nr modu	Częst. rez. (f_{250}) [Hz]	Amp. FRF (A_{250}) [-]	Współ. strat (η_{250}) [-]	Częst. rez. (f_{230}) [Hz]	Amp. FRF (A_{230}) [-]	Współ. strat (η_{230}) [-]	Częst. rez. (f_{210}) [Hz]	Amp. FRF (A_{210}) [-]	Współ. strat (η_{210}) [-]	Częst. rez. (f_{190}) [Hz]	Amp. FRF (A_{190}) [-]	Współ. strat (η_{190}) [-]
1	8,8	1,9	0,2	10,4	2,5	0,205	12,4	2,7	0,174	15,4	3,2	0,14
2	61,6	2,4	0,154	71	2,7	0,155	83,7	3,2	0,122	102	3,3	0,15
3	166,3	2,1	0,206	192,7	2,1	0,229	231,8	2,1	0,148	282,5	2,1	0,153
4	338,4	1,2	0,22	390,6	1,2	0,165	465,4	1	0,158	581,3	0,8	0,174
5	584,1	0,6	0,272	705,3	0,6	0,214	844,1	0,5	0,219	822,4	0,4	0,219
6	977,2	0,4	0,286	1379,1	0,5	0,219	1089,3	0,5	0,288	1404,7	0,6	0,125
7	1135,9	0,4	0,209	1833,4	0,6	0,121	1611,4	0,8	0,07	1994,1	0,7	0,159
8	1574,2	0,6	0,032	2490,9	0,5	0,047	2140	0,5	0,154	2498,2	0,4	0,093
9	2029,4	0,5	0,189	3003,1	0,6	0,061	2488,8	0,5	0,039	2984,1	0,6	0,064
10	2503,1	0,5	0,091	3666,6	0,4	0,129	2994,6	0,7	0,047	–	–	–
11	2978,9	0,5	0,071	–	–	–	–	–	–	–	–	–
12	3456	0,4	0,3	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Długość próbki	170 mm			150 mm			130 mm			X		
Nr modu	Częst. rez. (f_{170}) [Hz]	Amp. FRF (A_{170}) [-]	Współ. strat (η_{170}) [-]	Częst. rez. (f_{150}) [Hz]	Amp. FRF (A_{150}) [-]	Współ. strat (η_{150}) [-]	Częst. rez. (f_{130}) [Hz]	Amp. FRF (A_{130}) [-]	Współ. strat (η_{130}) [-]			
1	19,4	4	0,111	24,8	5,1	0,087	33	6,1	0,077			
2	124,9	3,7	0,148	155,9	3,8	0,162	202,4	3,8	0,158			
3	343,6	1,7	0,125	447,6	1,6	0,195	619,8	1,1	0,206			
4	366,3	1,7	0,099	1074,3	0,4	0,43	1172,3	0,5	0,224			
5	746	0,6	0,16	1566,5	0,7	0,088	1977,5	0,8	0,203			
6	1135,2	0,5	0,346	2178,9	0,6	0,121	2484,7	0,4	0,067			
7	1683,4	0,8	0,177	2487,7	0,6	0,043	2994,5	0,5	0,055			
8	2489,7	0,6	0,052	2978,7	0,5	0,068	3682,4	0,4	0,181			
9	2970,9	0,6	0,06	3701,6	0,4	0,167	–	–	–			
10	–	–	–	–	–	–	–	–	–			
11	–	–	–	–	–	–	–	–	–			
12	–	–	–	–	–	–	–	–	–			

 Tab. 4.4. Moduł zachowawczy E' stopu aluminium AW-2017A

Długość próbki	250 mm		230 mm		210 mm		190 mm	
Nr modu	Częst. rez. (f_{250}) [Hz]	Moduł zach. (E'_{250}) [GPa]	Częst. rez. (f_{230}) [Hz]	Moduł zach. (E'_{230}) [GPa]	Częst. rez. (f_{210}) [Hz]	Moduł zach. (E'_{210}) [GPa]	Częst. rez. (f_{190}) [Hz]	Moduł zach. (E'_{190}) [GPa]
1	12,7	–	15,1	–	18	–	22,3	–
2	78	62,6	89,9	59,6	107,1	58,8	128,5	56,7
3	199,8	52,4	230,4	49,9	268,3	47	327,2	46,9
4	390,5	52,1	463,6	52,6	559	53,2	700,3	55,9
5	682,9	58,3	836,4	62,7	1005,6	63	1244,5	64,6
6	1071,2	64,3	1742,7	12,2	1500,9	62,9	1782,4	59,4
7	1502,6	64,9	2273	10,6	2024,6	58,6	2470,4	58,5
8	1933,6	60,6	2966,2	10,2	2712	59,4	–	–
9	2486	60,7	–	–	3738	68,4	–	–
10	3169	63,2	–	–	–	–	–	–
11	–	–	–	–	–	–	–	–
12	–	–	–	–	–	–	–	–

Długość próbki	170 mm		150 mm		130 mm	
Nr modu	Częst rez. (f ₁₇₀) [Hz]	Moduł zach. (E' ₁₇₀) [GPa]	Częst rez. (f ₁₅₀) [Hz]	Moduł zach. (E' ₁₅₀) [GPa]	Częst rez. (f ₁₃₀) [Hz]	Moduł zach. (E' ₁₃₀) [GPa]
1	27,9	–	35,3	–	45,9	–
2	156,4	53,8	189,1	47,7	236,9	42,2
3	417,8	49	549,2	51,3	755,1	54,7
4	445	14,5	1215,3	65,4	1553,7	60,3
5	930	23,1	1875,8	57	2438,9	54,4
6	1554,1	28,9	2836,4	58,4	–	–
7	2219,9	30,3	–	–	–	–
8	3264,9	37	–	–	–	–
9	–	–	–	–	–	–
10	–	–	–	–	–	–
11	–	–	–	–	–	–
12	–	–	–	–	–	–

Tab. 4.5. Moduł zachowawczy E' i współczynnik strat η^* gumy butylowej (StP Noiseblock)

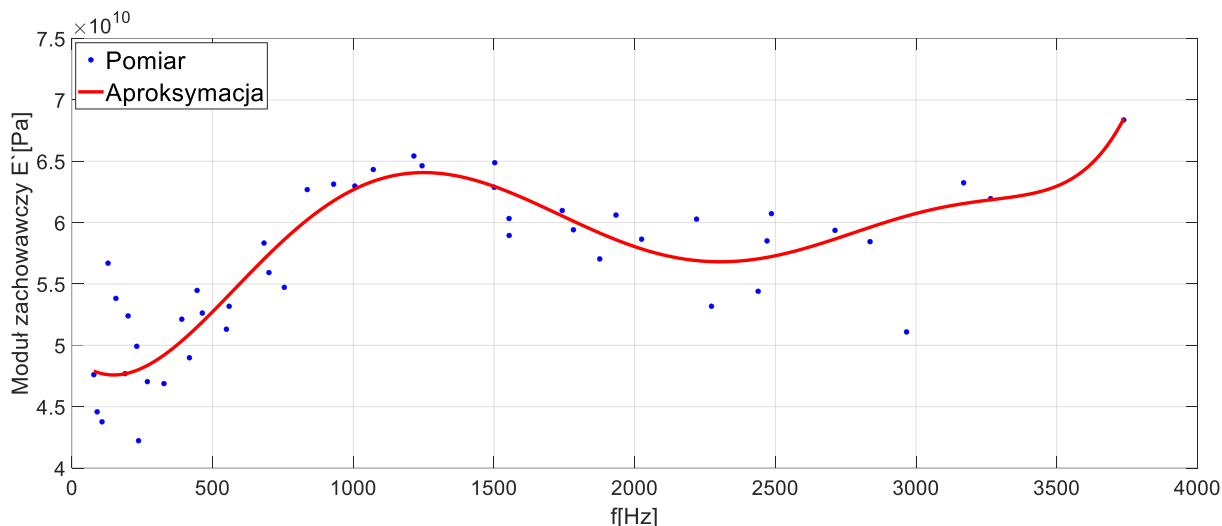
Długość próbki	250 mm			230 mm			210 mm			190 mm		
Nr modu	Częst rez. (f ₂₅₀) [Hz]	Moduł zach. (E' ₂₅₀) [MPa]	Współ. strat (η^* ₂₅₀) [-]	Częst rez. (f ₂₃₀) [Hz]	Moduł zach. (E' ₂₃₀) [MPa]	Współ. strat (η^* ₂₃₀) [-]	Częst rez. (f ₂₁₀) [Hz]	Moduł zach. (E' ₂₁₀) [MPa]	Współ. strat (η^* ₂₁₀) [-]	Częst rez. (f ₁₉₀) [Hz]	Moduł zach. (E' ₁₉₀) [MPa]	Współ. strat (η^* ₁₉₀) [-]
1	8,6	–	–	10,1	–	–	10,9	–	–	13,9	–	–
2	51,7	91,3	0,1	61,3	148,4	0,152	72,4	127,5	0,125	87,9	148	0,178
3	140,7	196,1	0,135	165,2	223,7	0,105	194,9	236,9	0,108	238,6	243,8	0,079
4	275,2	196,7	0,145	326,8	199,2	0,157	392,4	192,3	0,147	486,5	179,2	0,204
5	467,2	152,6	0,228	560,4	115,6	0,31	682,2	144,9	0,254	1217	1488,4	0,33
6	721,2	130	0,36	1173,2	246	0,302	1004,9	114,3	0,37	1695,8	1237,4	0,29
7	995,2	92,9	0,34	1565,9	306,4	0,3	1385,8	154,5	0,36	2412,8	1341,4	0,223
8	1312,5	140,7	0,335	2037,7	283,4	0,236	1865,2	167,2	0,285	2975	–	–
9	1689,7	144	0,397	3007,4	–	–	2992,6	662	0,098	3651,4	–	–
10	2146,5	141,8	0,3	3665	–	–	3671,5	–	–	–	–	–
11	3004,1	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
12	3651	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Długość próbki	170 mm			150 mm			130 mm		
Nr modu	Częst rez. (f ₁₇₀) [Hz]	Moduł zach. (E' ₁₇₀) [MPa]	Współ. strat (η^* ₁₇₀) [-]	Częst rez. (f ₁₅₀) [Hz]	Moduł zach. (E' ₁₅₀) [MPa]	Współ. strat (η^* ₁₅₀) [-]	Częst rez. (f ₁₃₀) [Hz]	Moduł zach. (E' ₁₃₀) [MPa]	Współ. strat (η^* ₁₃₀) [-]
1	17,7	–	–	23,2	–	–	30,1	–	–
2	108	160	0,13	138,6	258,6	0,109	176,4	258,7	0,095
3	296,3	197,4	0,131	396,4	244,3	0,119	523,3	170,2	0,19
4	619,8	995,1	0,23	835,6	183,6	0,35	1049,2	128,5	0,38
5	1025,8	798,2	0,33	1306,2	188,1	0,294	1691	170,2	0,314
6	1498,5	633,4	0,34	1986,8	206,4	0,355	2996,7	–	–
7	2162,2	687,3	0,212	3009,1	–	–	3554,5	–	–
8	2938,5	619,5	0,2	3629,9	–	–	–	–	–
9	3613,4	–	–	–	–	–	–	–	–
10	–	–	–	–	–	–	–	–	–
11	–	–	–	–	–	–	–	–	–
12	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Tab. 4.6. Moduł zachowawczy E' i współczynnik strat η^* bituminu (StP Vizomat)

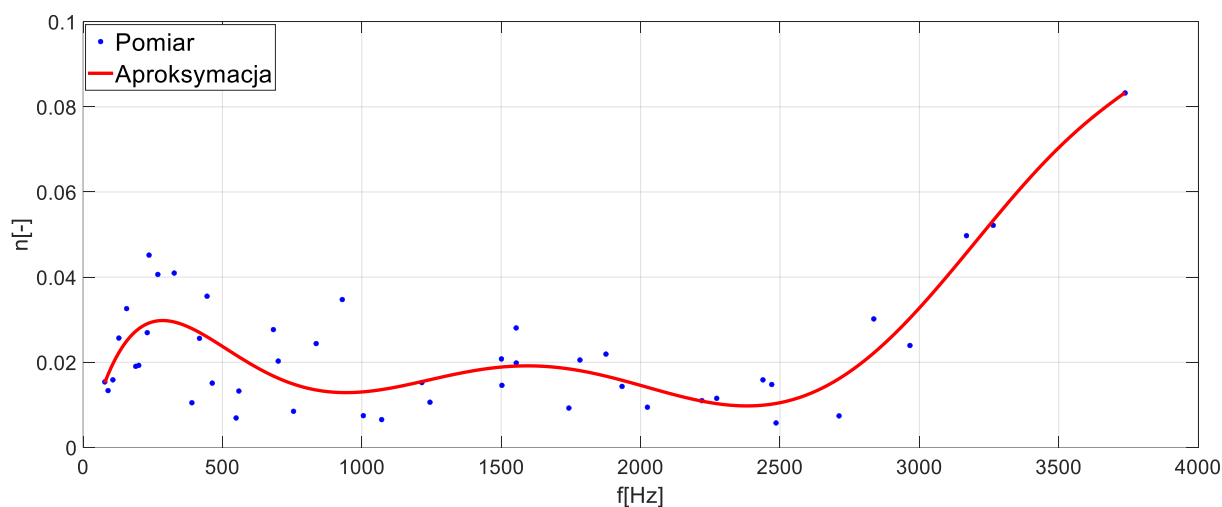
Długość próbki	250 mm			230 mm			210 mm			190 mm		
Nr modu	Częst. rez. (f_{250}) [Hz]	Moduł zach. (E'_{250}) [MPa]	Współ. strat (η^*_{250}) [-]	Częst. rez. (f_{230}) [Hz]	Moduł zach. (E'_{230}) [MPa]	Współ. strat (η^*_{230}) [-]	Częst. rez. (f_{210}) [Hz]	Moduł zach. (E'_{210}) [MPa]	Współ. strat (η^*_{210}) [-]	Częst. rez. (f_{190}) [Hz]	Moduł zach. (E'_{190}) [MPa]	Współ. strat (η^*_{190}) [-]
1	8,8	–	–	10,4	–	–	12,4	–	–	15,4	–	–
2	61,6	417,9	0,449	71	397,8	0,445	83,7	364	0,367	102	391,9	0,509
3	166,3	485,3	0,58	192,7	475	0,634	231,8	531	0,371	282,5	527,4	0,383
4	338,4	597,3	0,548	390,6	521,4	0,445	465,4	493,3	0,445	581,3	510,1	0,494
5	584,1	625,7	0,703	705,3	623,9	0,577	844,1	611,3	0,6	822,4	139,6	0,5
6	977,2	936,2	0,627	1379,1	825,7	0,498	1089,3	193,7	0,5	1404,7	390,8	0,441
7	1135,9	307,1	0,936	1833,4	816,9	0,258	1611,4	412,8	0,234	1994,1	451,5	0,501
8	1574,2	493,2	0,099	2490,9	994,3	0,09	2140	394	0,538	2498,2	–	–
9	2029,4	502,3	0,572	3003,1	–	–	2488,8	169,6	0,5	2984,1	–	–
10	2503,1	422,6	0,318	3666,6	–	–	2994,6	–	–	–	–	–
11	2978,9	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
12	3456	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Długość próbki	170 mm			150 mm			130 mm			X		
Nr modu	Częst. rez. (f_{170}) [Hz]	Moduł zach. (E'_{170}) [MPa]	Współ. strat (η^*_{170}) [-]	Częst. rez. (f_{150}) [Hz]	Moduł zach. (E'_{150}) [MPa]	Współ. strat (η^*_{150}) [-]	Częst. rez. (f_{130}) [Hz]	Moduł zach. (E'_{130}) [MPa]	Współ. strat (η^*_{130}) [-]			
1	19,4	–	–	24,8	–	–	33	–	–			
2	124,9	387,5	0,488	155,9	418,3	0,472	202,4	450,3	0,408			
3	343,6	423,5	0,367	447,6	420,2	0,594	619,8	467,7	0,61			
4	366,3	125,8	0,792	1074,3	825,5	0,76	1172,3	280,8	0,86			
5	746	171,5	0,89	1566,5	538,3	0,246	1977,5	431,7	0,63			
6	1135,2	96,5	0,5	2178,9	317,1	0,487	2484,7	–	–			
7	1683,4	147,4	0,92	2487,7	–	–	2994,5	–	–			
8	2489,7	188,7	0,328	2978,7	–	–	3682,4	–	–			
9	2970,9	–	–	3701,6	–	–	–	–	–			
10	–	–	–	–	–	–	–	–	–			
11	–	–	–	–	–	–	–	–	–			
12	–	–	–	–	–	–	–	–	–			

Obliczone parametry materiałowe zostały przedstawione w formie wykresu punktowego. Na osi rzędnych zdefiniowano wartość modułu zachowawczego E' [Pa] lub współczynnika strat η^* [-], zaś na osi odciętych częstotliwość f [Hz]. W celu określenia linii trendu dla poszczególnych zbiorów danych posłużono się Curve Fitting Toolbox dostępnym w środowisku MATLAB. Wykorzystując metodę najmniejszych kwadratów, punkty zostały aproksymowane przy pomocy wielomianu siódmego stopnia.



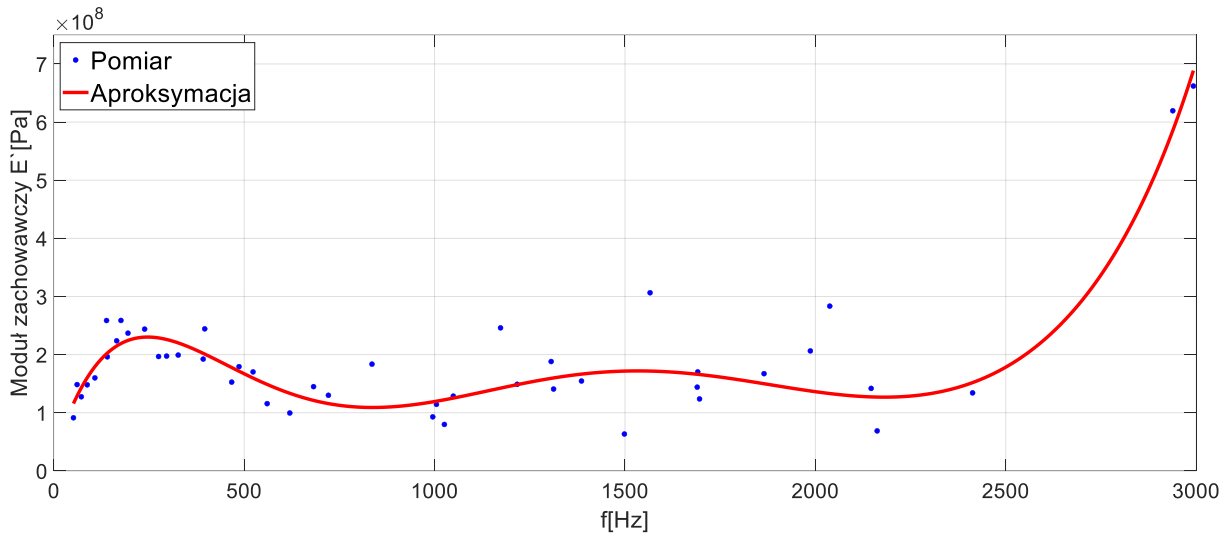
Rys. 4.1. Moduł zachowawczy E' w dziedzinie częstotliwości – stop aluminium AW-2017A

Na rys. 4.1 przedstawiono moduł zachowawczy stopu aluminium AW-2017A. Dla niskich częstotliwości osiągnął on najmniejsze wartości, po czym wzrósł i oscylował wokół 60 GPa.



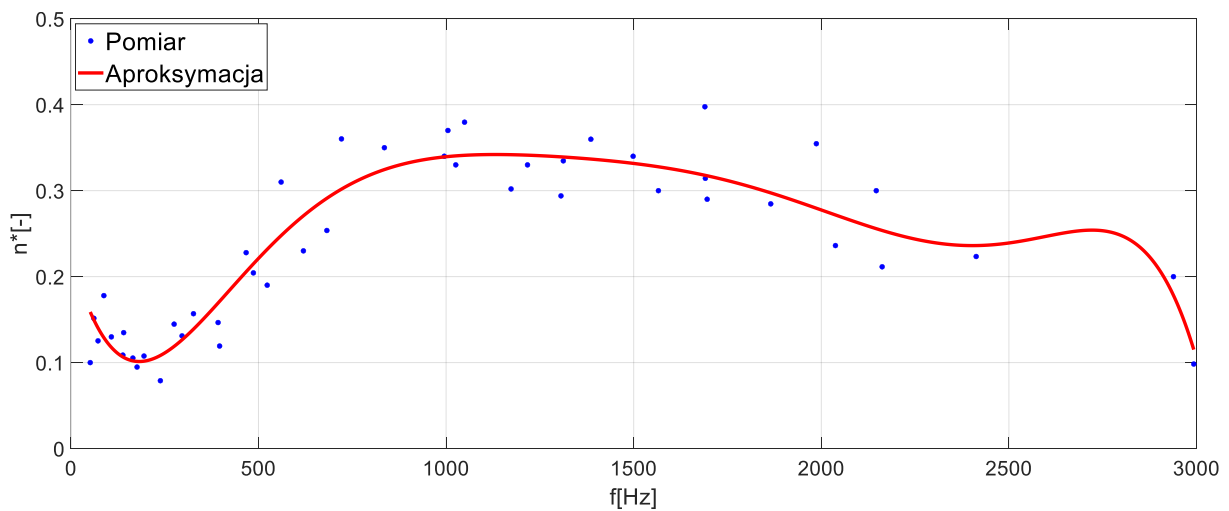
Rys. 4.2. Współczynnik strat η^* w dziedzinie częstotliwości – stop aluminium AW-2017A

Przedstawione na rys. 4.2 wartości współczynnika strat stopu aluminium osiągały niewielkie wartości, świadczyło to o tym, że materiał ten nie rozproszył dobrze energii wibracji.



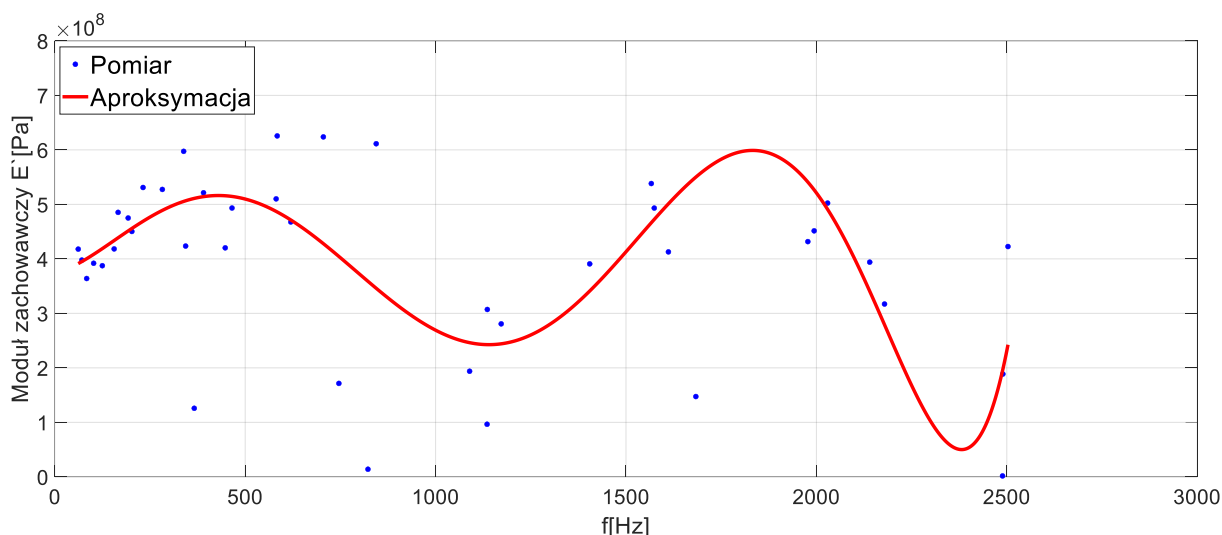
Rys. 4.3. Moduł zachowawczy E' w dziedzinie częstotliwości – guma butylowa (StP Noiseblock)

Na rys. 4.3 przedstawiono moduł zachowawczy gumy butylowej (StP Noiseblock) w dziedzinie częstotliwości. Wartości E' materiału lepkosprężystego były o dwa rzędy mniejsze niż wartości tego parametru odpowiadające stopowi aluminium.



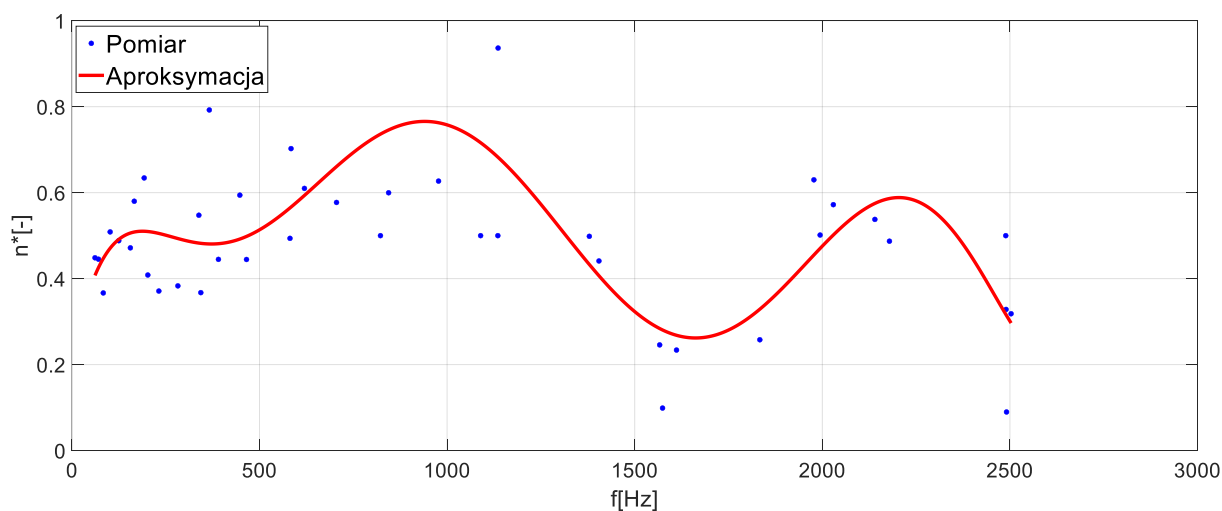
Rys. 4.4. Współczynnik strat η^* w dziedzinie częstotliwości – guma butylowa (StP Noiseblock)

Na rys. 4.4 została przedstawiona zmiana współczynnika strat gumy butylowej (StP Noiseblock) w dziedzinie częstotliwości. Zdolności dyssypacyjne tego materiału zwiększały się wraz ze wzrostem częstotliwości. Maksimum tłumienia występowało w zakresie od 750 Hz do 2 kHz.



