



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DA PARAÍBA

DIRETORIA GERAL DO CAMPUS JOÃO PESSOA

DEPARTAMENTO DE ENSINO SUPERIOR

CURSO SUPERIOR DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CLODEMIR DA COSTA NASCIMENTO JUNIOR

ATENUAÇÃO PASSIVA DE VIBRAÇÃO EM VIGA DE ALUMÍNIO POR CIRCUITOS
SHUNT: ESTUDO SIMULADO E EXPERIMENTAL

JOÃO PESSOA

2024

CLODEMIR DA COSTA NASCIMENTO JUNIOR

ATENUAÇÃO PASSIVA DE VIBRAÇÃO EM VIGA DE ALUMÍNIO POR CIRCUITOS
SHUNT: ESTUDO SIMULADO E EXPERIMENTAL

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso Superior de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba, como requisito curricular obrigatório para obtenção do título de Engenheiro(a) Mecânico.

Orientador: Alexandre Ribeiro Andrade

JOÃO PESSOA

2024

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Biblioteca Nilo Peçanha do IFPB, *campus* João Pessoa

N244a Nascimento Júnior, Clodemir da Costa.

Atenuação passiva de vibração em viga de alumínio por circuitos *Shunt* : estudo simulado e experimental / Clodemir da Costa Nascimento Junior. – 2024.

91 f. : il.

TCC (Graduação – Bacharelado em Engenharia Mecânica)
– Instituto Federal de Educação da Paraíba / Coordenação do
Curso Superior de Bacharelado em Engenharia Mecânica, 2024.
Orientação : Prof^o. Me. Alexandre Ribeiro Andrade.

1. Engenharia mecânica. 2. Circuito *Shunt* ressonador. 3.
Viga de alumínio. 4. Atenuação passiva. 5. Vibração. I. Título.

CDU 621.8.034:669.71(043)

CLODEMIR DA COSTA NASCIMENTO JUNIOR

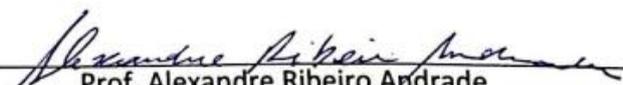
ATENUAÇÃO PASSIVA DE VIBRAÇÃO EM VIGA DE ALUMÍNIO POR CIRCUITOS SHUNT: ESTUDO SIMULADO E EXPERIMENTAL

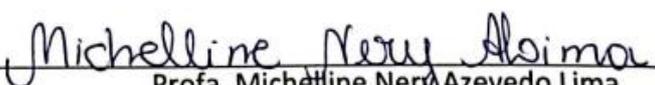
Trabalho de Conclusão de curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica pelo Instituto Federal Paraíba, campus João Pessoa.

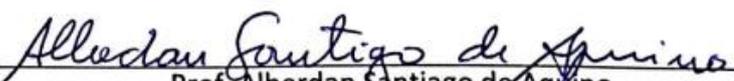
Orientador: Prof. Me. Alexandre Ribeiro Andrade

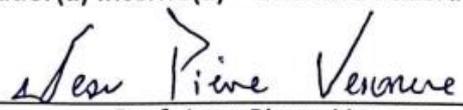
Data de Aprovação: 27 de setembro de 2024.
Conceito: 99

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Alexandre Ribeiro Andrade
Orientador(a) Interno(a) – Instituto Federal da Paraíba (IFPB)


Profa. Michelline Nery Azevedo Lima
1º Examinador(a) Interno(a) – Instituto Federal da Paraíba (IFPB)


Prof. Alberdan Santiago de Aquino
2º Examinador(a) Interno(a) – Instituto Federal da Paraíba (IFPB)


Prof. Jean Pierre Veronese
Examinador(a) Externo(a) – Universidade Federal da Paraíba (UFPB)

João Pessoa - PB

2024

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar minha profunda gratidão em primeiro lugar a Deus, pois sem sua orientação e misericórdia, nada disso seria possível. Sou grato por sua infinita sabedoria e amor, que têm me sustentado ao longo desta jornada. Gostaria também de agradecer de coração aos meus pais, Clodemir da Costa Nascimento e Maria de Lourdes do Nascimento, por todo o apoio, incentivo e sacrifício que fizeram ao longo da minha jornada educacional. Seu amor incondicional e encorajamento constante foram fundamentais para meu crescimento e sucesso. Agradeço também aos meus familiares, que sempre estiveram ao meu lado, oferecendo palavras de encorajamento e motivando-me a perseguir meus sonhos. Seu carinho e incentivo têm sido uma fonte de força e inspiração. À minha querida instituição de ensino, o IFPB, sou grato por proporcionar um ambiente de aprendizado e crescimento, onde pude adquirir conhecimento e desenvolver habilidades essenciais para minha formação acadêmica e pessoal. Agradeço aos professores, funcionários e toda a equipe do IFPB, que contribuíram para enriquecer minha jornada educacional. Não posso deixar de mencionar meus amigos e colegas, cujo apoio e amizade tornaram minha jornada ainda mais significativa e prazerosa. Sou grato pelo compartilhamento de conhecimento e momentos de descontração que foram essenciais para superar os desafios e alcançar os objetivos. Cada pessoa mencionada neste texto é uma peça fundamental do meu caminho e sou grato por fazerem parte desta trajetória única e significativa. A todos vocês, meus mais sinceros agradecimentos.