Rys. 4.5. Moduł zachowawczy E' w dziedzinie częstotliwości – bitumin (StP Vizomat)

Na rys. 4.5 przedstawiono moduł zachowawczy materiału bitumicznego (StP Vizomat) w dziedzinie częstotliwości. Wartości E' materiału lepkosprężystego były o dwa rzędy wielkości mniejsze niż wartości tego parametru odpowiadające stopowi aluminium.

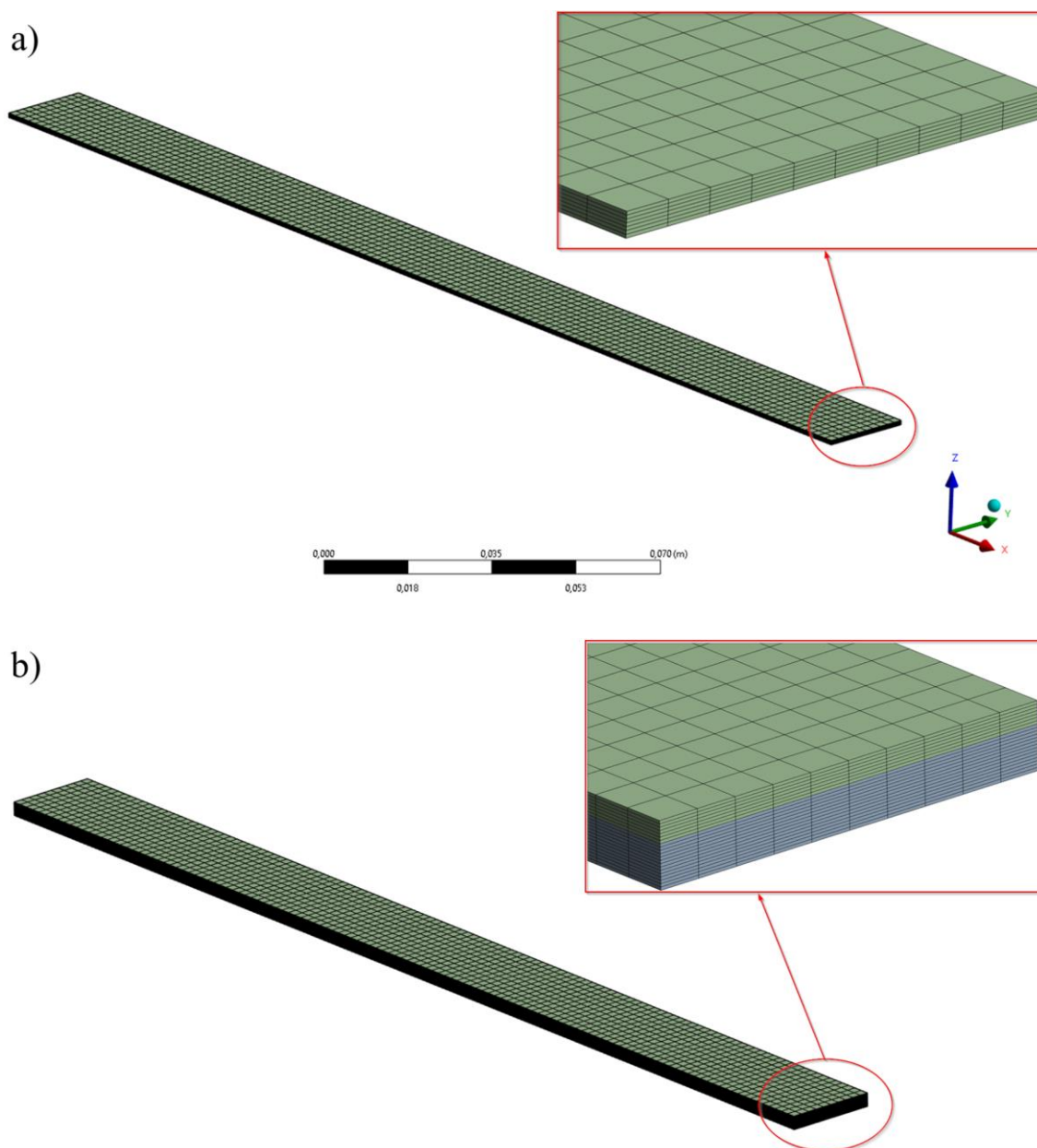


Rys. 4.6. Współczynnik strat η^* w dziedzinie częstotliwości – bitumin (StP Vizomat)

Na rys. 4.6. zaobserwować można było wpływ częstotliwości na wartość współczynnika strat materiału bitumicznego (StP Vizomat). Wraz ze wzrostem częstotliwości materiał coraz lepiej dyssypował energię wibracji aż do częstotliwości ok. 900 Hz. Powyżej tej wartości można było zaobserwować spadek w zdolnościach tłumiących tego materiału i następnie ponowny wzrost. Pomimo wahań η^* , możliwości dyssypacyjne tego materiału były bardzo dobre (duże wartości w stosunku do współczynnika strat stopu aluminium AW-2017A).

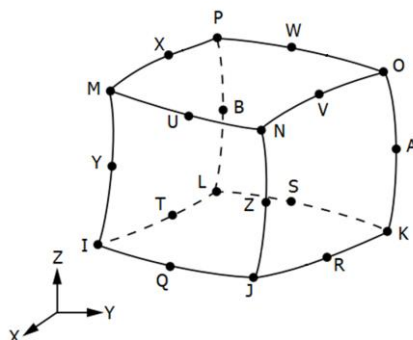
4.1. Walidacja modelu materiału lepkosprężystego

W celu dokonania walidacji opracowanych modeli materiałów, konieczne było przeprowadzenie symulacji numerycznej dokonanego eksperymentu z jak najlepszym odwzwiedleniem warunków rzeczywistych. Skonfrontowanie wyników symulacji z wynikami otrzymanymi w eksperymencie pozwoli na ocenę, czy opracowany model dobrze odwzodował rzeczywiste właściwości materiałowe. Obliczenia zostały przeprowadzone w środowisku ANSYS Workbench 2023 R2 przy pomocy modułu Mechanical [136].



Rys. 4.7. Model belki: a) próbka nr 1 – belka ze stopu AW-2017A, b) próbka nr 6 – FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock) i próbka nr 7 – FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)

Na rys. 4.7 przedstawiono zdyskretyzowane modele próbek. Do utworzenia siatki elementów skończonych wykorzystano trójwymiarowe strukturalne elementy wyższego rzędu SOLID186 (rys. 4.8).



Rys. 4.8. Element SOLID186 wykorzystany podczas analiz [136], [137], [138]

Elementy te składały się z 20 węzłów posiadających trzy stopnie swobody każdy, tj. translacje na osiach X, Y i Z. W celu oceny jakości siatki każdej z konfiguracji przedstawionej na rys. 4.7, posłużono się raportem, wygenerowanym w oprogramowaniu ANSYS. Zawierał on informacje o wskaźnikach jakości siatki: wartościach sugerowanych, krytycznych (po przekroczeniu których program komunikował o błędzie) oraz otrzymanych w wyniku dyskretyzacji modelu.

Tab. 4.7. Parametry jakości siatki modelu numerycznego

Kryterium jakości	Ostrzeżenie	Błąd	Belka bazowa	Belka z matą
Max. współ. kształtu (ang. aspect ratio)	5	1000	14	14
Min. jakość elementu (ang. element quality)	0,05	0,0005	0,131	0,131
Min. współ. jacobianu – węzły w narożach (ang. jacobian ratio – corner nodes)	0,05	0,025	1	1
Min. współ. jacobianu – punkty Gaussa (ang. jacobian ratio – Gauss points)	0,05	0,025	1	1
Max. długość krawędzi elementu (ang. element edge length) [10^{-3} m]	0,025	0,05	2	2

Max. kąt naroża (ang. corner angle) [°]	150	170	90	90
Min. długość krawędzi elementu (ang. element edge length) [10^{-4} m]	2,5	0,25	1,4	1,4
Max. skośność (ang. skewness)	0,9	0,999	$1,3 \cdot 10^{-10}$	$1,3 \cdot 10^{-10}$

Z zawartych w tab. 4.7 informacji wynikało, że wygenerowane siatki były dobrej jakości. Przekroczono nieznacznie sugerowaną wartość współczynnika kształtu oraz min. długość krawędzi elementu. Jednakże krytyczna wartość nie została przekroczona przez wskaźniki.

W kolejnym kroku odwzorowano połączenie belki i maty. Ich stykające się powierzchnie zamodelowano kontaktem związanym (ang. bonded) [136].

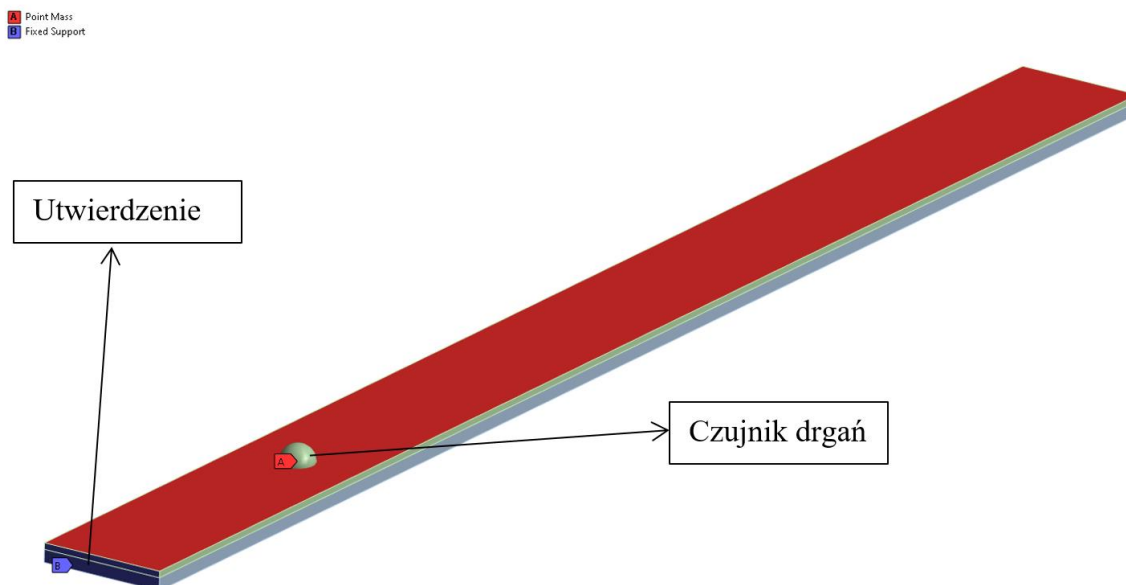
Tab. 4.8. Parametry modeli próbek nr 1, 6 i 7

		Próbka nr 1 belka ze stopu aluminium AW-2017A	Próbka nr 6 FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)	Próbka nr 7 FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)
Parametry geometryczne	Długość [mm]	250	250	250
	Szerokość [mm]	20	20	20
	Grubość [mm]	1	2	2
Parametry materiałowe	Gęstość [$\frac{kg}{m^3}$]	2770	2000	1700
	Wsp. Poissona [–]	0,33	0,44*	0,44*
Wszystkie parametry określone dla temperatury 22°C.				

*na podstawie [20], [21]

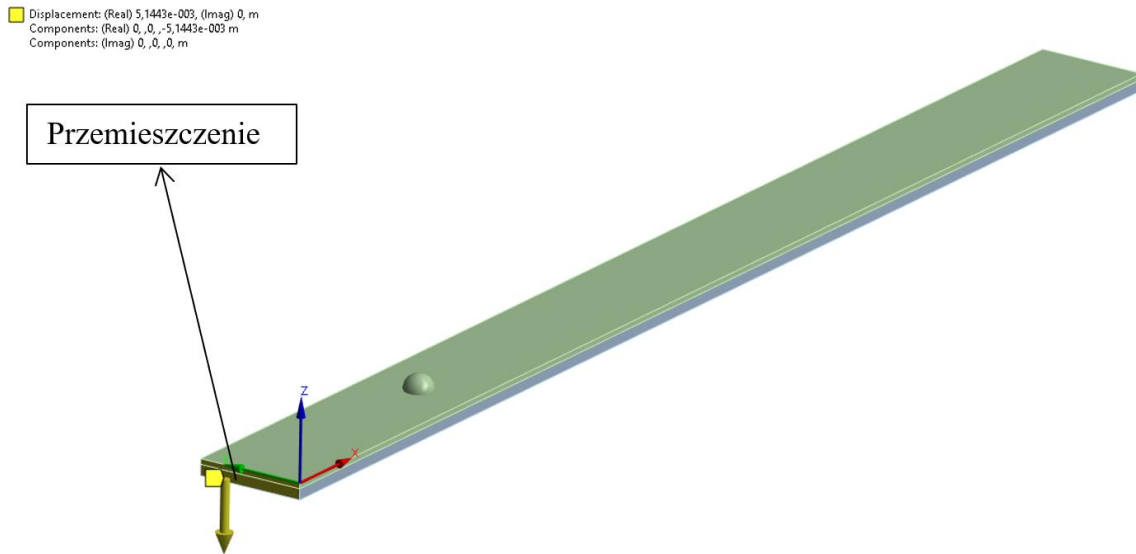
W tab. 4.8 zebrano wymiary modeli numerycznych próbek oraz ich dane materiałowe. Parametry modalne (moduł zachowawczy E' i współczynnik strat η) pozyskane w eksperymencie wprowadzono przy pomocy następujących komend w języku APDL: TB, ELASTIC oraz TB, SDAMP [136]. Dla każdej z badanych próbek przeprowadzono analizę modalną (Modal) oraz harmoniczną (Harmonic Response) [136]. Pierwsza pozwoliła obliczyć częstotliwości i postaci drgań własnych, zaś druga funkcję odpowiedzi częstotliwościowej (FRF). W analizie modalnej jedynym koniecznym warunkiem brzegowym było

utwierdzenie końca belki (fixed support) [136]. W ten sposób odwzorowano zamocowanie płaskownika do głowicy wzbudnika. Dodatkowo w miejscu czujnika umieszczono masę punktową modelującą akcelerometr (rys. 4.9). Podczas analizy modalnej próbki nr 1 pominięty został wpływ tłumienia. W przypadku próbek nr 6 i 7 obliczeń dokonano przy pomocy solvera Full Damped [136], który uwzględnił właściwości dyssypacyjne materiałów.

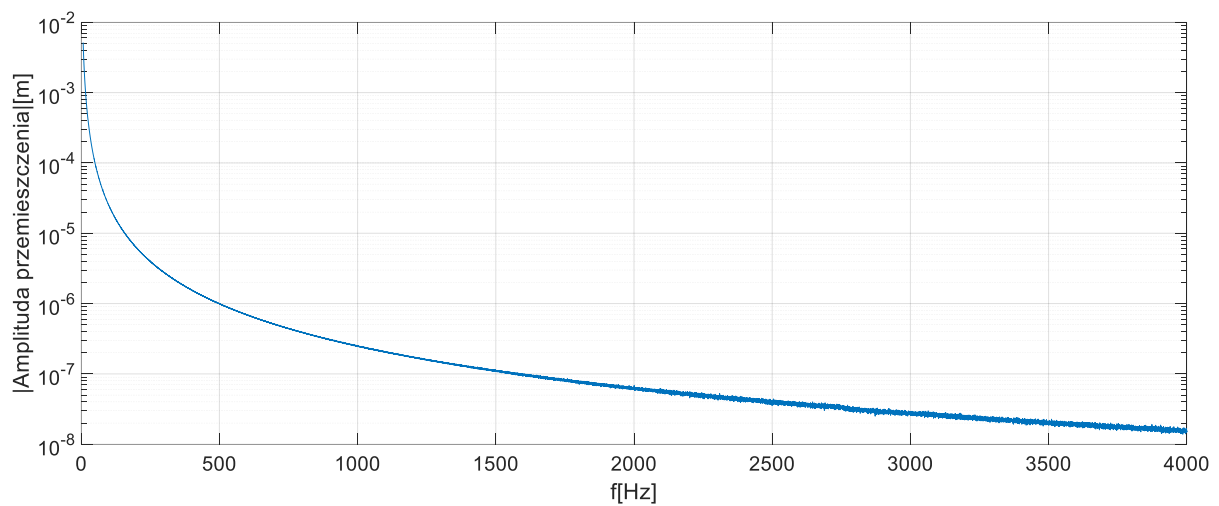


Rys. 4.9. Umieszczenie masy punktowej i utwierdzenia w modelu

W przypadku analizy harmoniczej skorzystano z solvera Full [136], który w przeciwieństwie do Mode Superposition [136] uwzględnił zmianę parametrów modalnych wraz z częstotliwością. Jako wymuszenie przyjęto przemieszczenie końca belki (base excitation [136]) zmienne wraz z częstotliwością (rys. 4.10 i 4.11), które zostało pozyskane z danych zmierzonych podczas eksperymentu przez akcelerometr znajdujący się na głowicy wzbudnika.



Rys. 4.10. Umieszczenie wymuszenia w modelu



Rys. 4.11. Przemieszczenie głowicy wzbudnika w funkcji częstotliwości

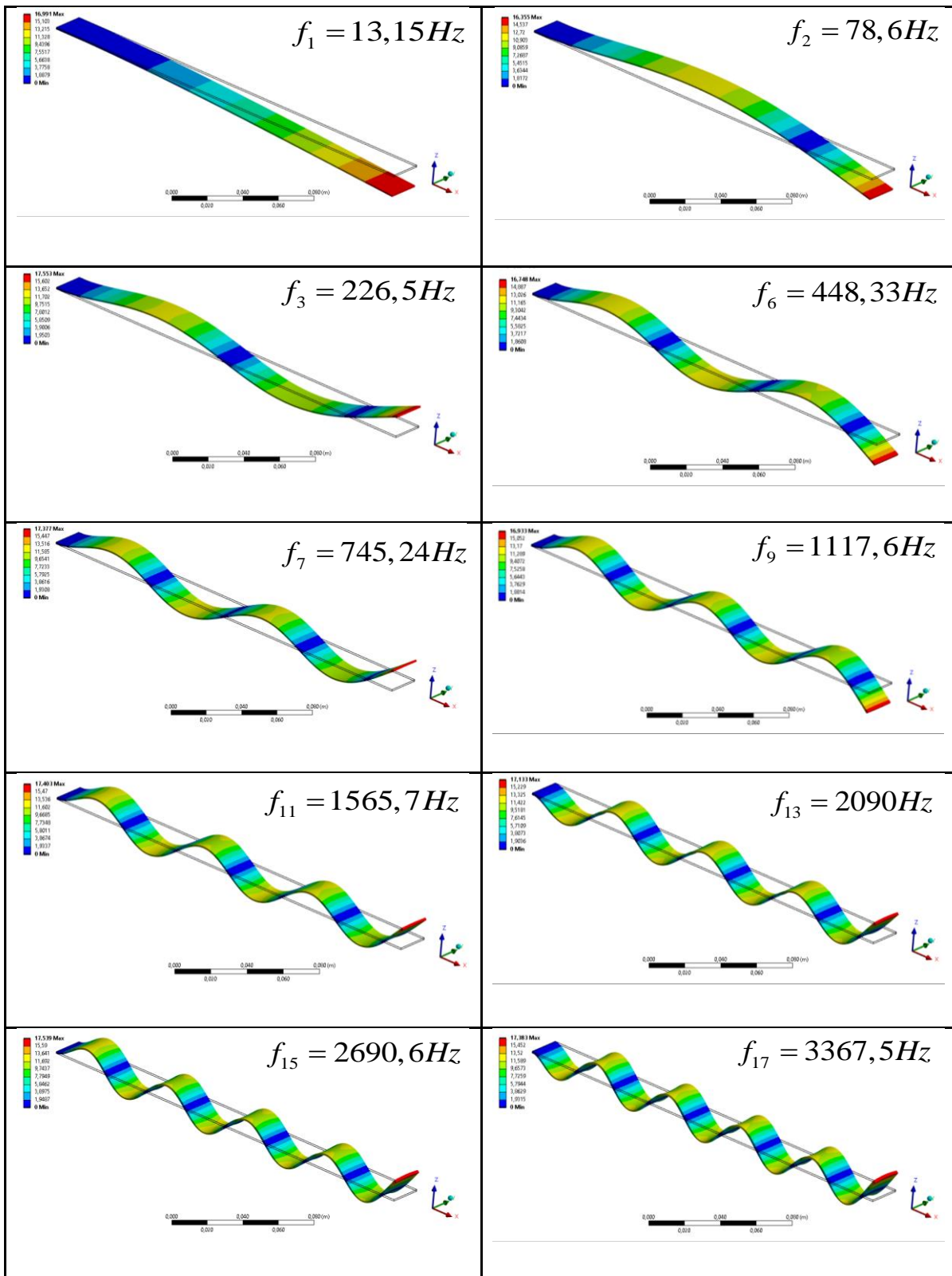
Podczas przeprowadzania eksperymentalnej analizy modalnej, z użyciem wzbudnika drgań, nie było możliwe wykrycie wszystkich rezonansów mechanicznych ze względu na ograniczenia wynikające ze sposobu pomiaru. Stąd wyniki otrzymane podczas symulacji numerycznej zawierały znacznie więcej informacji. Poniżej zebrano w formie tabeli (tab. 4.9) częstotliwości rezonansowe każdej z próbek otrzymane podczas eksperymentu i obliczeń numerycznych (analiza modalna).

Tab. 4.9. Porównanie wyników numerycznej i eksperymentalnej analizy modalnej próbek nr 1, 6 i 7

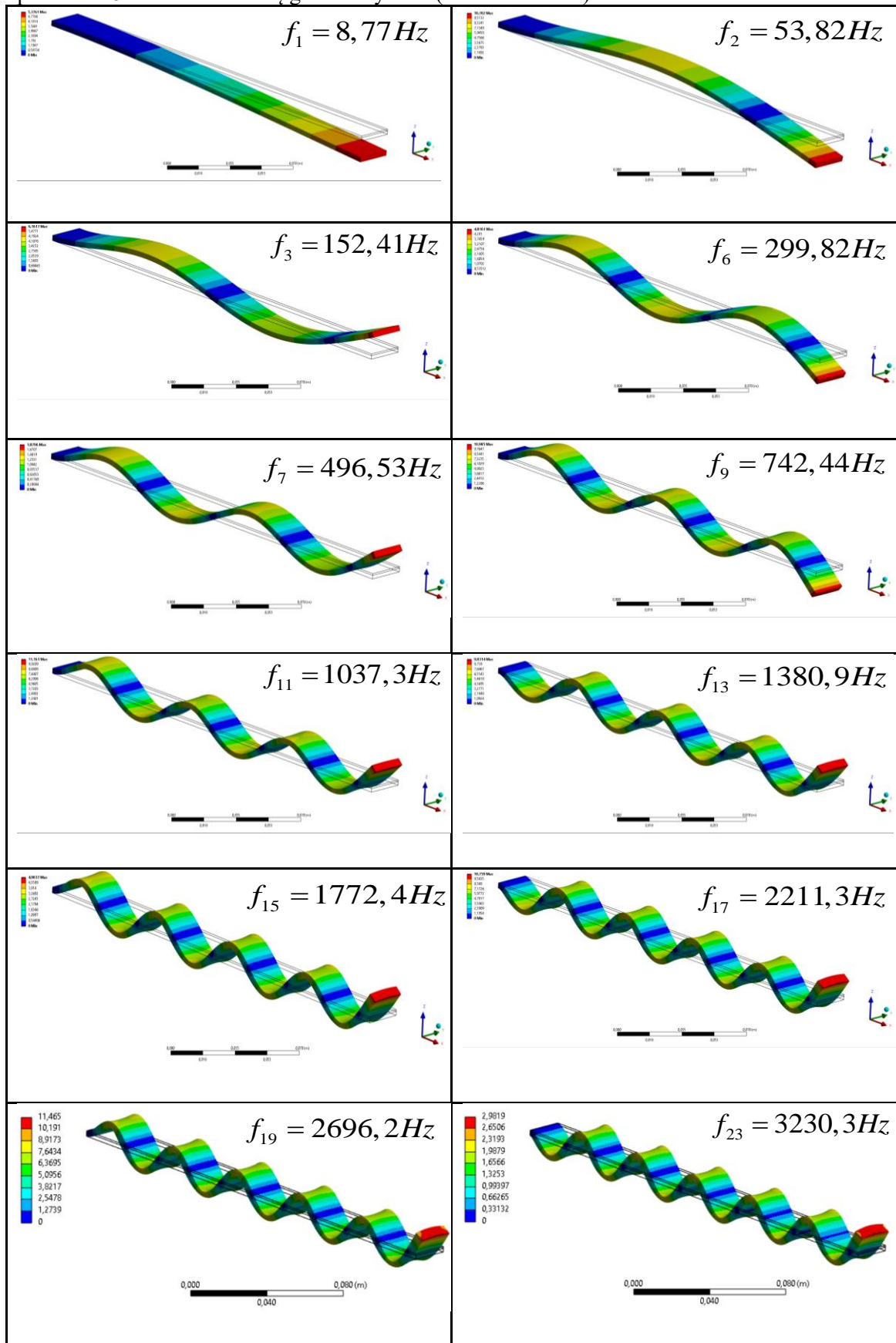
Nr częstotliwości rezonansowej	Częstotliwość rezonansowa [Hz]					
	Próbka nr 1 belka ze stopu aluminium AW-2017A		Próbka nr 6 FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)		Próbka nr 7 FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)	
	Eksperyment	MES	Eksperyment	MES	Eksperyment	MES
1	12,7	13,15	8,6	8,77	8,8	10,35
2	78	78,6	51,7	53,82	61,6	63,41
3	199,8	226,5	140,7	152,41	166,3	174,16
4	390,5	260,36	275,2	163,89	338,4	179,71
5	682,9	311,39	467,2	209,83	584,1	248,58
6	1071,2	448,33	721,2	299,82	977,2	353,45
7	1502,6	745,24	995,2	496,53	1135,9	585,02
8	1933,6	937,15	1312,5	611,37	1574,2	731,43
9	2486	1117,6	1689,7	742,44	2029,4	874,08
10	3169	1510,2	2146,5	991,04	2503,1	1055,7
11	–	1565,7	3004,1	1037,3	2978,9	1220,2
12	–	1574	3651	1047,	3456	1236,3
13	–	2090	–	1380,9	–	1622,8
14	–	2226,8	–	1453,4	–	1739,2
15	–	2690,6	–	1772,4	–	2081,3
16	–	2902,6	–	1892,4	–	2263,3
17	–	3367,5	–	2211,3	–	2594,7
18	–	3606,8	–	2346,8	–	2801,8
19	–	–	–	2696,2	–	2871,3
20	–	–	–	2720,3	–	3161,5
21	–	–	–	2821,3	–	3337,6
22	–	–	–	3156,2	–	3368,9
23	–	–	–	3230,3	–	3783,9
24	–	–	–	3316,4	–	3957,4
25	–	–	–	3801,0	–	–
26	–	–	–	3834,7	–	–

Konieczne było przyporządkowanie sobie częstotliwości rezonansowych z pomiaru i symulacji. Do tego celu posłużyły postacie drgań otrzymane w wyniku symulacji MES. Piezoelektryczny czujnik drgań mierzył przyspieszenie tylko w osi pionowej, zatem należało wykluczyć te częstotliwości rezonansowe, dla których odkształcenia występowały w pozostałych kierunkach.

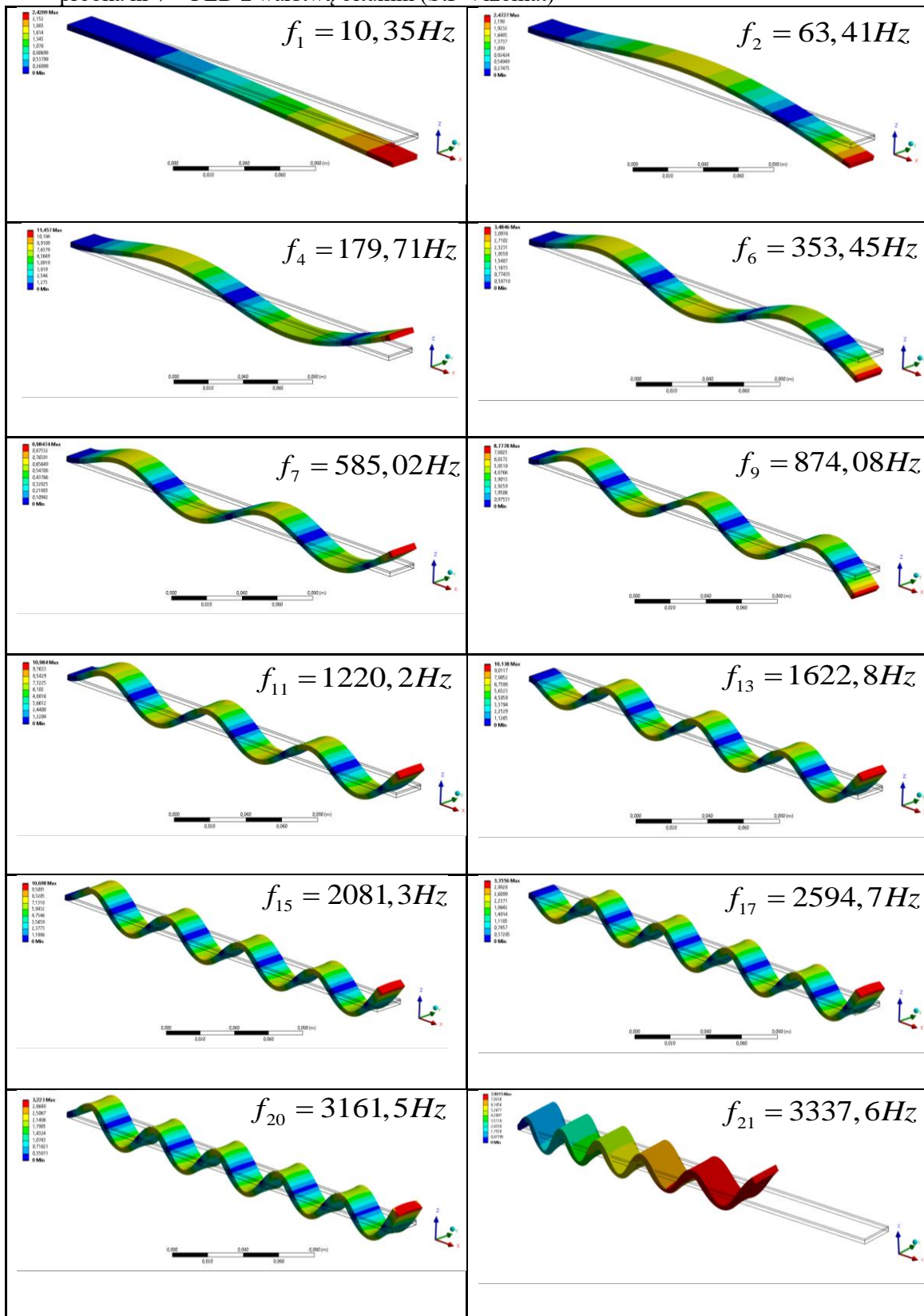
Tab. 4.10. Wyodrębnione z analizy MES postacie drgań własnych wraz z częstotliwościami – próbka nr 1 – belka ze stopu aluminium AW-2017A



Tab. 4.11. Wyodrębnione z analizy MES postacie drgań własnych wraz z częstotliwościami – próbka nr 6 – FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)



Tab. 4.12. Wyodrębnione z analizy MES postacie drgań własnych wraz z częstotliwościami – próbka nr 7 – FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)



W tab. 4.10 – 4.12 zawarto postacie drgań, dla których odkształcenia występowały w osi OZ. Kierunek ten pokrywał się z osią, w której poruszała się głowica wzbudnika. Przy każdej postaci zapisano odpowiadającą jej częstotliwość rezonansową otrzymaną w wyniku obliczeń numerycznych. W indeksie dolnym częstotliwości zapisano numer postaci zgodny z symulacją. Przykładowo $f_6 = 299,82$ Hz, to wartość szóstej częstotliwości rezonansowej (a co za tym idzie szóstej postaci drgań) otrzymanej w wyniku symulacji MES.

Tab. 4.13. Częstotliwości rezonansowe pozyskane w eksperymencie oraz odpowiadające im wartości otrzymane w symulacji MES (analiza modalna)

Nr częstotliwości rezonansowej wg eksperymentu	Częstotliwość rezonansowa [Hz]					
	Próbka nr 1 belka ze stopu aluminium AW-2017A		Próbka nr 6 FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)		Próbka nr 7 FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)	
	Eksperyment	MES	Eksperyment	MES	Eksperyment	MES
1	12,7	13,154	8,6	8,7666	8,8	10,348
2	78	78,6	51,7	53,823	61,6	63,409
3	199,8	226,5	140,7	152,41	166,3	179,71
4	390,5	448,33	275,2	299,82	338,4	353,45
5	682,9	745,24	467,2	496,53	584,1	585,02
6	1071,2	1117,6	721,2	742,44	977,2	874,08
7	1502,6	1565,7	995,2	1037,3	1135,9	1220,2
8	1933,6	2090	1312,5	1380,9	1574,2	1622,8
9	2486	2690,6	1689,7	1772,4	2029,4	2081,3
10	3169	3367,5	2146,5	2211,3	2503,1	2594,7
11	–	–	3004,1	2696,2	2978,9	3161,5
12	–	–	3651	3230,3	3456	3337,6

W tab. 4.13 przedstawiono częstotliwości rezonansowe pozyskane w eksperymencie oraz odpowiadające im wartości otrzymane w symulacji MES. W celu oszacowania jakości numerycznego rozwiązania, obliczony został wskaźnik NRFD (ang. Normalized Relative Frequency Difference). Określał on względny błąd pomiędzy każdą częstotliwością mierzoną a otrzymaną w wyniku obliczeń.

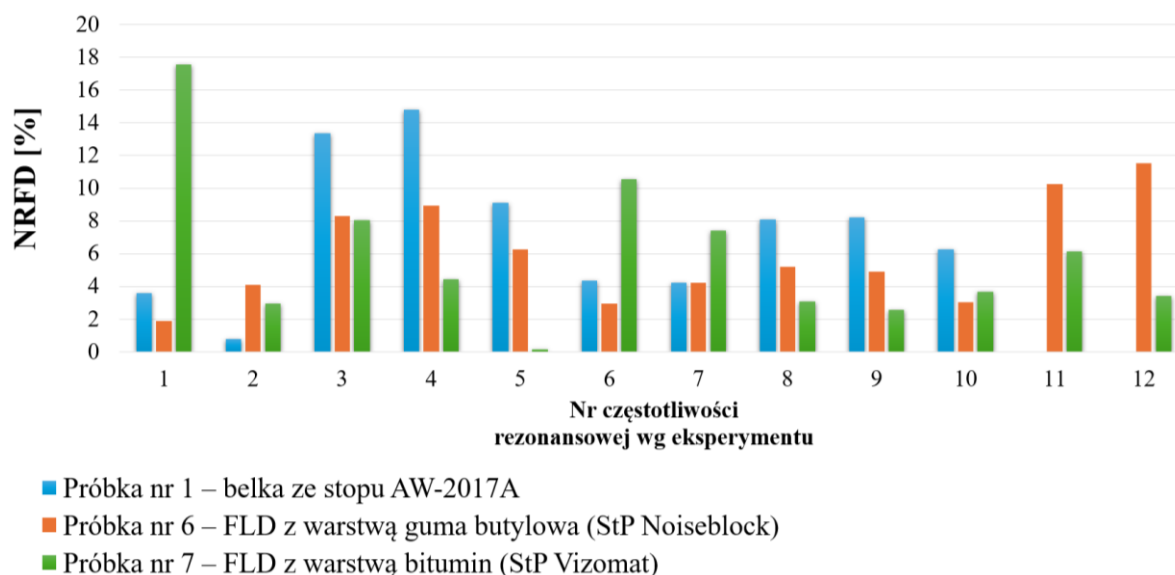
$$NRFD = \frac{|f_{pomiar} - f_{symulacja}|}{f_{pomiar}} \cdot 100\% , \quad (4.3)$$

gdzie: f_{pomiar} - zmierzona częstotliwość rezonansowa, $f_{symulacja}$ - częstotliwość rezonansowa otrzymana w wyniku symulacji MES [139].

Tab. 4.14. Wskaźnik NTFD – eksperymentalna analiza modalna vs. numeryczna analiza modalna

Nr częstotliwości rezonansowej wg eksperymentu	NTFD [%]		
	Próbka nr 1 belka ze stopu aluminium AW-2017A	Próbka nr 6 FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)	Próbka nr 7 FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)
1	3,57	1,86	17,59
2	0,77	4,11	2,94
3	13,36	8,32	8,06
4	14,81	8,95	4,45
5	9,13	6,28	0,16
6	4,33	2,95	10,55
7	4,20	4,23	7,42
8	8,09	5,21	3,09
9	8,23	4,89	2,56
10	6,26	3,02	3,66
11	–	10,25	6,13
12	–	11,52	3,43

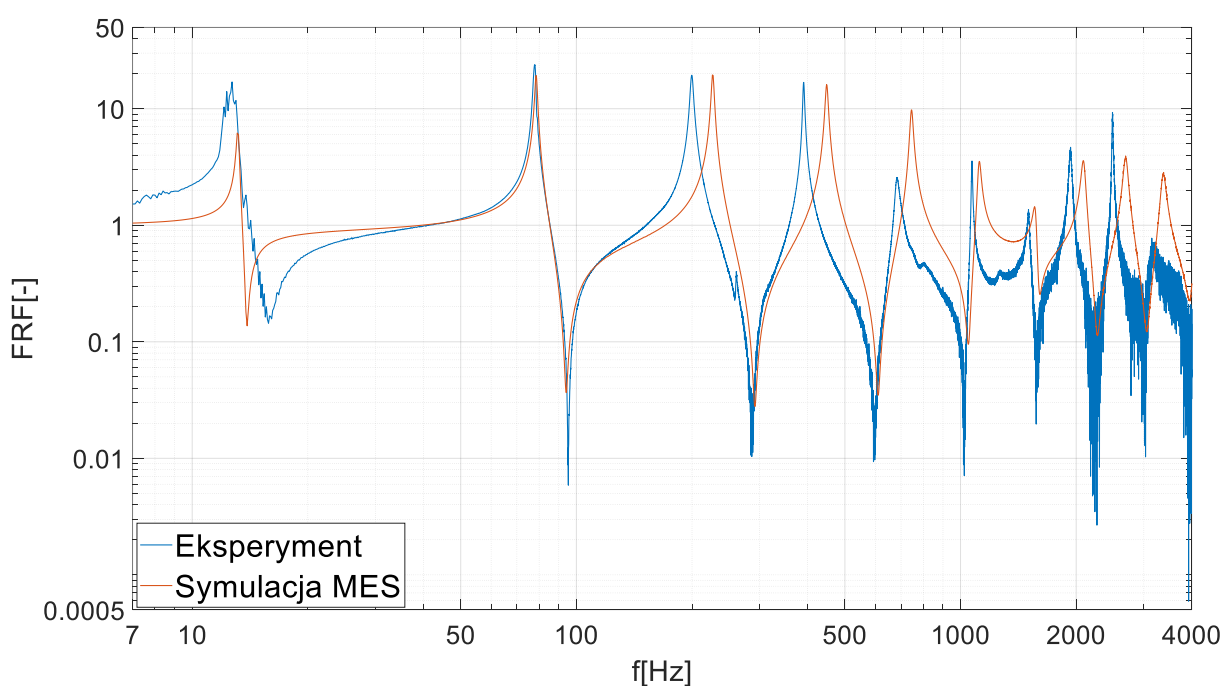
W tab. 4.14 zebrano wartości wskaźnika NTFD dla każdej częstotliwości rezonansowej próbek nr 1, 6 i 7. W celu lepszej wizualizacji błędu, przedstawiono go w postaci wykresu słupkowego na rys. 4.12.



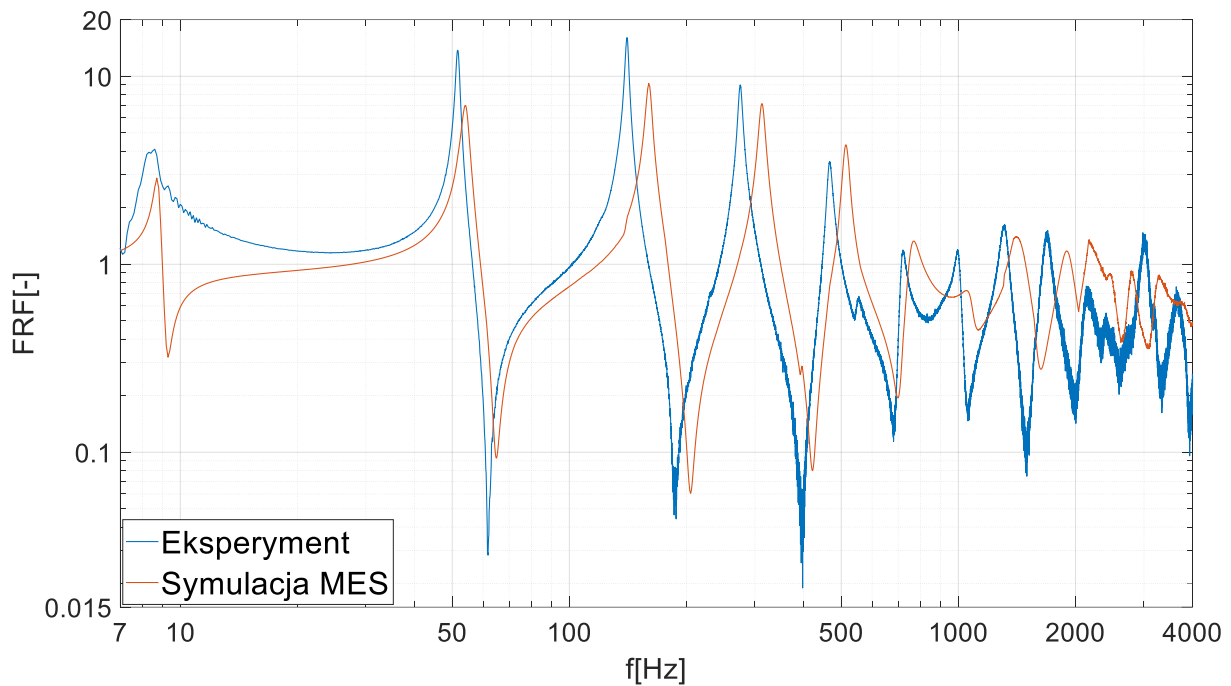
Rys. 4.12. Wskaźnik NTFD [%] częstotliwości rezonansowych próbek nr 1, 6 i 7

Wyniki przedstawione w tab. 4.14 oraz na rys. 4.12 wskazują, że jedynie dla sześciu częstotliwości błąd przekroczył 10%. Największą wartość NRFD zaobserwowano dla pierwszej częstotliwości rezonansowej próbki nr 7 (FLD z warstwą bitumin (StP Vizo-mat)). Różnica między wartościami wynosiła w tym przypadku 1,5 Hz, duża wartość wskaźnika wynikała z faktu, że w mianowniku (4.3) wartością referencyjną była zmierzona częstotliwość, która w pierwszym rezonansie była mała.

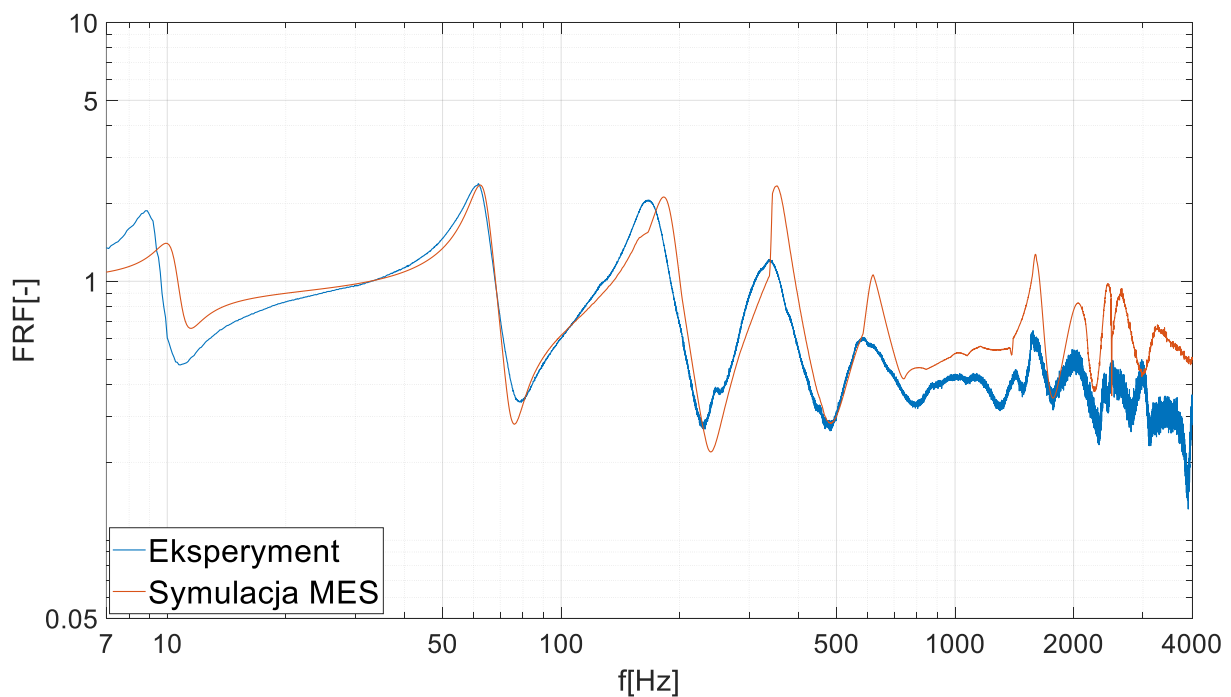
W wyniku numerycznej analizy harmonicznego otrzymano wykresy funkcji odpowiedzi częstotliwościowej (FRF), dla każdej z próbek. Poniżej nałożono na siebie krzywe otrzymane w eksperymencie i symulacji.



Rys. 4.13. Wartości FRF uzyskane w badaniach doświadczalnych i symulacji MES próbki nr 1 – belka ze stopu aluminium AW-2017A



Rys. 4.14. Wartości FRF uzyskane w badaniach doświadczalnych i symulacji MES próbki nr 6 – FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)



Rys. 4.15. Wartości FRF uzyskane w badaniach doświadczalnych i symulacji MES próbki nr 7 – FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)

Porównywanie pojedynczych funkcji odpowiedzi częstotliwościowych to zadanie trudne. Klasycznym podejściem jest naniesienie na siebie krzywych otrzymanych w eksperymencie i symulacji jak to zrobiono na rys. 4.13 – 4.15 [29]. Na wstępnym etapie porównawczej analizy wyników można zauważyć podobieństwo między krzywami

pomiarowymi a otrzymanymi w wyniku obliczeń numerycznych. Świadczy to (z punktu widzenia jakościowego) o dobrym odwzorowaniu eksperymentów w analizach numerycznych. Na wykresach (rys. 4.13 – 4.15) wystąpiło nieznaczne przesunięcie pomiędzy krzywymi w dziedzinie częstotliwości oraz amplitud przy jednoczesnym zachowaniu podobnego kształtu charakterystyki.

W celu ilościowego porównania wyników symulacji MES i eksperymentu zebrano poniżej częstotliwości rezonansowe próbek nr 1, 6 i 7 (tab. 4.15).

Tab. 4.15. Porównanie wyników eksperymentalnej analizy modalnej i numerycznej analizy harmonicznej próbek nr 1, 6 i 7

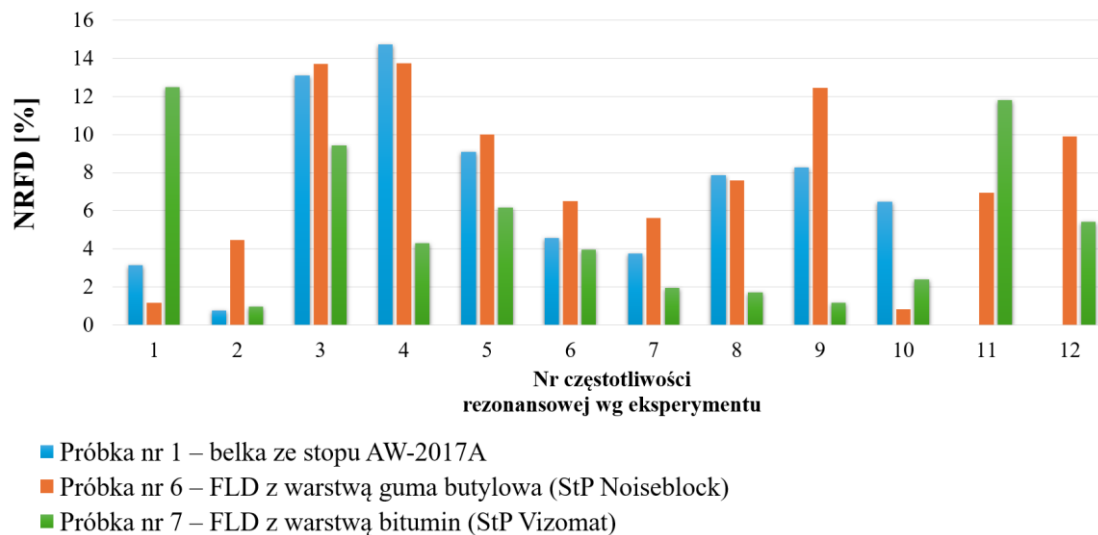
	Próbka nr 1 belka ze stopu aluminium AW-2017A		Próbka nr 6 FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)		Próbka nr 7 FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)	
Nr częstotliwości rezonansowej wg eksperymentu	Częstotliwość rezonansowa [Hz]					
	Ekspere- ryment	MES	Ekspere- ryment	MES	Ekspere- ryment	MES
1	12,7	13,1	8,6	8,7	8,8	9,9
2	78	78,6	51,7	54	61,6	62,2
3	199,8	226	140,7	160	166,3	182
4	390,5	448	275,2	313	338,4	353
5	682,9	745	467,2	514	584,1	620
6	1071,2	1120	721,2	768	977,2	1016
7	1502,6	1559	995,2	1051	1135,9	1158
8	1933,6	2086	1312,5	1412	1574,2	1601
9	2486	2692	1689,7	1900	2029,4	2053
10	3169	3374	2146,5	2164	2503,1	2443
11	–	–	3004,1	2796	2978,9	2627
12	–	–	3651	3289	3456	3269

W celu porównania częstotliwości rezonansowych otrzymanych podczas eksperymentalnej analizy modalnej z pozyskanymi w wyniku numerycznej analizy harmonicznej skorzystano z równania (4.3). W tab. 4.16. zebrano wartości wskaźnika NRFD każdej częstotliwości rezonansowej próbek nr 1, 6 i 7.

Tab. 4.16. Porównanie wyników eksperymentalnej analizy modalnej i numerycznej analizy harmonicznej próbek nr 1, 6 i 7 – wskaźnik NRRFD

	Próbka nr 1 belka ze stopu aluminium AW-2017A	Próbka nr 6 FLD z warstwą guma butylowa (StP Noiseblock)	Próbka nr 7 FLD z warstwą bitumin (StP Vizomat)
Nr częstotliwości rezonansowej wg eksperymentu	<i>NRRFD</i> [%]		
1	3,15	1,16	12,50
2	0,77	4,45	0,97
3	13,11	13,72	9,44
4	14,72	13,74	4,31
5	9,09	10,02	6,15
6	4,56	6,49	3,97
7	3,75	5,61	1,95
8	7,88	7,58	1,70
9	8,29	12,45	1,16
10	6,47	0,82	2,40
11	–	6,93	11,81
12	–	9,92	5,41

W celu lepszej wizualizacji błędu, na rys. 4.16 przedstawiono wartości NRRFD w postaci wykresu słupkowego.



Rys. 4.16. Wskaźnik NRRFD [%] częstotliwości rezonansowych próbek nr 1, 6 i 7

Wyniki badań (rys. 4.16) wskazują, że jedynie dla kilku częstotliwości wartość NRRFD przekroczyła 10%. Największą jego wartość zaobserwowano dla częstotliwości: nr 1 (12,50 %, próbka nr 7), nr 3 i 4 (~14%, próbki nr 1 i 6) oraz nr 9 (12,45 %, próbka nr 6) i nr 11 (11,81 %, próbka nr 7). Podobnie jak uprzednio, różnica między wartościami jest niewielka, zaś duży błąd względny wynika m. in. z faktu, że w mianowniku wzoru (4.3)

wartością referencyjną była częstotliwość o małej wartości (dla rezonansów nr 1, 3 i 4).

Bazując na tym, że wskaźnik NRFD, dla analizy modalnej i harmoniczej, osiągnął niskie wartości oraz oceniając jakościowo rys. 4.13 – 4.15, można stwierdzić, że opracowane modele numeryczne w sposób poprawny odwzorowały przeprowadzone eksperymenty. Z powyższego wynika, że uzyskane w niniejszym rozdziale dane materiałowe (współczynnik strat η^* i moduł zachowawczy E' w funkcji częstotliwości) są poprawne i mogą być wykorzystane w analizach dynamicznych obiektów o złożonej geometrii.

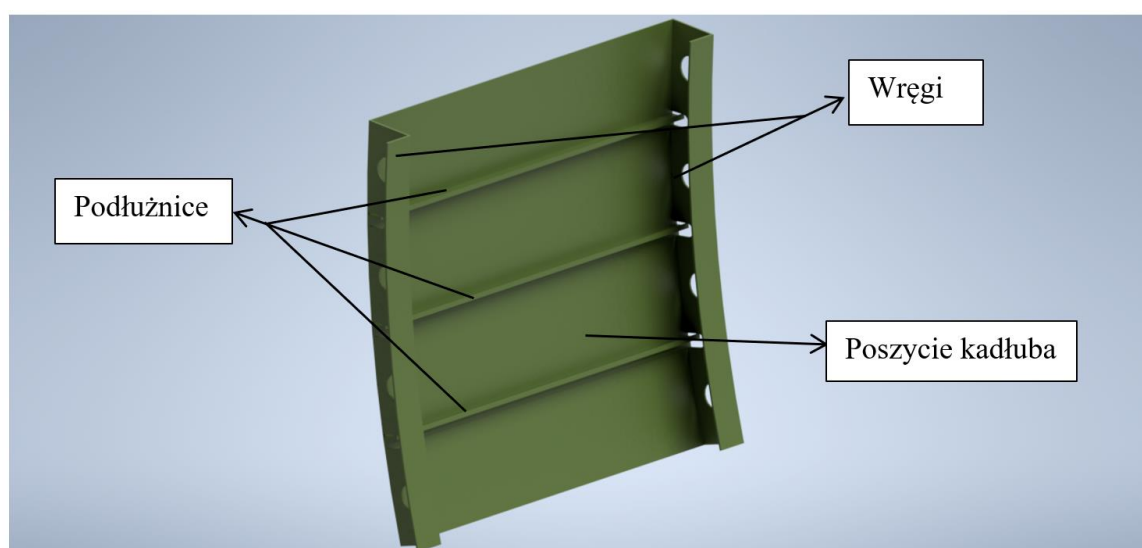
5. Ocena skuteczności pasywnej wibroizolacji w różnej konfiguracji geometrycznej na przykładzie analizy harmonicznej fragmentu kadłuba samolotu

W przypadku samolotów turbośmigłowych, główne źródło hałasu to obracające się śmigła silników, które wirując generują okresowe ciśnienie akustyczne. W wyniku tego zjawiska na powierzchni kadłuba generowane są interferencje fal dźwiękowych związanych z polami akustycznymi poszczególnych śmigieł. Przykładem samolotu, który doświadczał powyżej opisanych zjawisk, był Bombardier Dash-8 Q400 (rys. 5.1). Powyższe zjawisko zostało odwzorowane w analizie harmonicznej.



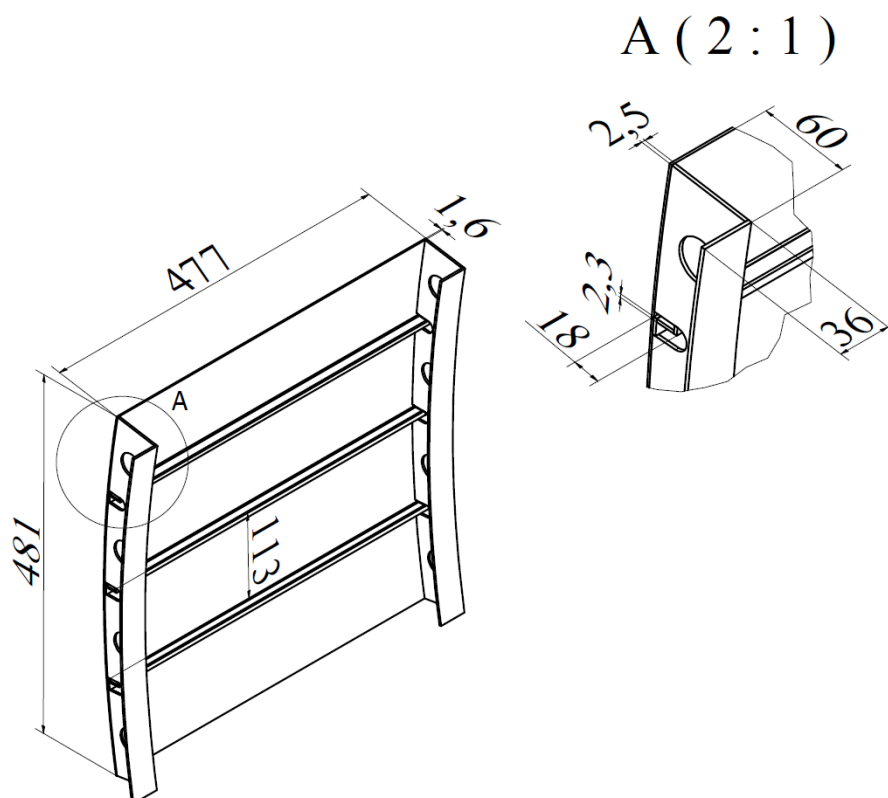
Rys. 5.1. Widok samolotu Bombardier Dash-8 Q400

W przeprowadzonych w niniejszej pracy symulacjach wykorzystano model fragmentu kadłuba samolotu Bombardier Dash-8 Q400. Geometria modelu fragmentu kadłuba została utworzona na podstawie informacji zawartych w publikacji [140].



Rys. 5.2. Model CAD fragmentu kadłuba samolotu Bombardier Dash-8 Q400 [140]

Fragment kadłuba przedstawiony na rys. 5.2 został zamodelowany przy pomocy oprogramowania Autodesk Inventor Professional 2023. Na rys. 5.3 przedstawiono główne wymiary modelu.



Rys. 5.3. Główne wymiary modelu fragmentu kadłuba [140]

Właściwości stopu aluminium, z którego skonstruowano fragment kadłuba, przyjęto na podstawie pracy [140] (tab. 5.1).

Tab. 5.1. Dane materiałowe stopu aluminium, zastosowanego w konstrukcji kadłuba samolotu Bombardier Dash-8 Q400

Parametr	Wartość
Gęstość $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	2720
Moduł Younga $[GPa]$	71
Współczynnik Poissona $[-]$	0,33
Współczynnik strat $[-]$	0,02

Jednym z najważniejszych kryteriów projektowych w lotnictwie jest minimalizacja masy. Z powyższego względu, w dalszych analizach oprócz pełnego materiału tłumiącego zastosowano wybrane ażurowe rodzaje wypełnienia (pokrycia powierzchni), które charakteryzują się mniejszą masą.

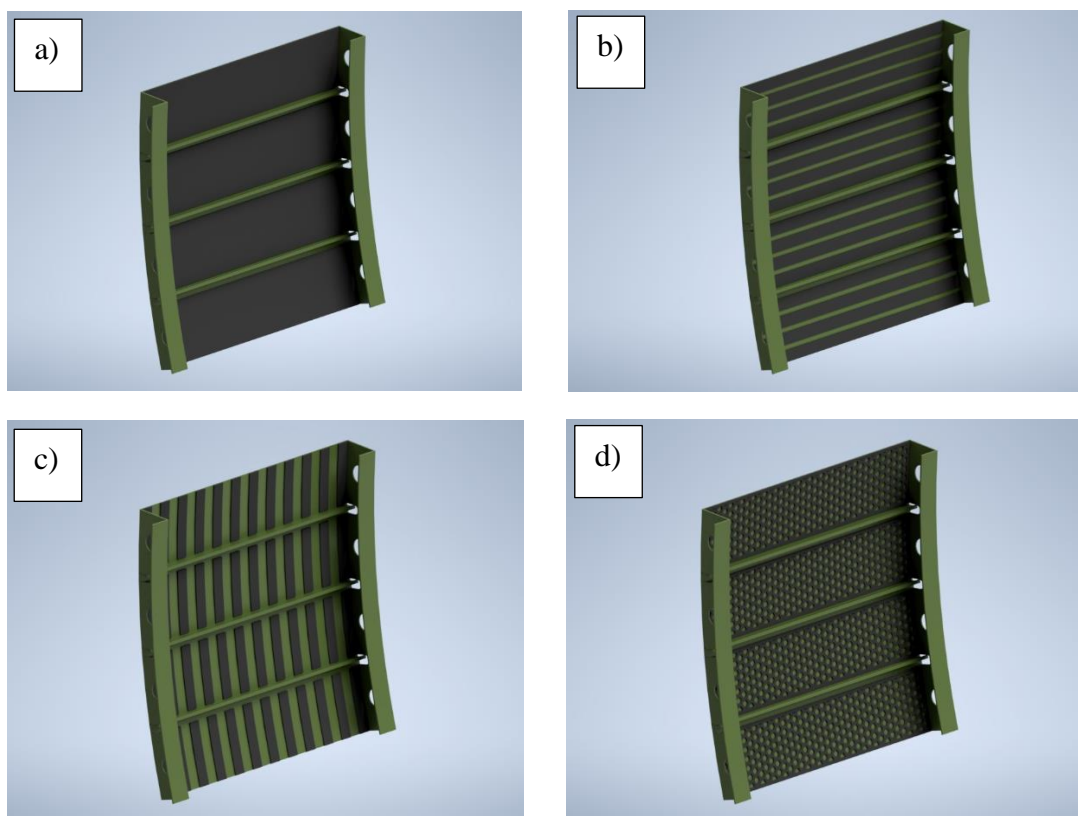
Analizie poddano cztery rodzaje pokrycia powierzchni fragmentu kadłuba (rys. 5.4):

1. pełne wypełnienie,
2. paski poziome,
3. paski pionowe,
4. plaster miodu

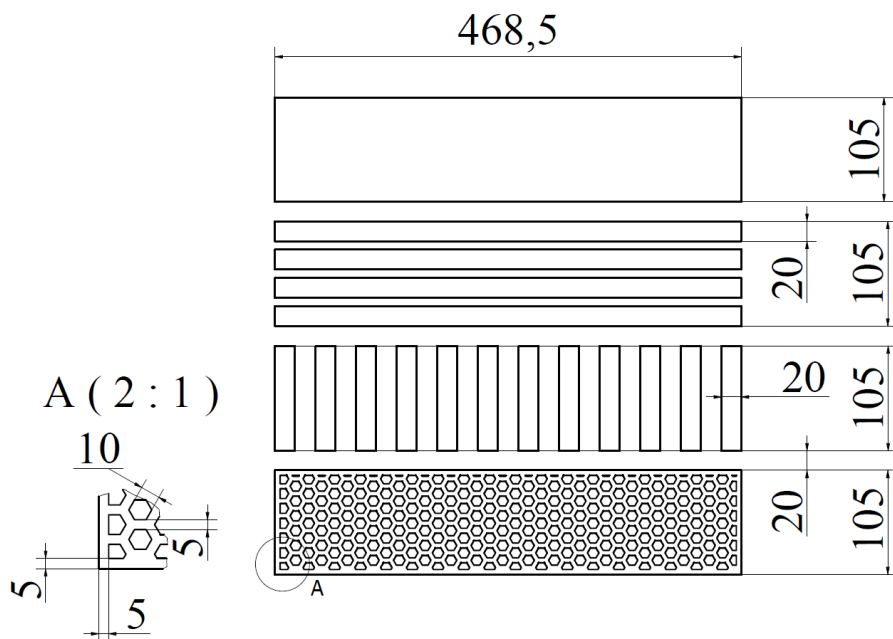
oraz dwa rodzaje materiału:

1. guma butylowa (wykorzystana w próbce nr 6),
2. materiał bitumiczny (wykorzystany w próbce nr 7).

Rozważono w sumie osiem konfiguracji geometryczno-materiałowych.



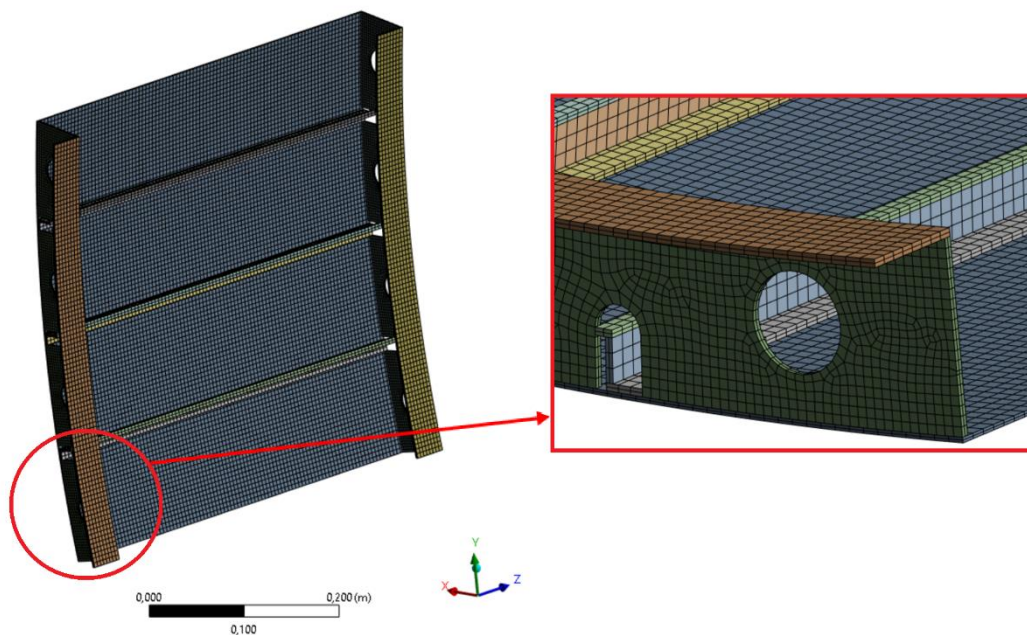
Rys. 5.4. Rodzaje pokrycia powierzchni kadłuba z matami tłumiącymi: a) pełne wypełnienie, b) paski poziome, c) paski pionowe, d) plaster miodu



Rys. 5.5. Wymiary mat tłumiących [mm]: a) pełne wypełnienie, b) paski poziome, c) paski pionowe, d) plaster miodu

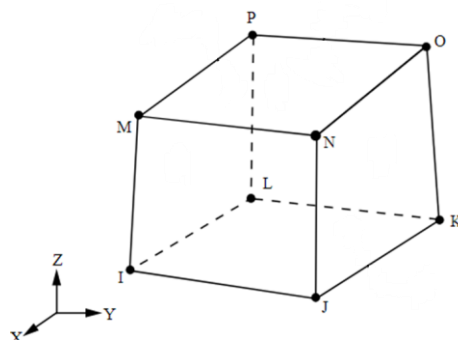
Na rys. 5.5 przedstawiono analizowane maty tłumiące z najważniejszymi wymiarami. Grubość każdej z nich to 2 mm. Właściwości fizyczne gumy butylowej i materiału bitumicznego zdefiniowano wykorzystując modele opracowane i zwalidowane w rozdziale 4.

W celu przeprowadzenia symulacji numerycznych konieczne było podzielenie modelu na elementy skończone (rys. 5.6).



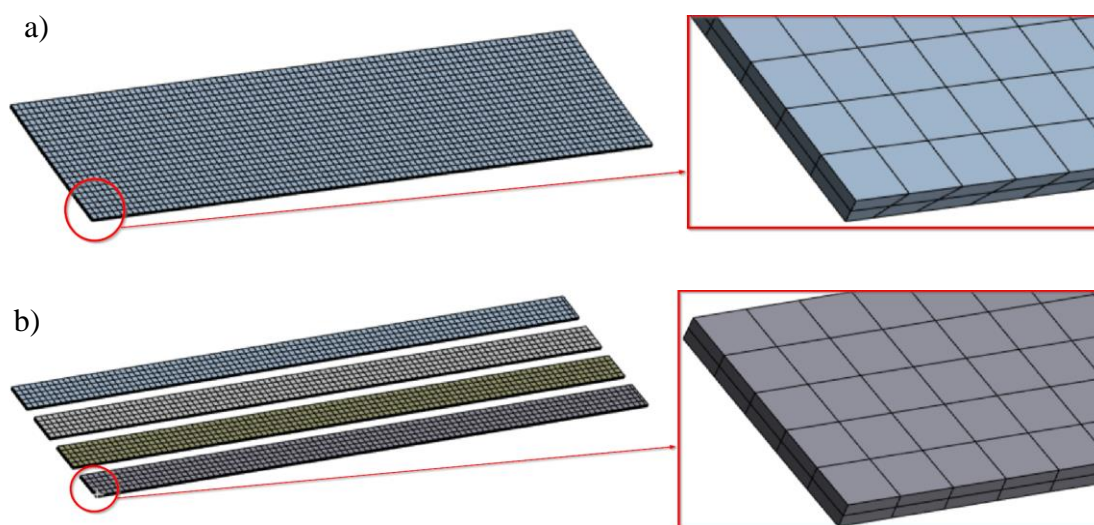
Rys. 5.6. Zdyskretyzowany model fragmentu kadłuba

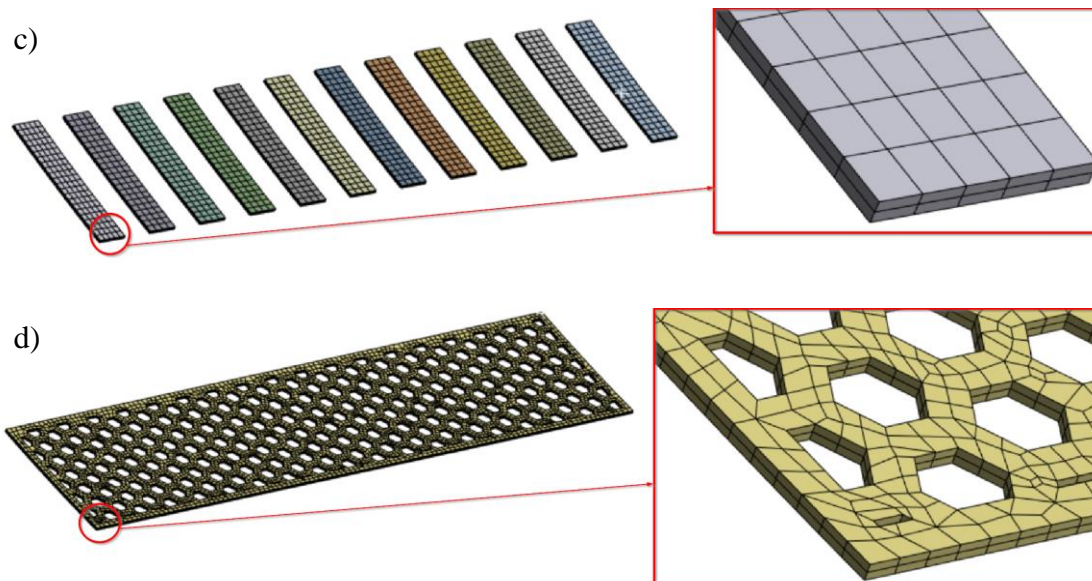
Na rys. 5.6 przedstawiono zdyskretyzowany model fragmentu kadłuba. Model numeryczny składał się z 37252 elementów oraz 61317 węzłów. Do utworzenia siatki elementów skończonych wykorzystano trójwymiarowe strukturalne elementy SOLID185 [136] (rys. 5.7).



Rys. 5.7. Element SOLID185 wykorzystany podczas analiz [136]

Elementy SOLID185 składają się z 8 węzłów, posiadających trzy stopnie swobody każdy, tj. translacje na osiach X, Y i Z. Na rys. 5.8 przedstawiono zdyskretyzowane modele mat tłumiących. Do utworzenia siatki elementów skończonych mat wykorzystano trójwymiarowe strukturalne elementy wyższego rzędu SOLID186 [136] (rys. 4.8). Elementy SOLID186 składają się z 20 węzłów posiadających trzy stopnie swobody każdy, tj. translacje na osiach X, Y i Z.





Rys. 5.8. Zdyskretyzowane maty tłumiące: a) pełne wypełnienie, b) paski poziome, c) paski pionowe, d) plaster miodu

W celu oceny jakości siatki każdej z konfiguracji przedstawionej na rys. 5.4, posłużono się raportem, wygenerowanym w oprogramowaniu ANSYS. Zawierał on informacje o wskaźnikach jakości siatki: wartościach sugerowanych, krytycznych (po przekroczeniu których program komunikuje o błędzie) oraz otrzymanych w wyniku dyskretyzacji modelu.

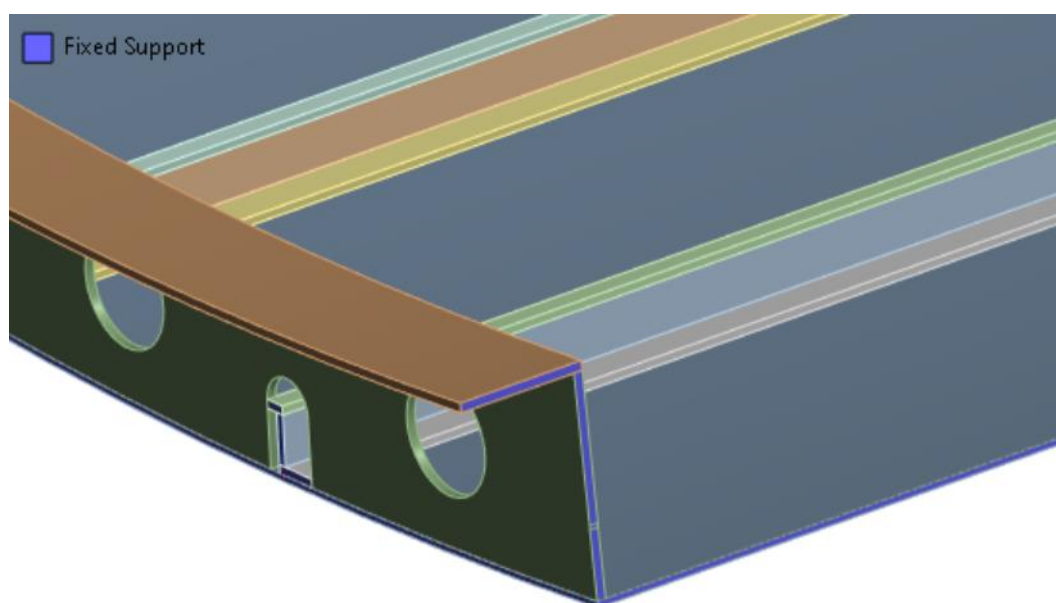
Tab. 5.2. Parametry jakości siatki modelu numerycznego

Kryterium jakości	Ostrzeżenie	Błąd	Pełne wypełnienie	Paski poziome	Paski pionowe	Plaster miodu
Max. współ. kształtu	5	1000	6,217	6,217	6,217	6,378
Min. jakość elementu	0,05	0,0005	0,293	0,293	0,293	0,17
Min. współ. jacobianu – węzły w narożach	0,05	0,025	0,31	0,31	0,31	0,115
Min. współ. jacobianu – punkty Gaussa	0,05	0,025	0,533	0,533	0,533	0,249
Max. długość krawędzi elementu [10^{-3} m]	71	142	5,7	5,7	5,7	6,4
Max. kąt naroża [$^{\circ}$]	150	170	149,71	149,72	148,26	167,79
Min. długość krawędzi elementu [10^{-4} m]	7,1	0,71	8	8	8	7,4
Max. skośność	0,9	0,999	0,663	0,664	0,647	0,864

Z zawartych w tab. 5.2 informacji wynika, że wygenerowane siatki były dobrej jakości. Przekroczono nieznacznie sugerowaną wartość współczynnika kształtu oraz (w przypadku kadłuba z matą plaster miodu) kąta naroża. Jednakże nigdzie wskaźniki nie przekroczyły wartości krytycznej.

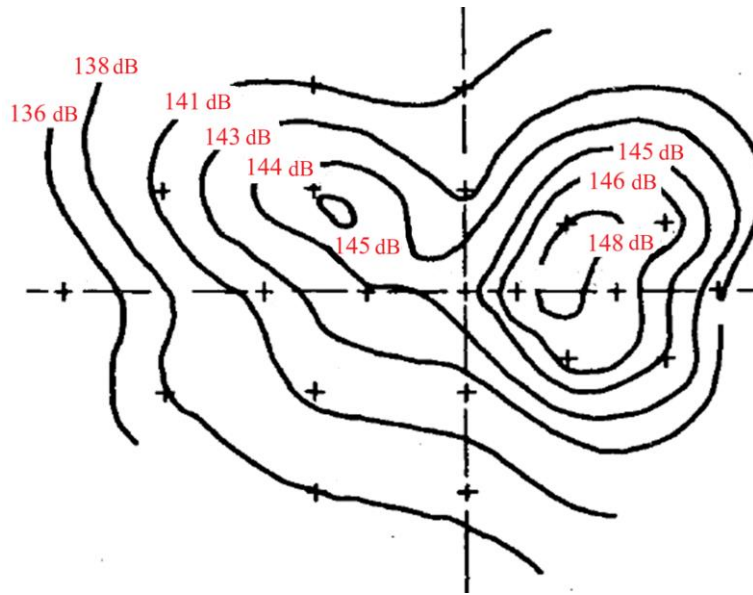
W kolejnym kroku zamodelowano połączenie poszczególnych elementów fragmentu kadłuba. Pomiędzy poszyciem a: wręgami, podłużnicami oraz matami zastosowano kontakt związany (ang. bonded) [136], który pozwala na połączenie elementów o liniowej oraz kwadratowej funkcji kształtu (SOLID185 oraz SOLID186).

Jako pierwszą symulację postanowiono przeprowadzić analizę harmoniczną samego fragmentu kadłuba. Brzegi modelu zostały utwierdzone przy pomocy fixed suport [136], podobnie jak przedstawiono to w [141] i [142] (rys. 5.9).



Rys. 5.9. Utwierdzenie brzegów modelu

Jako wymuszenie przyjęto ciśnienie akustyczne wywoływane obrotem śmigieł silnika. Ze względu na fakt, że nie znaleziono danych dotyczących rozkładu poziomego ciśnienia akustycznego, na kadłubie samolotu Bombardier Dash-8 Q400, posłużono się informacjami zawartymi w publikacji [143].



Rys. 5.10. Określony doświadczalnie rozkład poziomego ciśnienia akustycznego na kadłubie zaczerpnięty z pracy [143]

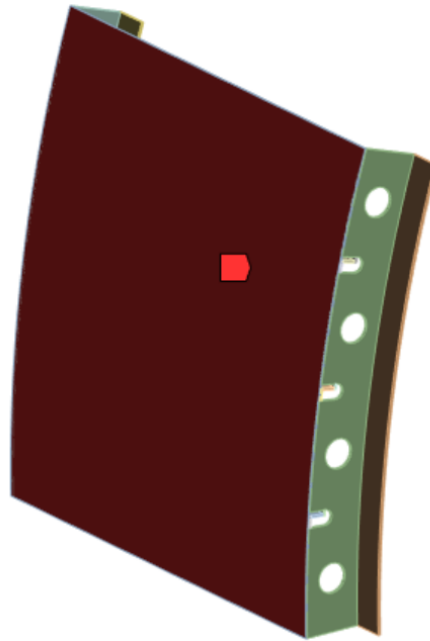
Na rys. 5.10 przedstawiono wyniki eksperymentu opisanego w pracy [143], w którym odwzorowano warunki pracy silnika turbośmigłowego i zmierzono poziom ciśnienia akustycznego na fragmencie kadłuba. Podobne zakresy wartości ciśnienia otrzymali autorzy w [144], [145] i [146]. Na tej podstawie przyjęto w symulacji poziom ciśnienia akustycznego występujący na powierzchni fragmentu kadłuba równy 140 dB. Zgodnie z informacjami zawartymi w [5] wiadomo, że:

$$L_p = 20 \log\left(\frac{p}{p_0}\right), \quad (5.1)$$

gdzie: L_p - poziom ciśnienia akustycznego [dB], p - ciśnienie akustyczne badanego dźwięku [Pa], p_0 - wartość ciśnienia odniesienia. Przekształcając wyrażenie (5.1) możliwe było wyznaczenie zależności określającej ciśnienie akustyczne:

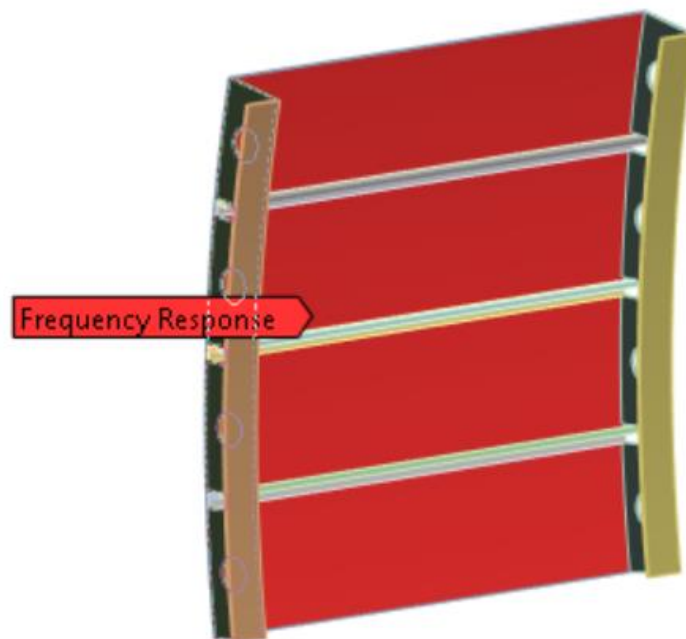
$$p = p_0 \cdot 10^{\frac{L_p}{20}}. \quad (5.2)$$

Wiedząc, że $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ [Pa] [143] oraz przyjmując $L_p = 140$ [dB] wartość ciśnienia akustycznego wyniosła $p = 200$ [Pa]. Otrzymana wartość mieściła się w rzędzie wielkości zmierzonych ciśnień akustycznych przedstawionych w pracy [147]. Posłużyła ona jako wymuszenie w analizie harmonicznej (rys. 5.11).

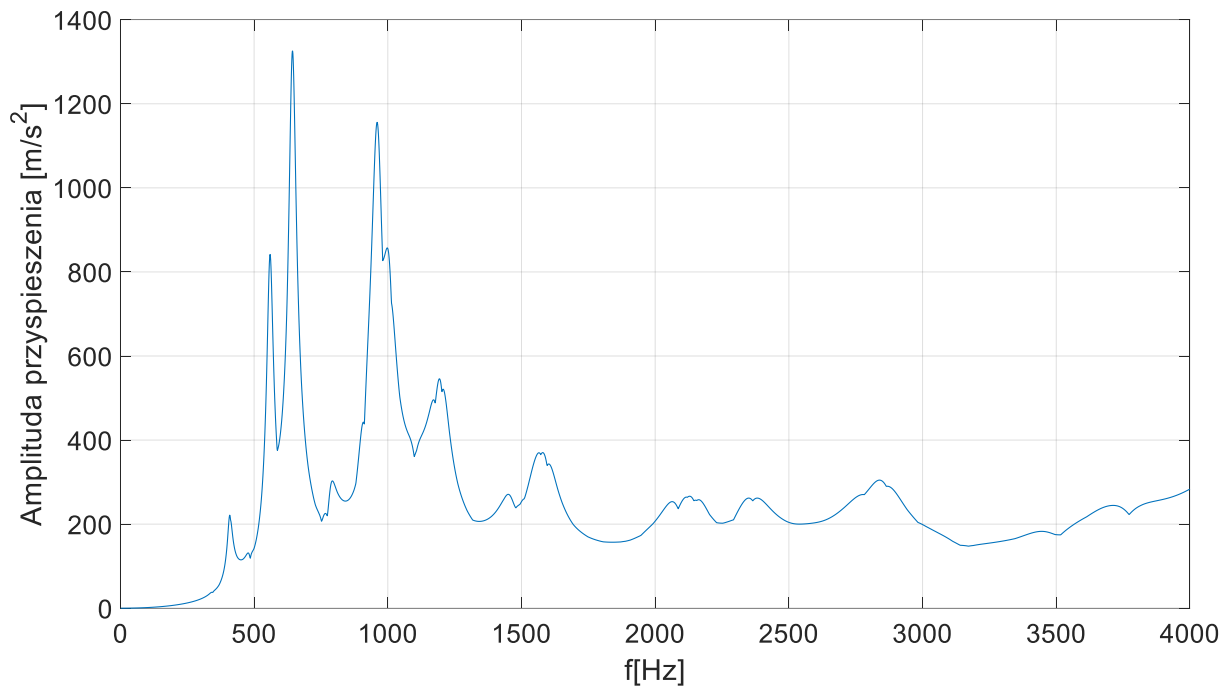


Rys. 5.11. Miejsce przyłożenia ciśnienia akustycznego do poszycia kadłuba

Symulację numeryczną wykonano w zakresie od 0 do 4kHz, korzystając z solvera Full [136]. Zakres częstotliwości wynikał z zakresu pracy systemu wibracyjnego Unholtz-Dickie UDCO-TA250, przy pomocy którego określono dane materiałowe (współczynnik strat η^* i moduł zachowawczy E'). W pierwszej kolejności określono wykres amplitudowo-częstotliwościowy przyspieszenia wewnętrznej części kadłuba (rys. 5.12).



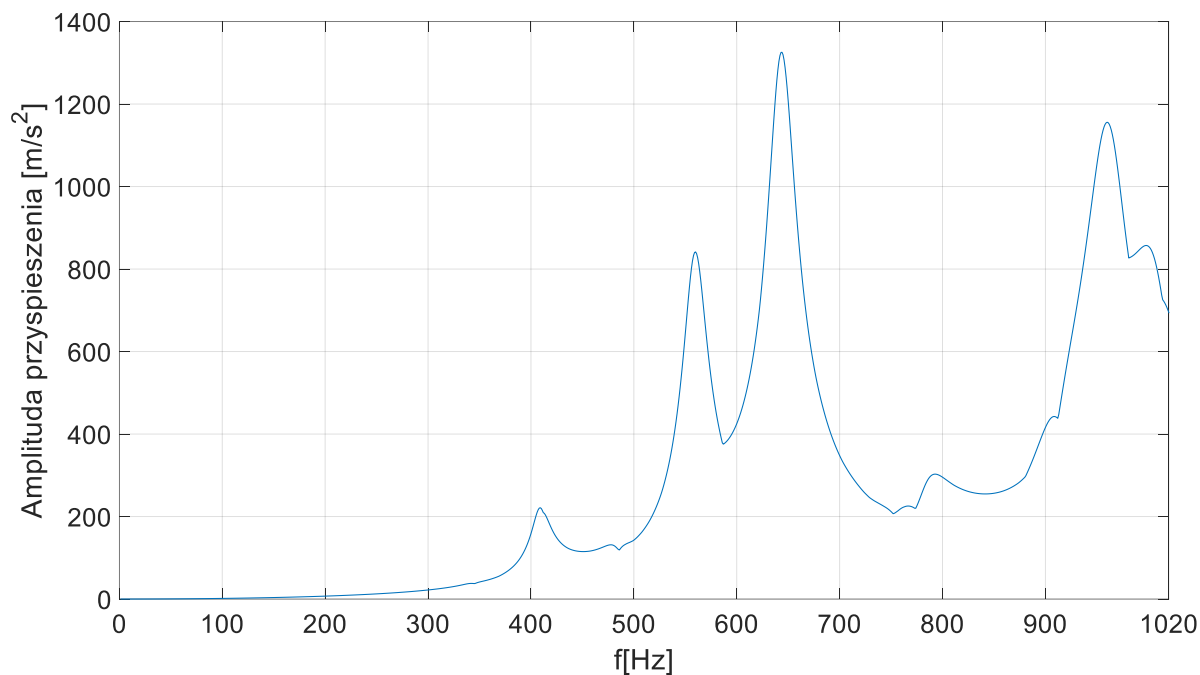
Rys. 5.12. Wewnętrzna powierzchnia kadłuba, na której określono amplitudę przyspieszenia



Rys. 5.13. Amplituda przyspieszenia wewnętrznej powierzchni kadłuba w funkcji częstotliwości

Na rys. 5.13. przedstawiono wykres amplitudowo-częstotliwościowy przyspieszenia wewnętrznej powierzchni kadłuba. Podczas generowania wykresu opcja Spatial Resolution została ustawiona na Use Maximum [136]. W wyniku wybranych ustawień, program tworzący charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową wybiera maksymalną wartość przyspieszenia spośród przyspieszeń węzłów tworzących wewnętrzną powierzchnię kadłuba. Wybór maksymalnej amplitudy przyspieszenia (spośród amplitud wszystkich węzłów tworzących wewnętrzną powierzchnię poszycia) odbywa się dla każdej częstotliwości wymuszenia.

Na rys. 5.13 widoczne jest, że powyżej częstotliwości równej ok. 1 kHz wartości amplitud znacząco zmalały. W związku z tym postanowiono zmniejszyć zakres rozważanych częstotliwości do 1020 Hz. Zakres ten obejmował amplitudy przyspieszeń o największych wartościach. W dalszych rozważaniach ograniczono symulacje do zakresu częstotliwości 0 – 1020 Hz.



Rys. 5.14. Amplituda przyspieszenia wewnętrznej powierzchni kadłuba w zakresie częstotliwości 0 – 1020 Hz

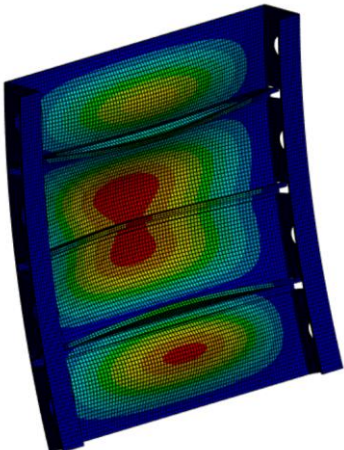
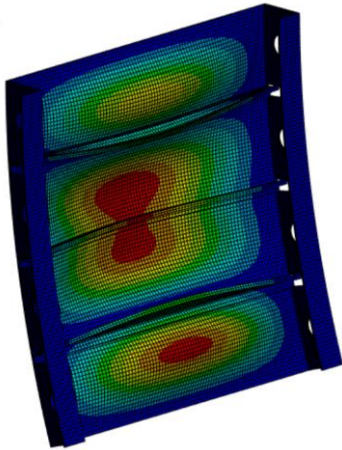
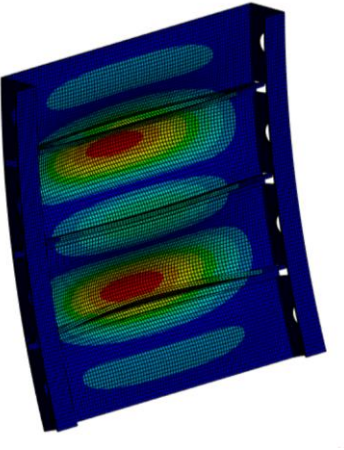
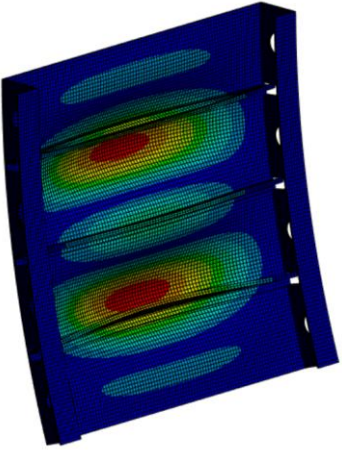
Krzywa przedstawiona na rys. 5.14 posiadała kilka ekstremów. Pojawiło się zatem pytanie, które z nich były wynikiem rezonansu. W celu znalezienia odpowiedzi na powyższe pytanie przeprowadzono numeryczną analizę modalną fragmentu kadłuba.

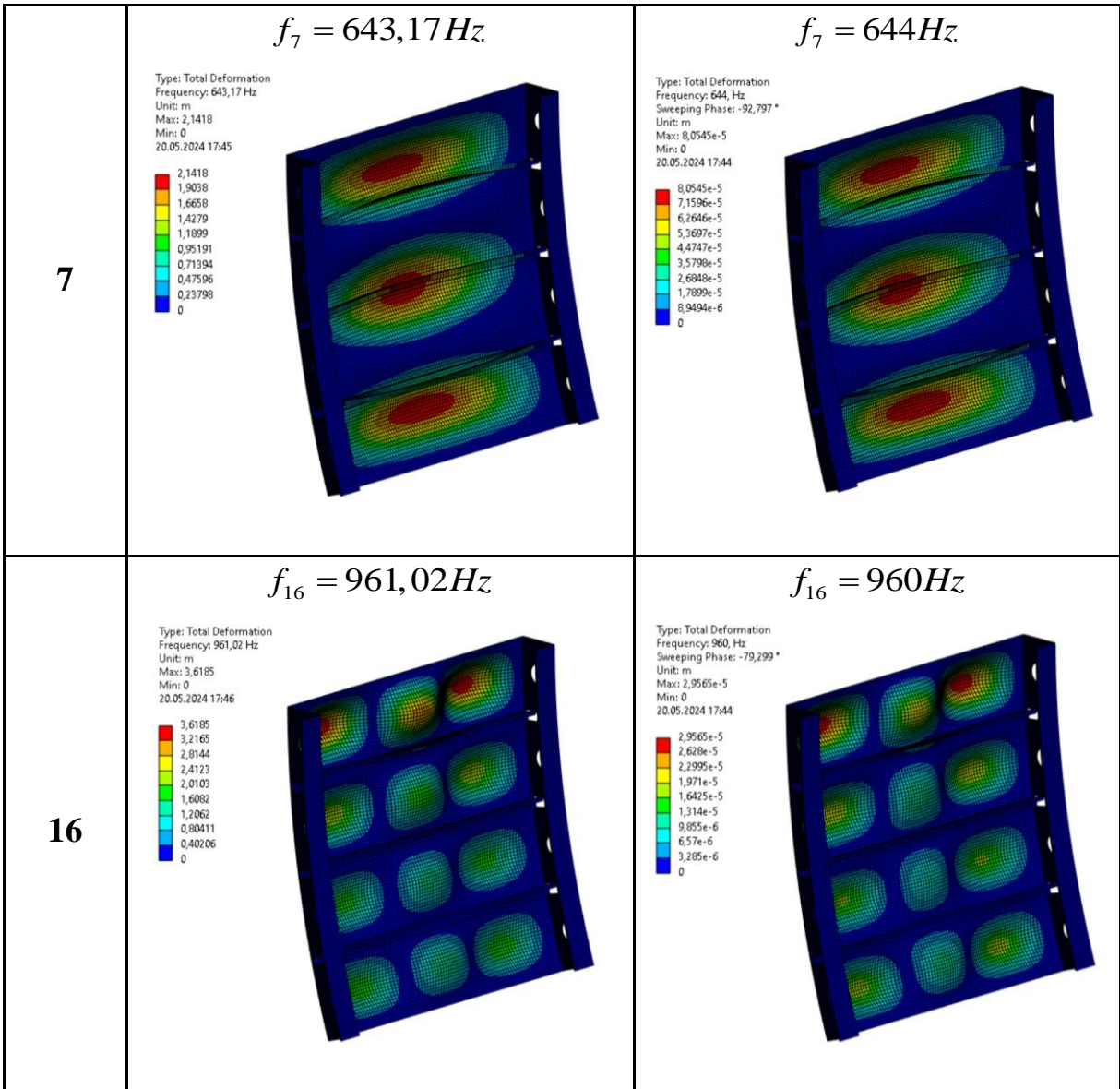
Tab. 5.3. Częstotliwości rezonansowe fragmentu kadłuba określone za pomocą analizy modalnej

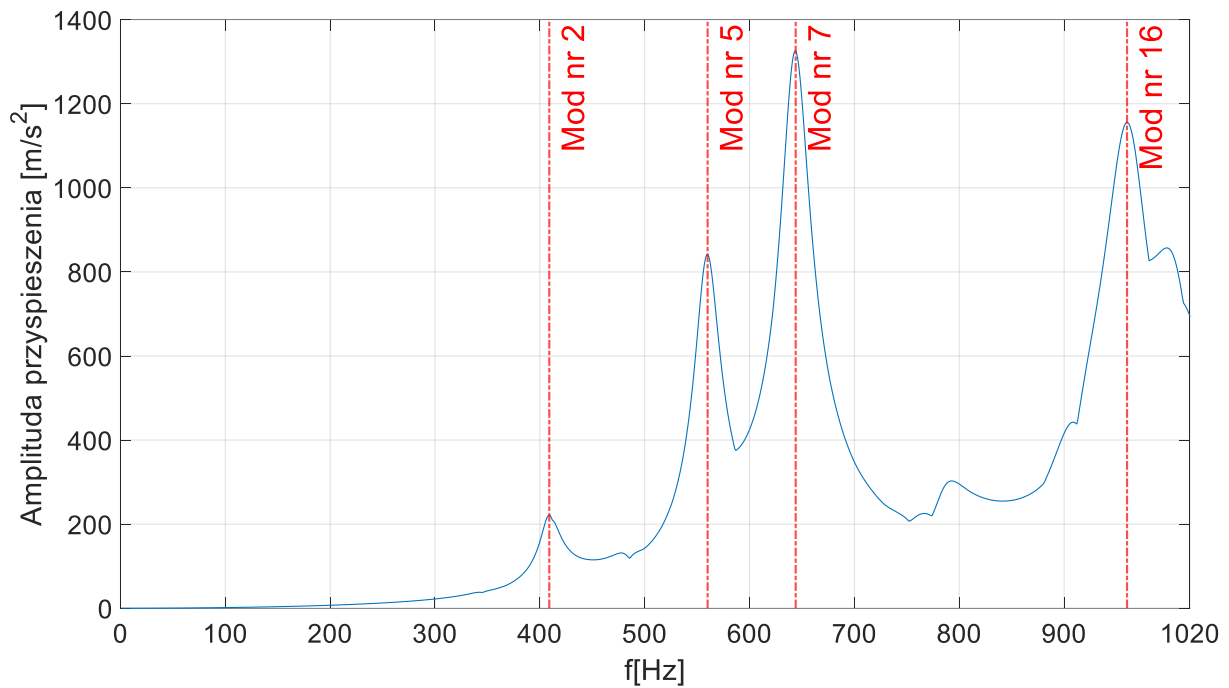
Nr modu	Częstotliwość rezonansowa [Hz]
1	343,62
2	409,44
3	483,47
4	514,28
5	559,13
6	621,45
7	643,17
8	690,47
9	756,06
10	778,37
11	782,66
12	864,43
13	867,84
14	910,96
15	937,71
16	961,02
17	1006,8

W tab. 5.3 zawarto wyniki przeprowadzonej analizy modalnej. W zakresie 1020 Hz znaleziono 17 częstotliwości rezonansowych. Porównując odkształcenia otrzymane w wyniku analizy harmonicznej z postaciami drgań własnych pozyskanymi w analizie modalnej zidentyfikowano strefy rezonansowe krzywej z rys. 5.14. Przyjęte w symulacji wymuszenie wzbudziło drugi, piąty, siódmy oraz szesnasty mod wibracji (tab. 5.4).

Tab. 5.4. Wyniki analizy modalnej (częstotliwości rezonansowe i przemieszczenia nieskalowane, lewa kolumna) oraz analizy harmonicznej (częstotliwości rezonansowe i przemieszczenia rzeczywiste, prawa kolumna)

Nr modu	Analiza modalna	Analiza harmoniczna
2	<p style="text-align: center;">$f_2 = 409,44 Hz$</p> <p>Type: Total Deformation Frequency: 409,44 Hz Unit: m Max: 2,0529 Min: 0 20.05.2024 17:44</p> 	<p style="text-align: center;">$f_2 = 409 Hz$</p> <p>Type: Total Deformation Frequency: 409, Hz Sweeping Phase: -80,798 * Unit: m Max: 3,163e-5 Min: 0 20.05.2024 17:43</p> 
5	<p style="text-align: center;">$f_5 = 559,13 Hz$</p> <p>Type: Total Deformation Frequency: 559,13 Hz Unit: m Max: 2,5563 Min: 0 20.05.2024 17:45</p> 	<p style="text-align: center;">$f_5 = 560 Hz$</p> <p>Type: Total Deformation Frequency: 560, Hz Sweeping Phase: -94,834 * Unit: m Max: 6,6991e-5 Min: 0 20.05.2024 17:43</p> 





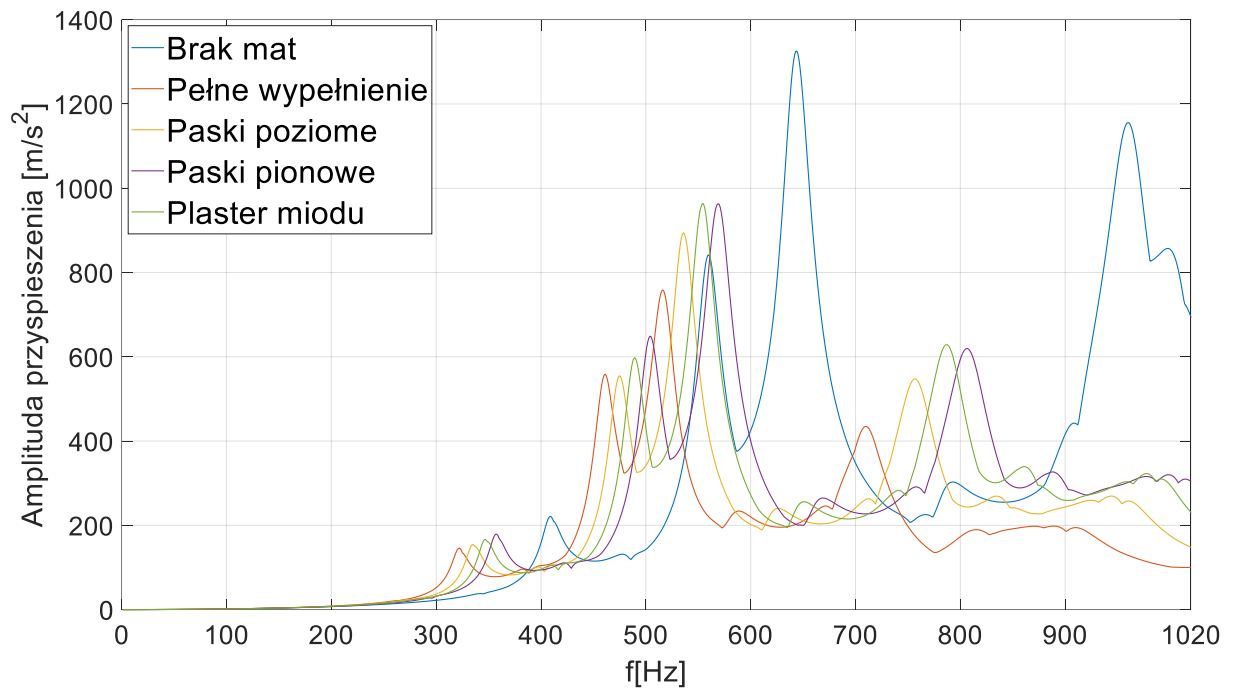
Rys. 5.15. Amplituda przyspieszenia wewnętrznej powierzchni kadłuba w funkcji częstotliwości z przypisanymi modami wibracji

Na rys. 5.15 przedstawiono charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową wewnętrznej powierzchni kadłuba z przypisanymi modami wibracji do odpowiadających im częstotliwości rezonansowych.

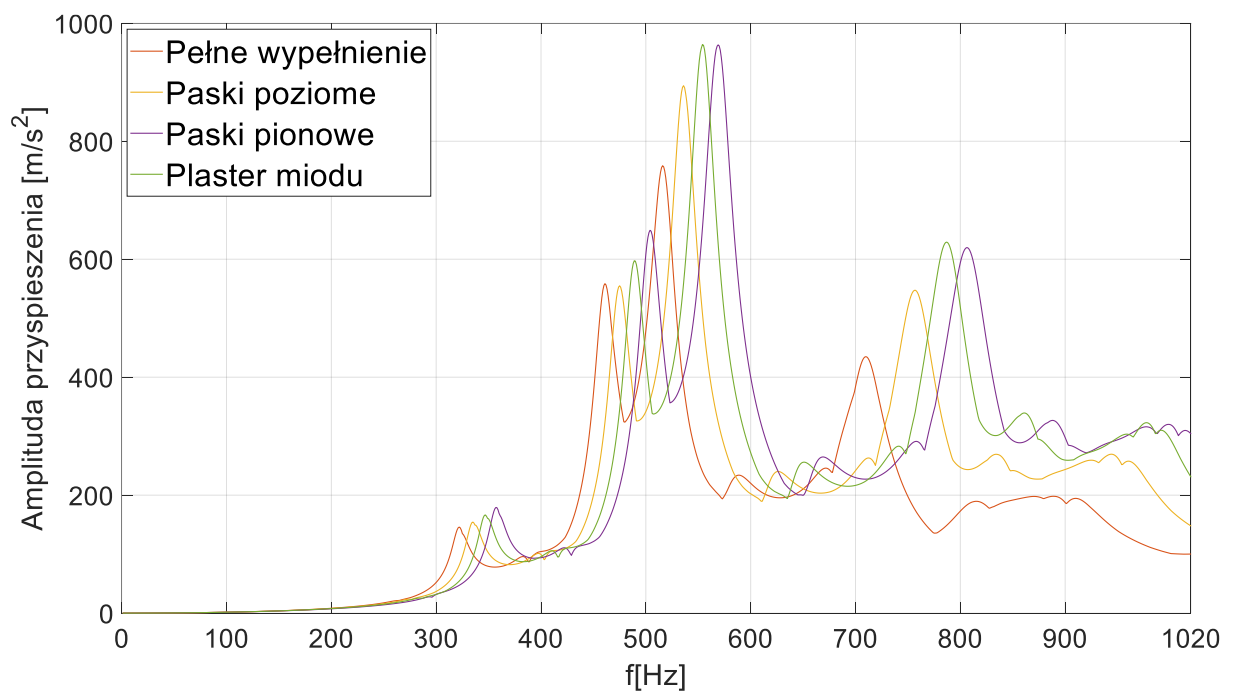
W kolejnym kroku przeprowadzono analizy harmoniczne fragmentu kadłuba z matami tłumiącymi w następujących konfiguracjach geometrycznych (rys 5.8):

1. pełne wypełnienie – guma butylowa,
2. paski poziome – guma butylowa,
3. paski pionowe – guma butylowa,
4. plaster miodu – guma butylowa,
5. pełne wypełnienie – materiał bitumiczny,
6. paski poziome – materiał bitumiczny,
7. paski pionowe – materiał bitumiczny,
8. plaster miodu – materiał bitumiczny.

Wyniki symulacji numerycznych dotyczą przyspieszenia wewnętrznej strony poszycia.



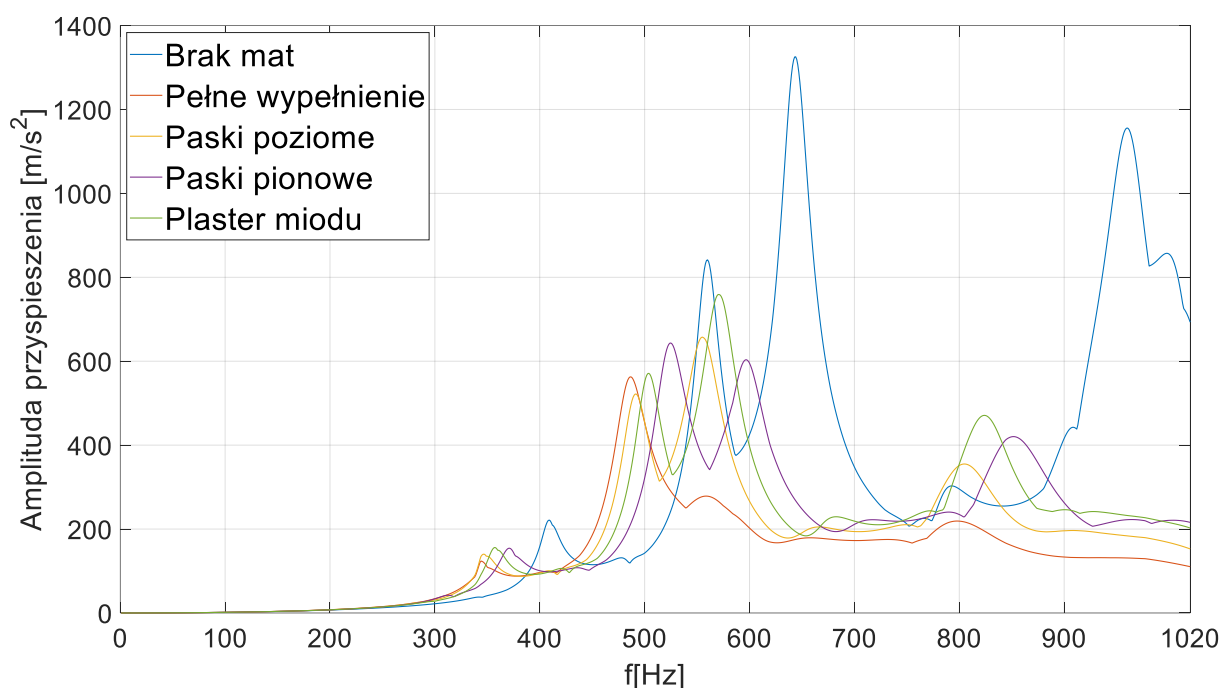
Rys. 5.16. Amplituda przyspieszenia wewnętrznej strony poszycia kadłuba w funkcji częstotliwości – brak mat i maty butylowe (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)



Rys. 5.17. Amplituda przyspieszenia wewnętrznej strony poszycia kadłuba w funkcji częstotliwości – maty butylowe (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)

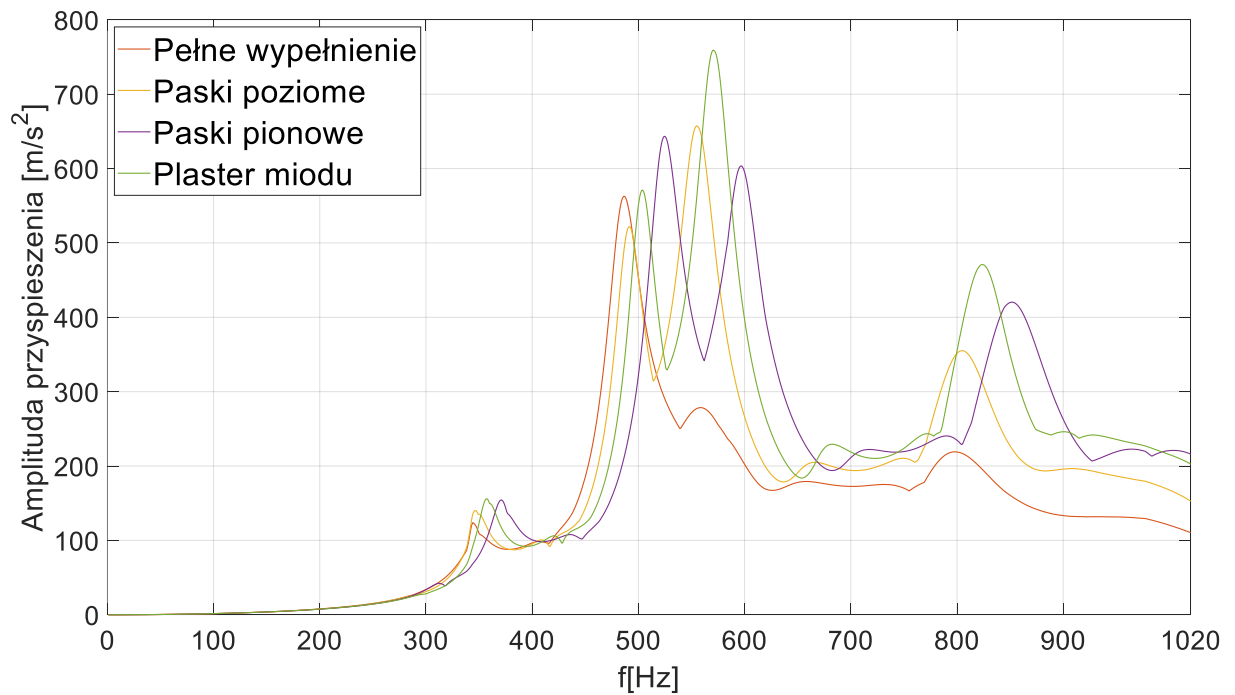
Na rys. 5.16 przedstawiono odpowiedź modelu w formie przyspieszenia wewnętrznej strony poszycia. Niebieska krzywa odnosiła się do kadłuba bez mat tłumiących. Pozostałe

wykresy wygenerowano dla modelu z matami butylowymi w konfiguracji geometrycznej pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu. Z rys. 5.16 wynika, że po zamocowaniu na powierzchni kadłuba maty butylowej strefy rezonansowe przesunęły się ku niższym częstotliwościom zaś amplitudy przyspieszeń zmalały. Na rys. 5.17, dla lepszej wizualizacji wyników, zamieszczono wyłącznie krzywe dla kadłuba tłumionego matami. Wyniki badań (rys. 5.16 – 5.17) wskazały, że najbardziej efektywna, pod względem redukcji amplitudy, okazała się konfiguracja z pełnym wypełnieniem. Nie zaobserwowano znacznego wypłaszczenia się krzywych. Powyższy wynik pokrywa się z symulacjami i eksperymentami przeprowadzonymi dla belek, w których dodanie samej warstwy butylowej skutkowało redukcją amplitudy, ale zarazem małą dyssypacją energii.



Rys. 5.18. Amplituda przyspieszenia wewnętrznej strony poszycia kadłuba w funkcji częstotliwości – brak mat i maty bitumiczne (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)

Na rys. 5.18 przedstawiono odpowiedź modelu w formie przyspieszenia wewnętrznej strony poszycia. Niebieska krzywa odnosi się do kadłuba bez mat tłumiących. Pozostałe wykresy wygenerowano dla modelu z matami bitumicznymi w konfiguracji geometrycznej pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu. Po zastosowaniu wibroizolacji, podobnie jak w przypadku mat butylowych, strefy rezonansowe przesunęły się ku niższym częstotliwościom. Łatwo jednak zauważyć, że nastąpiła większa redukcja amplitud przyspieszeń niż w poprzednim przypadku.



Rys. 5.19. Amplituda przyspieszenia wewnętrznej strony poszycia kafluba w funkcji częstotliwości – maty bitumiczne (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)

Na rys. 5.19, w celu lepszego porównania wyników, zamieszczono wyłącznie krzywe dla poszycia kafluba z zastosowaną wibroizolacją. Uzyskane wyniki wykazały, że najbardziej efektywna okazała się konfiguracja z pełnym wypełnieniem, dla której można było zaobserwować znaczne wypłaszczenie charakterystyki powyżej 550 Hz. Podobnie jak w poprzednich symulacjach i eksperymentach (przeprowadzonych dla belek) dołożenie bitumicznej maty tłumiącej do powierzchni poszycia kafluba poskutkowało bardzo dobrą dyssypacją energii.

W dalszym etapie analizy otrzymanych wyników, zebrano ilościowe dane w formie tabeli (tab. 5.5). Jako wskaźnik skuteczności tłumienia wybrano współczynnik strat. Obliczono go korzystając z zależności (2.66), zaproponowanej przez autorów w pracy [38], dla każdego z wzbudzonych modów wibracji.

Tab. 5.5. Częstotliwości rezonansowe, odpowiadające im amplitudy oraz współczynniki strat każdej konfiguracji mat tłumiących

Brak mat												
Nr modu	Częst. rez. (f) [Hz]			Amp. przysp. (A) [m/s ²]			Wspł. strat (η) [-]					
2	409			221,4			0,053					
5	560			841,6			0,043					
7	644			1325,6			0,043					
16	960			1155,9			0,045					
Guma butylowa												
Pełne wypełnienie												
Paski poziome												
Paski pionowe												
Plaster miodu												
Nr modu	Częst rez. (f) [Hz]	Amp. przysp (A) [m/s ²]	Wspł. strat (η) [-]	Częst rez. (f) [Hz]	Amp przysp (A) [m/s ²]	Wspł strat (η) [-]	Częst rez. (f) [Hz]	Amp. przysp (A) [m/s ²]	Wspł strat (η) [-]	Częst. rez. (f) [Hz]	Amp. przysp (A) [m/s ²]	Wspł strat (η) [-]
2	322	145,9	0,054	335	154,4	0,059	357	179,2	0,055	347	166,5	0,058
5	461	558,6	0,045	475	554,9	0,046	504	649	0,045	489	597,5	0,044
7	516	758,5	0,048	536	894,1	0,046	569	963,4	0,049	554	963,9	0,046
16	710	434,8	0,053	757	547,4	0,052	806	619,6	0,053	787	629	0,05
Material bitumiczny												
Pełne wypełnienie												
Paski poziome												
Paski pionowe												
Plaster miodu												
Nr modu	Częst rez. (f) [Hz]	Amp. przysp (A) [m/s ²]	Wspł. strat (η) [-]	Częst rez. (f) [Hz]	Amp. przysp (A) [m/s ²]	Wspł. strat (η) [-]	Częst rez. (f) [Hz]	Amp. przysp (A) [m/s ²]	Wspł. strat (η) [-]	Częst. rez. (f) [Hz]	Amp. przysp (A) [m/s ²]	Wspł. strat (η) [-]
2	344	123,7	0,055	347	140,1	0,071	371	154,4	0,069	357	156,1	0,072
5	487	562,7	0,068	491	521,7	0,059	525	643,4	0,065	504	571,1	0,055
7	559	278,5	0,14	555	657,5	0,068	597	603,5	0,066	571	759	0,062
16	798	219,1	0,118	805	355,1	0,086	852	420,3	0,085	824	471	0,071

W celu lepszej oceny skuteczności danej konfiguracji wprowadzono cztery dodatkowe wskaźniki:

- **względna amplituda przyspieszenia A_t/A_{nt} [-]** – iloraz amplitudy przyspieszenia poszycia kadłuba bez wibroizolacji oraz kadłuba z matami tłumiącymi,
- **względne tłumienie η_t/η_{nt} [-]** – stosunek współczynnika strat układu bez wibroizolacji oraz kadłuba z matami tłumiącymi,
- **$(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg]** – iloczyn względnej amplitudy przyspieszenia i masy materiału tłumiącego,
- **$\Delta\eta/\Delta m$ [1/kg]** – stosunek przyrostu tłumienia w odniesieniu do masy materiału tłumiącego [122],

gdzie: $\Delta\eta = |\eta_t - \eta_{nt}|$ to przyrost tłumienia, Δm – masa materiału tłumiącego (przyrost masy).

W celu policzenia $\Delta\eta$ odjęto od współczynnika strat kadłuba z matami tłumiącymi (η_t) współczynnik strat układu bez wibroizolacji (η_{nt}).

Tab. 5.6. Masa mat tłumiących w każdej konfiguracji

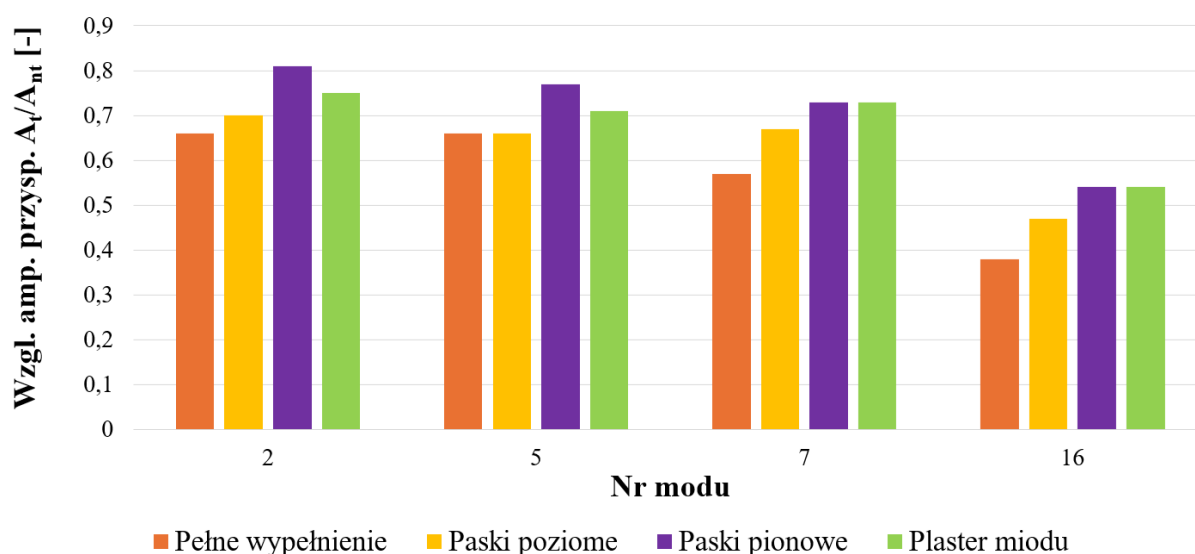
Konfiguracja maty	Masa [kg]	
	Guma butylowa	Materiał bitumiczny
Pelne wypełnienie	0,792	0,672
Paski poziome	0,6	0,51
Paski pionowe	0,41	0,34
Plaster miodu	0,48	0,4

 Tab. 5.7. Wskaźniki jakości wibroizolacji kadłuba: A_t/A_{nt} , η_t/η_{nt} , $(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$, $\Delta\eta/\Delta m$

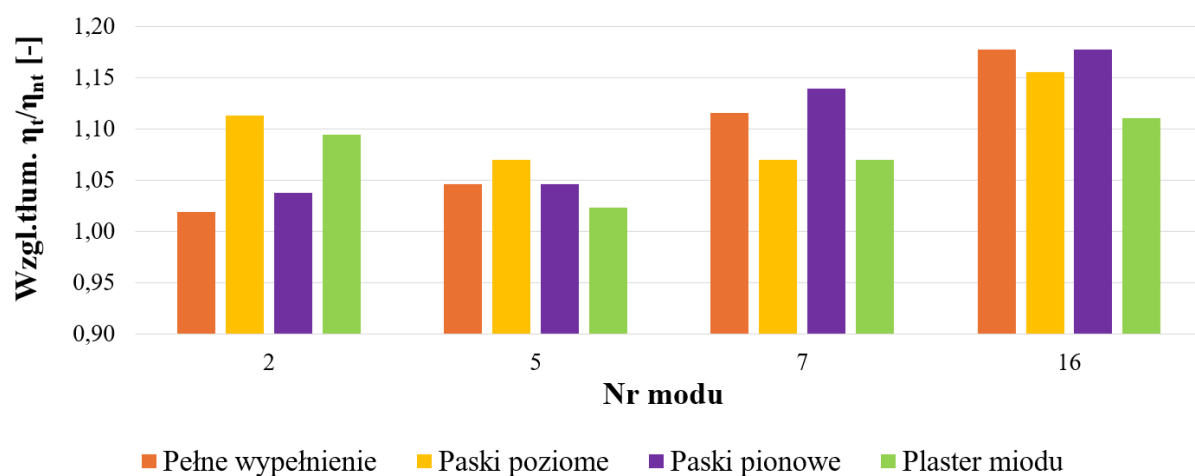
		Guma butylowa							
		Pelne wypełnienie				Paski poziome			
Nr modu	Wzgl. amp. przysp. A_t/A_{nt} [-]	Wzgl. tłum. η_t/η_{nt} [-]	$(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg]	$\Delta\eta/\Delta m$ [1/kg]	Wzgl. amp. przysp. A_t/A_{nt} [-]	Wzgl. tłum. η_t/η_{nt} [-]	$(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg]	$\Delta\eta/\Delta m$ [1/kg]	
2	0,66	1,02	0,52	0,0013	0,7	1,11	0,42	0,010	
5	0,66	1,05	0,53	0,0025	0,66	1,07	0,40	0,005	
7	0,57	1,12	0,45	0,0063	0,67	1,07	0,40	0,005	
16	0,38	1,18	0,30	0,0101	0,47	1,16	0,28	0,012	
		Paski pionowe				Plaster miodu			
Nr modu	Wzgl. amp. przysp. A_t/A_{nt} [-]	Wzgl. tłum. η_t/η_{nt} [-]	$(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg]	$\Delta\eta/\Delta m$ [1/kg]	Wzgl. amp. przysp. A_t/A_{nt} [-]	Wzgl. tłum. η_t/η_{nt} [-]	$(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg]	$\Delta\eta/\Delta m$ [1/kg]	
2	0,81	1,04	0,33	0,005	0,75	1,09	0,36	0,0104	
5	0,77	1,05	0,32	0,005	0,71	1,02	0,34	0,0021	
7	0,73	1,14	0,30	0,015	0,73	1,07	0,35	0,0063	
16	0,54	1,18	0,22	0,020	0,54	1,11	0,26	0,0104	
		Materiał bitumiczny							
		Pelne wypełnienie				Paski poziome			
Nr modu	Wzgl. amp. przysp. A_t/A_{nt} [-]	Wzgl. tłum. η_t/η_{nt} [-]	$(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg]	$\Delta\eta/\Delta m$ [1/kg]	Wzgl. amp. przysp. A_t/A_{nt} [-]	Wzgl. tłum. η_t/η_{nt} [-]	$(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg]	$\Delta\eta/\Delta m$ [1/kg]	
2	0,56	1,04	0,38	0,003	0,63	1,34	0,32	0,035	
5	0,67	1,58	0,45	0,037	0,62	1,37	0,32	0,031	
7	0,21	3,26	0,14	0,144	0,5	1,58	0,25	0,049	
16	0,19	2,62	0,13	0,109	0,31	1,91	0,16	0,080	
		Paski pionowe				Plaster miodu			
Nr modu	Wzgl. amp. przysp. A_t/A_{nt} [-]	Wzgl. tłum. η_t/η_{nt} [-]	$(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg]	$\Delta\eta/\Delta m$ [1/kg]	Wzgl. amp. przysp. A_t/A_{nt} [-]	Wzgl. tłum. η_t/η_{nt} [-]	$(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg]	$\Delta\eta/\Delta m$ [1/kg]	
2	0,7	1,30	0,24	0,047	0,71	1,36	0,28	0,048	
5	0,76	1,51	0,26	0,065	0,68	1,28	0,27	0,030	
7	0,46	1,53	0,15	0,068	0,57	1,44	0,23	0,048	
16	0,36	1,89	0,12	0,118	0,41	1,58	0,16	0,065	

Wskaźniki masowe skuteczności tłumienia pozwolą stwierdzić, które z opracowanych konfiguracji osiągnęły największe tłumienie przy jak najmniejszej dodanej masie. W tab. 5.6 zebrano informacje o masach mat zastosowanych w poszczególnych konfiguracjach. Dodatkowe wskaźniki wyznaczono dla każdej konfiguracji mat a następnie zebrano w tab. 5.7. W celu lepszej wizualizacji danych zawartych w tab. 5.7, przedstawiono je w formie wykresów słupkowych (rys. 5.20 – 5.27).

Wyniki badań dla kadłuba z tłumieniem za pomocą mat butylowych



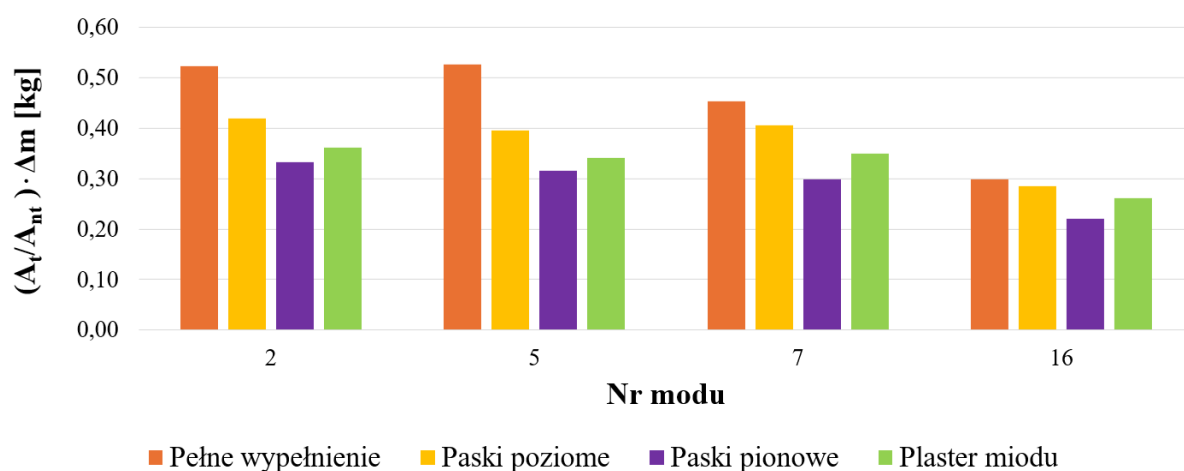
Rys. 5.20. Względna amplituda przyspieszenia A_t/A_{nt} [-] – guma butylowa (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)



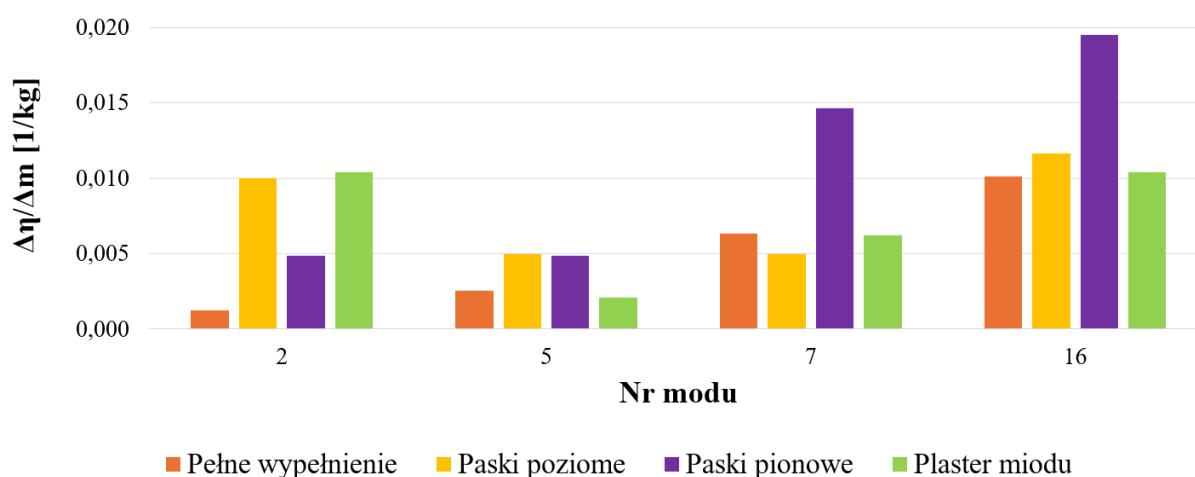
Rys. 5.21. Względne tłumienie η_t/η_{nt} [-] – guma butylowa (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)

Na podstawie rys. 5.20 można stwierdzić, że największa redukcja amplitudy przyspieszenia nastąpiła po zastosowaniu mat z pełnym wypełnieniem. Analizując dane przedstawione na rys. 5.21 zaobserwowano, iż dla modów o numerach 2 i 5 największe tłumienie zapewniła konfiguracja paski poziome, dla modu nr 7 mata paski pionowe, zaś dla ostatniej postaci drgań pełne wypełnienie i paski pionowe.

W przemyśle lotniczym ważnym czynnikiem projektowym jest minimalizacja masy samolotu, stąd istotne jest, aby zastosowane maty ważyły jak najmniej. W celu wskazania najlepszego rozwiązania posłużono się dodatkowymi wskaźnikami masowymi: $(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ oraz $\Delta \eta / \Delta m$.



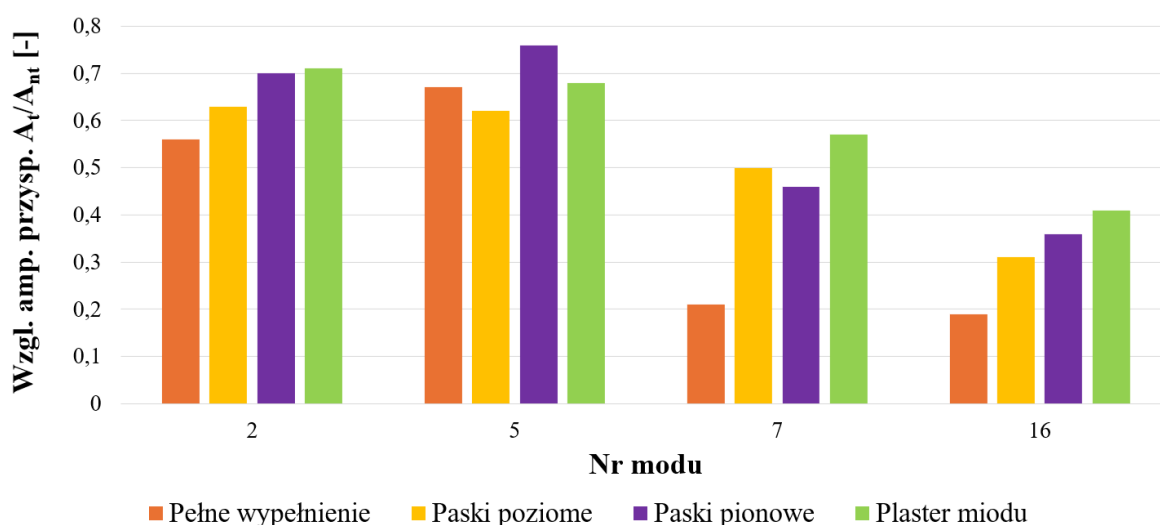
Rys. 5.22. Wskaźnik $(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg] – guma butylowa (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)



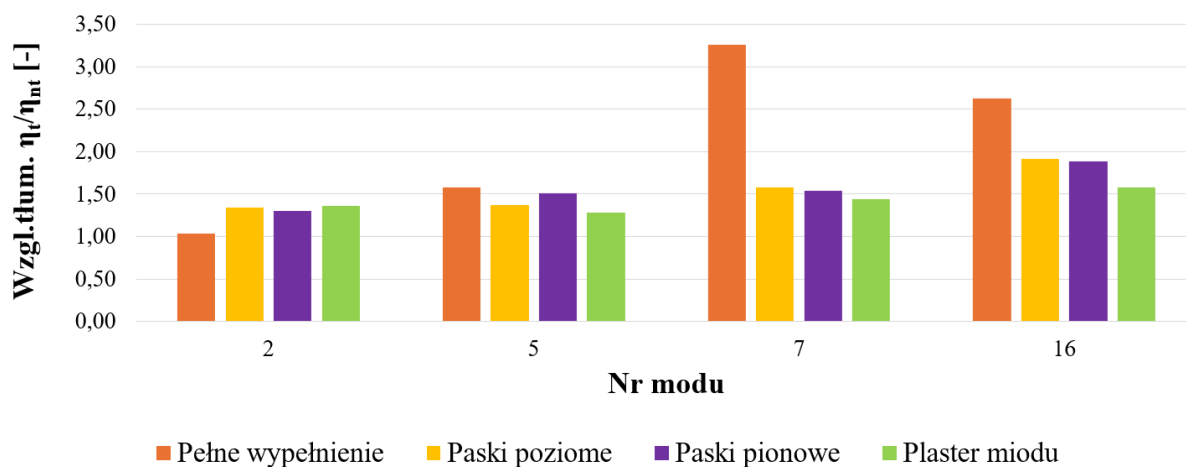
Rys. 5.23. Wskaźnik $\Delta \eta / \Delta m$ [1/kg] – guma butylowa (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)

Najmniejsze wartości wskaźnika $(A_v/A_{nt}) \cdot \Delta m$ otrzymano dla struktury maty tłumiącej w formie pasków pionowych (mod 2, 5, 7 i 16, rys. 5.22). W przypadku wskaźnika $\Delta \eta / \Delta m$ dla modu nr 2 największą wartość osiągnięto po zastosowaniu plastra miodu, dla piątej postaci najkorzystniejsze (największe) wartości otrzymano dla konfiguracji paski pionowe i poziome ($\sim 0,005$). Dla dwóch ostatnich rozważanych modów (nr 7 i 16) największe wartości wskaźnika otrzymano po zastosowaniu butylowej maty tłumiącej w formie pasków pionowych (rys. 5.23).

Wyniki badań dla kadłuba z tłumieniem za pomocą mat bitumicznych



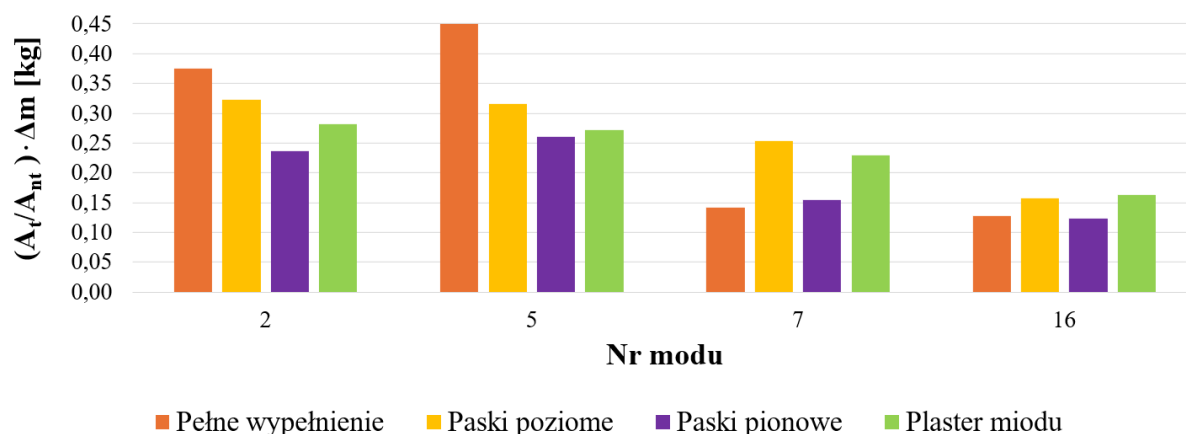
Rys. 5.24. Względna amplituda przyspieszenia A_v/A_{nt} [-] – materiał bitumiczny (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)



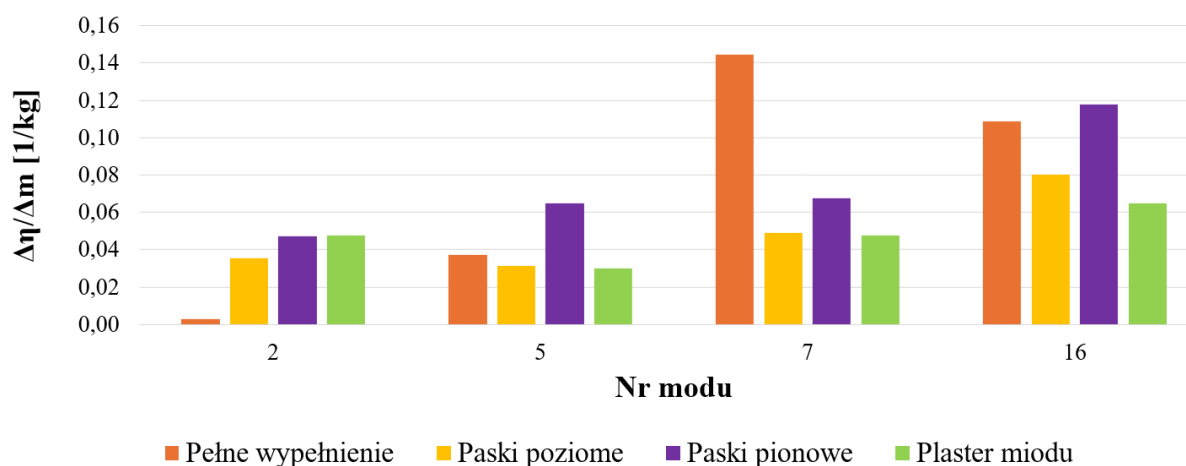
Rys. 5.25. Względne tłumienie η_v/η_{nt} [-] – materiał bitumiczny (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)

Analizując rys. 5.24 można stwierdzić, że po zastosowaniu w kadłubie tłumienia materiałem bitumicznym dla większości modów (nr 2, 7 i 16) największą redukcję amplitudy (co odpowiada najmniejszej wartości A_t/A_{nt}) zapewniło pełne wypełnienie. Wyjątkiem była piąta postać drgań, w przypadku której największą redukcję drgań otrzymano dla paszków poziomych. Bazując na informacjach przedstawionych na rys. 5.25 łatwo zauważyć, że dla większości postaci drgań (mody nr 5, 7 i 16) najwyższą wartość względnego tłumienia wykazała mata z pełnym wypełnieniem zapewniając największą dyssypację energii. Dla modu nr 2 największe tłumienie osiągnięto po zastosowaniu maty w kształcie plastra miodu.

W celu wskazania najbardziej efektywnego sposobu tłumienia kadłuba samolotu materiałem bitumicznym posłużono się dodatkowymi wskaźnikami masowymi: $(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ oraz $\Delta \eta / \Delta m$.



Rys. 5.26. Wskaźnik $(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg] – materiał bitumiczny (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)



Rys. 5.27. Wskaźnik $\Delta \eta / \Delta m$ [1/kg] – materiał bitumiczny (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu)

W przypadku siódmego modu najmniejszą wartość wskaźnika $(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ zapewniła konfiguracja pełne wypełnienie, zaś dla pozostałych postaci paski pionowe (rys. 5.26). Dla modu nr 2 największą wartość $\Delta \eta / \Delta m$ osiągnięto po zastosowaniu plastra miodu i pasków pionowych ($\sim 0,047$), zaś dla 7 postaci dla pełnego wypełnienia. W przypadku pozostałych postaci, najkorzystniejsze (największe) wartości $\Delta \eta / \Delta m$ otrzymano dla konfiguracji paski pionowe (rys. 5.27).

Wśród rozważonych konfiguracji, zarówno dla gumy butylowej jak i materiału bitumicznego, najwięcej minimalnych wartości wskaźnika $(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ oraz maksymalnych wartości wskaźnika $\Delta \eta / \Delta m$ otrzymano po zastosowaniu maty tłumiącej w formie pasków pionowych. Ta konfiguracja zapewnia (dla większości analizowanych postaci drgań) najlepszy stosunek redukcji amplitudy lub tłumienia, biorąc pod uwagę aspekt dodatkowej masy materiału tłumiącego. Ze względu na fakt, że dla niektórych postaci najkorzystniejsze pod względem intensywności tłumienia były także inne konfiguracje, stąd podczas planowania praktycznej implementacji wibroizolacji, na etapie projektowania samolotu, należałoby wziąć pod uwagę, który z modów zostanie wzbudzony oraz który będzie najbardziej niekorzystny dla statku powietrznego. Duża amplituda drgań powoduje znaczące pulsacje naprężeń, co bezpośrednio wpływa nie tylko na hałas w kabinie, ale także na trwałość zmęczeniową konstrukcji. Ze względu na powyższe, w przypadku projektowania wibroizolacji w konstrukcjach lotniczych konieczna jest szczegółowa analiza, która może dać odpowiedź na pytanie czy lepiej jest zapewnić dużo lepsze tłumienie kosztem dodatkowej masy, czy też wzbudzone mody nie są na tyle krytyczne, iż można pozwolić na mniejszą dyssypację energii drgań przy jednoczesnej redukcji masy statku powietrznego.

6. Wnioski

W pracy przedstawiono kompleksową, numeryczno-eksperymentalną analizę, w której określono wpływ rodzaju materiału tłumiącego (guma butylowa oraz materiał bitumiczny), jego konfiguracji (FLD, CLD), temperatury pracy i geometrii elementu tłumiącego na skuteczność pasywnej wibroizolacji.

Badania eksperymentalne wykonano z użyciem systemu wibracyjnego Unholtz-Dickie UDCO TA-250. W badaniach doświadczalnych analizie modalnej poddano belkę wykonaną ze stopu aluminium (próbka bazowa) oraz belki pokryte materiałem tłumiącym. W celu zbadania wpływu temperatury pracy na zdolności tłumiące materiałów zaprojektowano i skonstruowano komorę chłodzącą. Obliczenia numeryczne MES (analiza modalna oraz harmoniczna) zostały przeprowadzone w środowisku ANSYS Workbench.

W kolejnej części pracy określono eksperymentalnie moduł zachowawczy E' oraz współczynnik strat η^* gumy butylowej i materiału bitumicznego. Wyżej wymienione dane materiałowe są niezbędne do przeprowadzenia numerycznej analizy harmonicznej. W celu weryfikacji wyznaczonych stałych przeprowadzono analizę modalną oraz harmoniczną analizowanych w eksperymencie belek z dołączonym materiałem tłumiącym.

W dalszej części pracy przeprowadzono analizę harmoniczną fragmentu kadłuba samolotu turbośmigłowego Bombardier Dash-8 Q400. W analizie tej wprowadzono dwa dodatkowe wskaźniki oceny pasywnej wibroizolacji, które oprócz oceny intensywności tłumienia uwzględniły także przyrost masy konstrukcji (ważne kryterium projektowania samolotów). Posługując się symulacjami numerycznymi określono wpływ (ażurowej) geometrii materiału tłumiącego na jego zdolności dyssypacyjne. Rozważono osiem geometryczno-materiałowych konfiguracji wibroizolacji (pełne wypełnienie/paski poziome/paski pionowe/plaster miodu, guma butylowa lub materiał bitumiczny).

Ze względu na dużą ilość badanych mat tłumiących, wiele uzyskanych postaci drgań rezonansowych, różne konfiguracje (CLD i FLD) oraz różne rozpatrywane temperatury, w pracy uzyskano dużą ilość wyników, które przedstawiono w tabelach oraz na wykresach. Ze względu na ogromną liczbę danych badawczych, dużą trudność stanowiła ich interpretacja.

W podsumowaniu można stwierdzić, że w pracy zrealizowano wszystkie szczegółowe cele naukowe zdefiniowane we wstępie pracy (rys. 1.1).

W wyniku realizacji pracy sformułowano następujące wnioski:

1. Spośród czterech próbek w konfiguracji CLD (nr 2, 3, 4 i 5), testowanych w temperaturze 22°C, najlepsze tłumienie wibracji (najwięcej maksymalnych wartości współczynnika strat η , dla badanych modów) zapewniła guma butylowa StP Noiseblock (próbka nr 2).
2. Konfiguracja CLD zapewniła lepszą dyssypację energii (większe wartości współczynnika strat) niż FLD (porównano próbki 2 i 6 oraz 5 i 7, w temperaturze 22°C).
3. Stop aluminium AW-2017A (próbka nr 1, belka bazowa) wykazał się bardzo małą wrażliwością właściwości tłumiących na zmianę temperatury (współczynnik strat $\eta \approx \text{const}$).
4. Dla gumy butylowej StP Noiseblock (próbka nr 2, konfiguracja CLD) najwięcej minimalnych wartości współczynnika strat η zmierzono w temperaturze -2°C (mała dyssypacja energii), najwięcej maksymalnych wartości współczynnika strat η zmierzono w temperaturach powyżej 15°C (duże tłumienie).
5. W przypadku gumy butylowej Bitmat AB (próbka nr 3, konfiguracja CLD) oraz bituminu Mata wygłuszająca (próbka nr 4, konfiguracja CLD), w zależności od numeru postaci drgań, minimalna i maksymalna wartość współczynnika strat η znajdowała się w innym zakresie temperaturowym. Wyniki badań wskazały, że nie jest możliwe jednoznaczne określenie wpływu temperatury (trendu) na właściwości dyssypacyjne materiałów tłumiących w próbce nr 3 i 4.
6. Dla maty tłumiącej bitumin StP Vizomat (próbka nr 5, konfiguracja CLD) najwięcej minimalnych wartości współczynnika strat zmierzono w temperaturze -2°C (małe tłumienie drgań), najwięcej maksymalnych wartości współczynnika strat zmierzono w temperaturach powyżej 10°C (duża dyssypacja energii).
7. Guma butylowa StP Noiseblock w konfiguracji FLD (próbka nr 6) najgorzej dyssypowała energię w temperaturze 22°C (najwięcej minimalnych wartości współczynnika strat), zaś maksymalne wartości współczynnika strat η osiągnęła w -2°C (duże tłumienie). Zatem wyżej wymieniony materiał i konfiguracja rekomendowane są do tłumienia drgań konstrukcji w niskich temperaturach.
8. Materiał bitumiczny StP Vizomat w konfiguracji FLD (próbka nr 7) najlepsze tłumienie drgań (najwięcej maksymalnych wartości współczynnika strat) osiągnął w temperaturze 10°C.

9. Wśród rozważonych konfiguracji mat tłumiących (analiza tłumienia fragmentu ka-
dłuba), zarówno dla gumy butylowej jak i materiału bitumicznego, najwięcej mini-
malnych wartości wskaźnika $(A_t/A_{nt}) \cdot \Delta m$ [kg] oraz maksymalnych wartości wskaź-
nika $\Delta \eta / \Delta m$ [1/kg] otrzymano po zastosowaniu maty tłumiącej w formie pasków
pionowych. Ta konfiguracja (w większości przypadków) zapewnia najlepszy sto-
sunek redukcji amplitudy lub tłumienia w odniesieniu do masy materiału tłumią-
cego. Powyższej zależności nie można uogólnić jednak do wszystkich analizowa-
nych postaci drgań. Podczas praktycznej implementacji wibroizolacji należy wziąć
pod uwagę, który z modów drgań zostanie wzbudzony oraz który będzie najbardziej
niekorzystny dla samolotu.

Duża amplituda drgań powoduje znaczące pulsacje naprężeń, co bezpośrednio wpływa
na trwałość zmęczeniową konstrukcji. Dlatego przy projektowaniu pasywnej wibroizolacji
w konstrukcjach lotniczych konieczne jest rozpoznanie czy lepiej jest zapewnić dużo lep-
sze tłumienie kosztem dodatkowej masy (zwiększenie trwałości zmęczeniowej), czy też
wzbudzone mody nie generują dużych naprężeń i można pozwolić na mniejszą dyssypację
energii przy jednoczesnej redukcji masy (ograniczyć stosowanie materiałów tłumiących).

Wyniki badań przedstawione w niniejszej pracy (oprócz aspektu naukowego) mają
także znaczenie użytkowe i mogą zostać wykorzystane w trakcie projektowania pojazdów
samochodowych, szynowych oraz konstrukcji lotniczych.

Kierunki dalszych badań

Zrealizowane w ramach niniejszej pracy badania dotyczyły kompleksowej analizy skuteczności pasywnej wibroizolacji wybranych materiałów tłumiących, różnych ich konfiguracji geometrycznych, testowanych w ograniczonym (ze względów sprzętowych) zakresie temperatur.

Badania te mogą być rozwijane w następujących kierunkach:

- eksperymentalne określenie skuteczności pasywnej wibroizolacji w szerszym zakresie temperatur,
- zbadanie większej liczby materiałów lepkosprężystych stosowanych w pasywnej wibroizolacji,
- analiza skuteczności alternatywnej konfiguracji materiału tłumiącego w konstrukcjach lotniczych (np. przedstawionego na rys. 2.26 – 2.30),
- opracowanie algorytmu pozwalającego na określenie geometrii materiału tłumiącego, który pozwoli na minimalizację drgań jednej (lub kilku) postaci w określonej strefie konstrukcji, pojawiających się w konkretnej fazie lotu (np. start, przelot),
- określenie wpływu redukcji drgań na trwałość zmęczeniową konstrukcji (sprzężenie analizy drgań oraz analizy zmęczeniowej).

Bibliografia

- [1] R. Hopcroft and M. Skinner, *C-130J Human Vibration*, Engineering, Environmental Science, 2005.
- [2] T. A. Loomis, J. A. Hodgdon, L. Hervig, and W. K. Prusaczyk, *Neck and Back Pain in E-2C HAWKEYE Aircrew*, Naval Health Research Center San Diego CA, 2001.
- [3] I. S. O., and B. I. Standard, *Mechanical Vibration and Shock-Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration*, International Organization for Standardization, ISO 2631 (2001): 1997-2004.
- [4] Bruel & Kjaer, *Sound and Vibration Measurement A/S, Human Vibration*, 2002.
- [5] T. Rajpert, *Hałas lotniczy i sposoby jego zwalczania*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1980.
- [6] J. Depriest, *Aircraft Engine Attachment and Vibration Control*, SAE Technical Papers, May 2000.
- [7] J. P. Den Hartog, *Drgania mechaniczne*, Warszawa: Państw. Wydaw. Nauk., 1971.
- [8] W. Łanecka-Makaruk, *Mechanika lotu szybowców*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1979.
- [9] M. D. Rao, *Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes*, J Sound Vib, vol. 262, no. 3, pp. 457–474, May 2003.
- [10] Osiński Z., *Thumienie drgań mechanicznych*, Warszawa: PWN, 1986.
- [11] C. W. De Silva, *Vibration and shock handbook*, CRC press, 2005.
- [12] D. K. Anthony, F. Simón, and J. Juan, *Determining material damping type by comparing modal frequency estimators*, J Acoust Soc Am, vol. 126, no. 3, pp. EL86–EL92, Sep. 2009.
- [13] A. D. Nashif, D. I. G. Jones, and J. P. Henderson, *Vibration damping*, John Wiley & Sons, 1991.

- [14] R. L. Bagley, *A Generalized Derivative Model for an Elastometer Damper*, Shock Vib. Bull., vol. 49, p. 135, 1979.
- [15] R. L. Bagley and P. J. Torvik, *Fractional calculus - A different approach to the analysis of viscoelastically damped structures*, vol. 21, no. 5, pp. 741–748, May 2012.
- [16] N. O. Myklestad, *The Concept of Complex Damping*, J Appl Mech, vol. 19, no. 3, pp. 284–286, Sep. 1952.
- [17] R. Lewandowski, *Dynamika konstrukcji budowlanych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2018.
- [18] D. Żuchowska, *Polimery konstrukcyjne: wprowadzenie do technologii i stosowania*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2000.
- [19] D. I. G. Jones, *Handbook of viscoelastic vibration damping*, John Willey & Sons Ltd., 2001.
- [20] J. A. ; Pascual-Francisco et al., *Characterization of Viscoelastic Poisson's Ratio of Engineering Elastomers via DIC-Based Creep Testing*, Polymers 2022, Vol. 14, Page 1837, vol. 14, no. 9, p. 1837, Apr. 2022.
- [21] A. Di, M.; Lian, S. Wang, A. Di Meglio, and L. S. Wang, *A variational method for identification of viscoelastic parameters from experimental data*, J Acoust Soc Am, vol. 108, no. 6, pp. 2746–2753, Dec. 2000.
- [22] S. Mazurkiewicz, *Dynamiczne badania własności mechanicznych poliamidu Tarlon XA*, Journal of Theoretical and Applied Mechanics, vol. 7, no. 1, pp. 25–37, 1969.
- [23] G. Lepoittevin, *Composite laminates with integrated vibration damping treatments*, ETH Zurich, 2012.
- [24] S. Liguore, J. Montgomery, and G. Foss, *Prediction and Measurement of Structural Loss Factors in Damped Composite Panels Under Pressure Loads*, Apr. 2008.
- [25] T. Uhl, *Komputerowo wspomaganą identyfikacją modeli konstrukcji mechanicznych*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1997.
- [26] J. Bielski, *Inżynierskie zastosowania systemu MES*, Wydawnictwo PK, 2013.

- [27] M. Wierzbicki, *Mechanika klasyczna w zadaniach*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2010.
- [28] J. Giergiel, *Drgania mechaniczne*, Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, 2000.
- [29] D. J. Ewins, *Modal testing: theory, practice and application*, John Wiley & Sons, 2009
- [30] T. Chmielewski and Z. Zembaty, *Podstawy dynamiki budowli*, Arkady, 1998.
- [31] L. Witek, *Experimental crack propagation and failure analysis of the first stage compressor blade subjected to vibration*, Engineering Failure Analysis, vol. 16(7), pp. 2163–2170, 2009.
- [32] A. K. Zrayka and E. Mucchi, *A comparison among modal parameter extraction methods*, SN Appl Sci, vol. 1, no. 7, pp. 1–11, Jul. 2019.
- [33] B. J. Dobson, *A straight-line technique for extracting modal properties from frequency response data*, Mech Syst Signal Process, vol. 1, no. 1, pp. 29–40, Jan. 1987.
- [34] S. R. Ibrahim and E. C. Mikulcik, *A method for the direct identification of vibration parameters from the free response*, The Shock and Vibration Inform. Ctr. Shock and Vibration Bull. Part. 4: Sep. 1977, 1977.
- [35] M. Mergeay, *Least squares complex exponential method and global system parameter estimation used by modal analysis*, in Proceedings of the 8th international seminar on modal analysis, Katholieke Universiteit Leuven, 1983, p. 15.
- [36] J. N. Juang and R. S. Pappa, *An eigensystem realization algorithm for modal parameter identification and model reduction*, vol. 8, no. 5, pp. 620–627, May 2012.
- [37] M. Ozbek and D. J. Rixen, *A new analysis methodology for estimating the eigenfrequencies of systems with high modal damping*, J Sound Vib, vol. 361, pp. 290–306, Jan. 2016.
- [38] D. K. Anthony and F. Simón, *Improving the accuracy of the n -dB method for determining damping of non-lightly damped systems*, Applied Acoustics, vol. 71, no. 4, pp. 299–305, Apr. 2010.

- [39] R. N. Coppolino, *A Simultaneous Frequency Domain Technique for Estimation of Modal Parameters from Measured Data*, SAE Technical Papers, Oct. 1981.
- [40] J. M. Leuridan, *Some direct parameter model identification methods applicable for multiple input modal analysis*, University of Cincinnati, 1984.
- [41] H. Van der Auweraer and J. Leuridan, *Multiple input orthogonal polynomial parameter estimation*, Mech Syst Signal Process, vol. 1, no. 3, pp. 259–272, Jul. 1987.
- [42] R. J. Allemang, *Investigation of some multiple input/output frequency response function experimental modal analysis techniques*, University of Cincinnati, 1980.
- [43] F. Lembregts, *Frequency domain identification techniques for experimental multiple input modal analysis*, 1990.
- [44] S. Sim and K. J. Kim, *A method to determine the complex modulus and poisson's ratio of viscoelastic materials for FEM applications*, J Sound Vib, vol. 141, no. 1, pp. 71–82, Aug. 1990.
- [45] K. Ege, T. Boncompagne, B. Laulagnet, and J.-L. Guyader, *Experimental estimations of viscoelastic properties of multilayer damped plates in broad-band frequency range*
- [46] ASTM E756-05, *Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials*, 2017, USA: ASTM International, USA.
- [47] H. Oberst and K. Frankenfeld, *Über die Dämpfung der Biegeschwingungen dünner Bleche durch fest haftende Beläge*, Acta acustica united with acustica, vol. 2, no. 6, pp. 181–194, 1952.
- [48] D. Ross, *Damping of plate flexural vibrations by means of viscoelastic laminae*, Structural Damping, pp. 49–97, 1959.
- [49] J. Konieczny, J. Kowal, and A. Podsiadło, *Aktywne metody redukcji drgań mechanicznych*, Pomiary Automatyka Kontrola, vol. R. 48, nr 12, pp. 5–10, 2002.
- [50] A. Grewal, D. G. Zimcik, L. Hurtubise, and B. Leigh, *Active Cabin Noise and Vibration Control for Turboprop Aircraft Using Multiple Piezoelectric Actuators*, vol. 11, no. 6, pp. 438–447, Jun. 2000.

- [51] A. Grewal, F. Nitzsche, D. G. Zimcik, and B. Leigh, *Active control of aircraft cabin noise using smart structures*, AIAA/ASME/AHS Adaptive Structures Forum, 1996, pp. 91–100, 1996.
- [52] M. Ghomshei, *Active Damping of Aircraft Wing Vibrations Using Extension Mode Piezoelectric Elements*, Proceedings of the 10th International Congress on Sound and Vibration. 2003.
- [53] C. D. Johnson, *Design of Passive Damping Systems*, J Vib Acoust, vol. 117, no. B, pp. 171–176, Jun. 1995.
- [54] www.secondskinaudio.com (dostęp: 05.2021)
- [55] www.blachfordacoustics.com (dostęp: 06.2021)
- [56] www.b-quiet.com (dostęp: 09.2021)
- [57] Y. Liu, *Damping technologies for automotive panel structures*, ETH Zurich, 2011.
- [58] R. U. H. Syed, M. I. Sabir, J. Wei, and D. Y. Shi, *Effect of viscoelastic material thickness of damping treatment behavior on gearbox*, Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, vol. 4, no. 17, pp. 3130–3136, 2012.
- [59] L. Witek and P. Łabuński, *The experimental analysis of damping properties of viscoelastic materials*, Acta Metallurgica Slovaca, vol. 27, no. 2, pp. 63–67, Jun. 2021.
- [60] L. Witek and P. Łabuński, *Experimental Investigation of Damping Properties of Selected Polymer Materials*, Materials 2024, Vol. 17, Page 3021, vol. 17, no. 12, p. 3021, Jun. 2024.
- [61] L. H. Chen and S. C. Huang, *Vibrations of a cylindrical shell with partially constrained layer damping (CLD) treatment*, Int J Mech Sci, vol. 41, no. 12, pp. 1485–1498, Dec. 1999.
- [62] E. M. Kerwin, *Damping of Flexural Waves by a Constrained Viscoelastic Layer*, J Acoust Soc Am, vol. 31, no. 7, pp. 952–962, Jul. 1959.
- [63] D. J. Mead and S. Markus, *The forced vibration of a three-layer, damped sandwich beam with arbitrary boundary conditions*, J Sound Vib, vol. 10, no. 2, pp. 163–175, Sep. 1969.

- [64] R. A. Ditaranto, *Theory of Vibratory Bending for Elastic and Viscoelastic Layered Finite-Length Beams*, J Appl Mech, vol. 32, no. 4, pp. 881–886, Dec. 1965.
- [65] Y. V. K. Sadasiva Rao and B. C. Nakra, *Vibrations of unsymmetrical sandwich beams and plates with viscoelastic cores*, J Sound Vib, vol. 34, no. 3, pp. 309–326, Jun. 1974.
- [66] D. K. Rao, *Frequency and Loss Factors of Sandwich Beams under Various Boundary Conditions*, vol. 20, no. 5, pp. 271–282, Oct. 1978.
- [67] J. A. Agbasiere and P. Grootenhuis, *Flexural Vibration of Symmetrical Multi-Layer Beams with Viscoelastic Damping*, vol. 10, no. 3, pp. 269–281, Jun. 1968.
- [68] E. Ioannides and P. Grootenhuis, *A finite element analysis of the harmonic response of damped three-layer plates*, J Sound Vib, vol. 67, no. 2, pp. 203–218, Nov. 1979.
- [69] S. A. Paipetis and P. Grootenhuis, *The dynamic properties of fibre reinforced viscoelastic composites*, Fibre Science and Technology, vol. 12, no. 5, pp. 353–376, Sep. 1979.
- [70] D. J. Mead, *A comparison of some equations for the flexural vibration of damped sandwich beams*, J Sound Vib, vol. 83, no. 3, pp. 363–377, Aug. 1982.
- [71] Y. C. Hu and S. C. Huang, *The frequency response and damping effect of three-layer thin shell with viscoelastic core*, Comput Struct, vol. 76, no. 5, pp. 577–591, Jul. 2000.
- [72] H. Hu, S. Belouettar, E. M. Daya, and M. Potier-Ferry, *Evaluation of Kinematic Formulations for Viscoelastically Damped Sandwich Beam Modeling*, vol. 8, no. 6, pp. 477–495, Nov. 2006.
- [73] Y. C. Chen and S. C. Huang, *An optimal placement of CLD treatment for vibration suppression of plates*, Int J Mech Sci, vol. 44, no. 8, pp. 1801–1821, Aug. 2002.
- [74] H. Zheng, G. S. H. Pau, and Y. Y. Wang, *A comparative study on optimization of constrained layer damping treatment for structural vibration control*, Thin-Walled Structures, vol. 44, no. 8, pp. 886–896, Aug. 2006.

- [75] K. Xu, Z. Chen, and W. Sun, *Optimization of position, size and thickness of viscoelastic damping patch for vibration reduction of a cylindrical shell structure*, *Compos Struct*, vol. 276, p. 114573, Nov. 2021.
- [76] Z. Xie and W. S. Shepard, *An enhanced beam model for constrained layer damping and a parameter study of damping contribution*, *J Sound Vib*, vol. 319, no. 3–5, pp. 1271–1284, Jan. 2009.
- [77] Z. Li and M. J. Crocker, *Effects of thickness and delamination on the damping in honeycomb–foam sandwich beams*, *J Sound Vib*, vol. 294, no. 3, pp. 473–485, Jun. 2006.
- [78] P. P. Hujare and A. D. Sahasrabudhe, *Experimental Investigation of Damping Performance of Viscoelastic Material Using Constrained Layer Damping Treatment*, *Procedia Materials Science*, vol. 5, pp. 726–733, Jan. 2014.
- [79] F. ; Wang et al., *Study on the Damping Dynamics Characteristics of a Viscoelastic Damping Material*, *Processes 2022*, Vol. 10, Page 635, vol. 10, no. 4, p. 635, Mar. 2022.
- [80] S. O. R. Moheimani and A. J. Fleming, *Piezoelectric transducers for vibration control and damping*, Springer Science & Business Media, 2006.
- [81] W. W. Clark, *Semi-active vibration control with piezoelectric materials as variable-stiffness actuators*, vol. 3672, pp. 123–130, Jun. 1999.
- [82] N. W. Hagood and A. von Flotow, *Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks*, *J Sound Vib*, vol. 146, no. 2, pp. 243–268, Apr. 1991.
- [83] J. Qiu, H. Ji, and K. Zhu, *Semi-active vibration control using piezoelectric actuators in smart structures*, *Frontiers of Mechanical Engineering in China*, vol. 4, no. 3, pp. 242–251, Sep. 2009.
- [84] D. Niederberger, *Smart damping materials using shunt control*, Cuvillier Verlag, 2005.

- [85] M. A. Trindade and A. Benjeddou, *Hybrid Active-Passive Damping Treatments Using Viscoelastic and Piezoelectric Materials: Review and Assessment*, vol. 8, no. 6, pp. 699–745, Jun. 2002.
- [86] R. Stanway, J. A. Rongong, and N. D. Sims, *Active constrained-layer damping: A state-of-the-art review*, vol. 217, no. 6, pp. 437–456, Sep. 2003.
- [87] V. R. Buravalla, C. Remillat, J. A. Rongong, and G. R. Tomlinson, *Advances in damping materials and technology*, Smart Materials Bulletin, vol. 2001, no. 8, pp. 10–13, Aug. 2001.
- [88] B. Gospodarič, D. Vončina, and B. Bučar, *Active electromagnetic damping of laterally vibrating ferromagnetic cantilever beam*, Mechatronics, vol. 17, no. 6, pp. 291–298, Jul. 2007.
- [89] A. K. Ebrahim and A. M. Baz, *Vibration control of plates using magnetic constrained layer damping*, vol. 3327, pp. 138–158, Jun. 1998.
- [90] M. Ruzzene, J. Oh, and A. Baz, *Finite element modelling of magnetic constrained layer damping*, J Sound Vib, vol. 236, no. 4, pp. 657–682, Sep. 2000.
- [91] H. Niu, Y. Zhang, X. Zhang, and S. Xie, *Active Vibration Control of Beam Using Electro-magnetic Constrained Layer Damping*, Chinese Journal of Aeronautics, vol. 21, no. 2, pp. 115–124, Apr. 2008.
- [92] C. N. Bapat and S. Sankar, *Single unit impact damper in free and forced vibration*, J Sound Vib, vol. 99, no. 1, pp. 85–94, Mar. 1985.
- [93] S. F. Masri, *General Motion of Impact Dampers*, J Acoust Soc Am, vol. 47, no. 1B, pp. 229–237, Jan. 1970.
- [94] N. Popplewell and S. E. Semercigil, *Performance of the bean bag impact damper for a sinusoidal external force*, J Sound Vib, vol. 133, no. 2, pp. 193–223, Sep. 1989.
- [95] H. V. Panossian, *Structural Damping Enhancement Via Non-Obstructive Particle Damping Technique*, J Vib Acoust, vol. 114, no. 1, pp. 101–105, Jan. 1992.
- [96] Lanru. Jing and O. Stephansson, *Fundamentals of discrete element methods for rock engineering : theory and applications*, p. 545, Elsevier, 2007.

- [97] A. Bergamini, *Electrostatic Modification of the Bending Stiffness of Adaptive Structures*, ETH Zurich, 2008.
- [98] H. A. Sodano, *Concept and model of eddy current damper for vibration suppression of a beam*, *The Shock and Vibration Digest*, vol. 38, no. 3, pp. 239–241, May 2006.
- [99] H. A. Sodano, J. S. Bae, D. J. Inman, and W. K. Belvin, *Improved Concept and Model of Eddy Current Damper*, *J Vib Acoust*, vol. 128, no. 3, pp. 294–302, Jun. 2006.
- [100] H. A. Sodano, H. H. Robertshaw, and W. Keith Belvin, *Development of Novel Eddy Current Dampers for the Suppression of Structural Vibrations*, 2005.
- [101] B. Ebrahimi, M. B. Khamesee, and F. Golnaraghi, *Eddy current damper feasibility in automobile suspension: modeling, simulation and testing*, *Smart Mater Struct*, vol. 18, no. 1, p. 015017, Dec. 2008.
- [102] B. Ebrahimi, M. B. Khamesee, and F. Golnaraghi, *Permanent magnet configuration in design of an eddy current damper*, *Microsystem Technologies*, vol. 16, no. 1–2, pp. 19–24, Jan. 2010.
- [103] Jr. B. F. Spencer and S. Nagarajaiah, *State of the Art of Structural Control*, *Journal of Structural Engineering*, vol. 129, no. 7, pp. 845–856, Jul. 2003.
- [104] J. D. Carlson and M. R. Jolly, *MR fluid, foam and elastomer devices*, *Mechatronics*, vol. 10, no. 4–5, pp. 555–569, Jun. 2000.
- [105] J. D. Carlson, D. M. Catanzarite, and K. A. S. Clair, *Commercial magneto-rheological fluid devices*, vol. 10, no. 23–24, pp. 2857–2865, Jan. 2012.
- [106] Y. K. Wen, *Method for Random Vibration of Hysteretic Systems*, *Journal of the Engineering Mechanics Division*, vol. 102, no. 2, pp. 249–263, Apr. 1976.
- [107] B. F. Spencer Jr., S. J. Dyke, M. K. Sain, and J. D. Carlson, *Phenomenological Model for Magnetorheological Dampers*, *J Eng Mech*, vol. 123, no. 3, pp. 230–238, Mar. 1997.
- [108] L. M. Jansen and S. J. Dyke, *Semiactive Control Strategies for MR Dampers: Comparative Study*, *J Eng Mech*, vol. 126, no. 8, pp. 795–803, Aug. 2000.

- [109] S. B. Satpal, R. Datta, V. Chaturvedi, and B. Bhattacharya, *Design and experimentation on passive vibration isolation systems using PZT- PDMS composite and a shape memory alloy wire integrated mechanism*, IFAC Proceedings Volumes, vol. 47, no. 1, pp. 981–988, Jan. 2014.
- [110] D. D. L. Chung, ‘*Review: Materials for vibration damping*, J Mater Sci, vol. 36, no. 24, pp. 5733–5737, Dec. 2001.
- [111] G. Song, N. Ma, and H. N. Li, *Applications of shape memory alloys in civil structures*, Eng Struct, vol. 28, no. 9, pp. 1266–1274, Jul. 2006.
- [112] K. M. Lilley, M. J. Fasse, and P. E. Weber, *A Comparison of NVH Treatments for Vehicle Floorpan Applications*, SAE Technical Papers, Apr. 2001.
- [113] A. Hussaini, *Designing an Interior Applied Waterborne Coating for Use in Automotive Paint Shops to Replace Sound Deadening Pads*, SAE Technical Papers, Mar. 2000.
- [114] L. Liao, Y. Zuo, H. Meng, and X. Liao, *Research on the technology of noise reduction in hybrid electric vehicle with composite materials*, Advances in Mechanical Engineering, vol. 10, no. 3, Mar. 2018.
- [115] M. Danti, D. Vigè, and G. V. Nierop, *Modal methodology for the simulation and optimization of the free-layer damping treatment of a car body*, J Vib Acoust, vol. 132, no. 2, pp. 0210011–0210018, Apr. 2010.
- [116] E. J. Vydra and J. P. Shogren, *Noise and Noise Reducing Materials*, SAE Technical Papers, May 1993.
- [117] M. Zogg, Y. Liu, and P. Ermanni, *Interface Damping in Adhesive Bonds of Automotive Panel Structures*, ATZ worldwide 2014 116:4, vol. 116, no. 4, pp. 54–59, Mar. 2014.
- [118] Z. Abbadì, N. Merlette, and N. Roy, *Response Computation of Structures with Viscoelastic Damping Materials using a Modal Approach-Description of the Method and Application on a Car Door Model Treated with High Damping Foam*, 5th Symposium on Automobile Comfort, 2008.

- [119] K. H. Lee and C. M. Kim, *Application of viscoelastic damping for passive vibration control in automotive roof using equivalent properties*, International journal of automotive technology, vol. 6, no. 6, pp. 607–613, 2005.
- [120] C. Guigou and C. R. Fuller, *Control of aircraft interior broadband noise with foam-pvdf smart skin*, J Sound Vib, vol. 220, no. 3, pp. 541–557, Feb. 1999.
- [121] E. Balmes, M. Corns, S. Baumhauer, P. Jean, and J. P. Lombard, *Constrained viscoelastic damping, test/analysis correlation on an aircraft engine*, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series, vol. 3, no. PART 2, pp. 1177–1185, 2011.
- [122] E. R. Fotsing, M. Sola, A. Ross, and E. Ruiz, *Lightweight damping of composite sandwich beams: Experimental analysis*, vol. 47, no. 12, pp. 1501–1511, Jun. 2012.
- [123] R. Chen, H. Luo, H. Wang, and W. Zhou, *Topology optimization of partial constrained layer damping treatment on plate for maximizing modal loss factors*, vol. 30, p. 263498332110348, Jul. 2021.
- [124] J. Sandin, *Analysis Methods for Structures with Visco-Elastic Damping Treatment*, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, Sweden 2016.
- [125] R. Pirk, L. Rouleau, V. d’Ortona, W. Desmet, and B. Pluymers, *Modeling viscoelastic damping insertion in lightweight structures with generalized Maxwell and fractional derivative models*, 2014.
- [126] M. Viscardi and M. Arena, *Sound proofing and thermal properties of an innovative viscoelastic treatment for the turboprop aircraft fuselage*, CEAS Aeronaut J, vol. 10, no. 2, pp. 443–452, Jun. 2019.
- [127] www.bitmat.pl (dostęp: 09.2020)
- [128] www.standartplast.pl (dostęp: 09.2021)
- [129] www.kronosedm.pl/aluminium-pa6-aw-2017a/ (dostęp: 05.2022)
- [130] www.ravagobuildingsolutions.com (dostęp: 05.2022)
- [131] R. , Pniewski, R. , Kowalik, and E. Sadowski, *Ogniwo Peltiera w zastosowaniach praktycznych*, Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe, 2017.

- [132] J.-L. Wojtowicki, L. Jaouen, R. Panneton, J.-L. Wojtowicki, L. Jaouen, and R. Panneton, *New approach for the measurement of damping properties of materials using the Oberst beam*, RSci, vol. 75, no. 8, pp. 2569–2574, Aug. 2004.
- [133] K. Jaboviste, E. S. Reboul, N. Peyret, G. Chevallier, C. Arnould, and E. Collard, *Identification of nonlinear viscoelastic parameters based on an enhanced oberst beam method*, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series, vol. 1, pp. 379–382, 2019.
- [134] F. Cortés and M. J. Elejabarrieta, *Viscoelastic materials characterisation using the seismic response*, Mater Des, vol. 28, no. 7, pp. 2054–2062, Jan. 2007.
- [135] A. Dobrucki, R. Bolejko, P. Nieradka, and A. Klimek, *Generalized Oberst beam method for measuring viscoelastic parameters of layered composite components*, Archives of Mechanics, vol. 75, no. 1–2, pp. 27–52, 2023.
- [136] www.ansyshelp.ansys.com (dostęp: 05.2023)
- [137] www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_elem/Hlp_E_SOLID186.html (dostęp: 05.2023)
- [138] A. R. Kudal and A. Cicirello, *Constrained layer damping treatment: Analysis of multi-strip application on thin plates*, International Conference on Modern Practice in Stress and Vibration Analysis (MPSVA 2018), vol. 1106, no. 1, p. 12025, Nov. 2018.
- [139] C. Lein and M. Beitelshmidt, *Comparative study of model correlation methods with application to model order reduction*, Proceedings 26th ISMA (International Conference on Noise and Vibration Engineering), 2014.
- [140] P. Gardonio and C. Gonzalez Diaz, *BOMBARDIER Dash-8 Q400 Fuselage Section with Five Decentralized Velocity Feedback Control Units*, Inst. Sound & Vibration Research, 2009.
- [141] S. Liguore, J. Montgomery, and G. Foss, *Prediction and Measurement of Structural Loss Factors in Damped Composite Panels Under Pressure Loads*, Apr. 2008.
- [142] J. A. Cordioli, G. Bratti, C. Stumpf, A. Lenzi, and V. Cotoni, *On the prediction of damping loss factor of fuselage panels with viscoelastic materials using Periodic*

- Structure Theory and Finite Element method*, Conference on Advanced Acoustics and Vibration Engineering, Leuven, 2010.
- [143] B. Magliozzi, *Acoustic Pressures on a Prop-Fan Aircraft Fuselage Surface*, Journal of Aircraft vol. 19, no. 2, pp. 104–111, May 2012.
- [144] J. Šulc, J. Hofr, and L. Benda, *Exterior noise on the fuselage of light propeller driven aircraft in flight*, J Sound Vib, vol. 84, no. 1, pp. 105–120, Sep. 1982.
- [145] F. B. Metzger, B. Magliozzi, G. B. Towle, and L. Gray, *A study of propeller noise research*, Aerodynamic Noise, pp. 371–386, Oct. 1969.
- [146] C. K. Barton and J. S. Mixson, *Characteristics of Propeller Noise on an Aircraft Fuselage*, Journal of Aircraft vol. 18, no. 3, pp. 200–205, May 2012.
- [147] H. H. (Ed.). Hubbard, *Aeroacoustics of flight vehicles: theory and practice (Vol. 1)*., National Aeronautics and Space Administration, Office of Management, Scientific and Technical Information Program., 1991.

STRESZCZENIE PRACY DOKTORSKIEJ

Wpływ rodzaju materiału tłumiącego, temperatury pracy oraz geometrii elementu tłumiącego na skuteczność pasywnej wibroizolacji

Autor: mgr inż. Piotr Łabuński

Promotor: dr hab. inż. Lucjan Witek, prof. PRz

Słowa kluczowe: analiza modalna, analiza harmoniczna, tłumienie drgań, materiały lepkosprężyste, FLD, CLD, metoda elementów skończonych (MES)

W pracy przedstawiono kompleksową, numeryczno-eksperymentalną analizę skuteczności pasywnej wibroizolacji. Eksperymentalną analizę modalną wykonano z użyciem systemu wibracyjnego Unholtz-Dickie UDCO TA-250. W pracy przedstawiono wyniki badań dotyczących wpływu rodzaju materiału tłumiącego (guma butylowa i materiał bitumiczny) oraz konfiguracji (FLD i CLD) na zdolności dyssypacyjne. Następnie wykorzystując komorę chłodzącą własnego projektu określono wpływ temperatury pracy na skuteczność wibroizolacji. W ostatnim etapie badań eksperymentalnych określono współczynnik strat η^* i moduł zachowawczy E' gumy butylowej i materiału bitumicznego.

Kolejna część rozprawy zawiera wyniki symulacji numerycznych (analiza modalna i harmoniczna) przeprowadzonych z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES). Dokonano weryfikacji wyznaczonych stałych materiałowych (η^* , E') gumy butylowej oraz materiału bitumicznego. Następnie przeprowadzono analizę harmoniczną fragmentu kadłuba samolotu turbośmigłowego Bombardier Dash-8 Q400 oraz określono wpływ geometrii materiału tłumiącego na jego zdolności dyssypacyjne. W celu wskazania najlepszego rozwiązania posłużono się wskaźnikami masowymi, które oprócz oceny intensywności tłumienia uwzględniły przyrost masy konstrukcji.

Wyniki badań przedstawione w niniejszej pracy (oprócz aspektu naukowego) mają znaczenie użytkowe i mogą zostać wykorzystane w trakcie projektowania pojazdów samochodowych, szynowych oraz konstrukcji lotniczych.

DOCTORAL DISSERTATION ABSTRACT

The influence of the type of damping material, operating temperature and damping element geometry on the effectiveness of passive vibration isolation

Author: mgr inż. Piotr Łabuński

Supervisor: dr hab. inż. Lucjan Witek, prof. PRz

Key words: modal analysis, harmonic analysis, vibration damping, viscoelastic materials, FLD, CLD, finite element method (FEM)

The dissertation presents a comprehensive, numerical-experimental analysis of the effectiveness of passive vibration isolation. The experimental modal analysis was performed using the Unholtz-Dickie UDCO TA-250 vibration system. The dissertation presents the results of research on the effect of the type of damping material (butyl rubber and bituminous material) and treatment (FLD and CLD) on dissipative capacity. Using a cooling chamber of own design, the influence of the operating temperature on the effectiveness of vibration isolation was determined. In the last stage of the experimental research, the loss factor η^* and storage modulus E' of butyl rubber and bituminous material were determined.

The next part of the thesis contains the results of numerical simulations (modal and harmonic analysis) conducted using the finite element method (FEM). The determined material constants (η^* , E') of butyl rubber and bituminous material were verified. Then, a harmonic analysis of the fuselage section of the Bombardier Dash-8 Q400 turboprop aircraft was carried out and the influence of the geometry of the damping material on its dissipative capacity was determined. In order to indicate the best solution, mass coefficients were used which, in addition to assessing the damping intensity, took into account the increase in the mass of the structure.

The research results presented in this paper (apart from the scientific aspect) have utilitarian significance and can be used during the design of automotive vehicles, rail vehicles and aircraft structures.