“É justo que muito custe o que muito vale” (Santa Teresa de Jesus).

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo experimental sobre a atenuação passiva de vibração em uma viga de alumínio apoiada unilateralmente utilizando um circuito shunt ressonador. O objetivo do estudo é investigar a eficácia do circuito shunt na redução de vibrações mecânicas na estrutura da viga, especificamente nos seus dois primeiros modos naturais de vibração. O experimento envolveu a excitação da viga de alumínio em suas frequências de ressonância e a medição das vibrações resultantes. O circuito shunt ressonador, composto por resistores, circuito integrado e capacitores cuidadosamente escolhidos, foi implementado em paralelo com a viga para fornecer um caminho alternativo para a dissipação da energia vibratória. Os resultados do estudo experimental demonstraram uma atenuação significativa das vibrações mecânicas na viga de alumínio. As vibrações medidas apresentaram uma redução perceptível na amplitude indicando a eficácia do circuito shunt ressonador na mitigação de vibrações indesejadas. Este estudo contribui para o campo das técnicas de controle passivo de vibração, especificamente o uso de circuitos shunt, na atenuação de vibrações mecânicas em estruturas de vigas engastadas. Os resultados destacam o potencial dos métodos passivos para a atenuação de vibrações e sua aplicabilidade prática na melhoria da estabilidade e desempenho estrutural de sistemas de vigas engastadas.

Palavras-chave: *Circuito Shunt Ressonador; Atenuação passiva; Viga de alumínio; Vibrações.*

ABSTRACT

This work presents an experimental study on passive vibration attenuation in a cantilevered aluminum beam using a shunt circuit. The aim of the study is to investigate the effectiveness of the shunt circuit in reducing mechanical vibrations in the beam structure, specifically focusing on its first two natural vibration modes. The experiment involved exciting the aluminum beam at its resonance frequencies and measuring the resulting vibrations. The shunt circuit, consisting of carefully selected resistors, integrated circuits, and capacitors, was implemented in parallel with the beam to provide an alternative path for dissipating vibrational energy. The experimental results demonstrated a significant reduction in mechanical vibrations in the aluminum beam. The measured vibrations showed a noticeable decrease in amplitude, indicating the shunt circuit's effectiveness in mitigating unwanted vibrations. This study contributes to the field of passive vibration control techniques, specifically the use of shunt circuits, in attenuating mechanical vibrations in cantilevered beam structures. The results highlight the potential of passive methods for vibration attenuation and their practical applicability in improving the stability and structural performance of cantilevered beam systems.

Key-words: *Shunt Circuit; Passive attenuation; Aluminium Beam; Vibrations.*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Forças e momentos na viga	12
Figura 2 – Características Geométricas da Viga Limpa	22
Figura 3 – Características Geométricas da Viga com as Pastilhas Piezoelétricas	23
Figura 4 – Equipamentos Utilizados.	24
Figura 5 – Configuração do LM324N.	27
Figura 6 – Esquema do Circuito Shunt.....	27
Figura 7 – Experimento Final.....	28
Figura 8 – FFT da Viga com 3 Pastilhas Piezelétricas.....	30
Figura 9 - Comparação Entre Vibração Normal e Atenuada.....	31

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Representação dos Circuitos Shunt.	18
Tabela 2 – A Mesa Inercial Passiva (MIP).....	19
Tabela 3 – Propriedades da Viga de Alumínio em Estudo.....	21
Tabela 4 - Resultado Analítico Análise Modal	29
Tabela 5 – Análise Modal Computacional na Viga Limpa.	29
Tabela 6 – Análise Modal Computacional na Viga com Pastilhas.....	30

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CI	Circuito Integrado
FFT	Fast Fourier Transform (Transformada Rápida de Fourier)
IFPB	Instituto Federal da Paraíba
MIP	Mesa Inercial Passiva
PID	Proporcional, Integral e Derivativo (Controlador PID)
PZT	Lead Zirconate Titanate (Material Piezoelétrico)
RLC	Resistor, Indutor, Capacitor (Circuito RLC)
UFPB	Universidade Federal da Paraíba
TCC	Trabalho de Conclusão de Curso

LISTA DE SIMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Área da seção transversal da viga	m^2
b	Largura da seção transversal	m
h	Altura ou espessura da seção transversal	m
E	Módulo de elasticidade do material	Pa
I	Momento de inércia da seção transversal	m^4
ρ	Densidade do material	kg/m^3
ω	Frequência angular	rad/s
f	Frequência natural	Hz
M(x)	Momento fletor	N·m
q(x)	Carga distribuída	N/m

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Estrutura do trabalho	2
2	OBJETIVOS	4
2.1	Objetivos Específicos	4
3	REFERENCIAL TEÓRICO	6
3.1	Sistema Vibratório Harmônico e Não Harmônico	7
3.2	Sistema Periódico e Não Periódico	7
3.3	Frequência Natural e Forçada	8
3.4	A Piezeletricidade	9
3.5	Modelo Euler-Bernoulli	11
3.6	Análise Modal	13
3.7	Circuitos Shunt	16
4	METODOLOGIA	19
4.1	Mesa inercial parcial (MIP)	19
4.2	A Viga	20
4.2.1	Análise modal computacional	21
4.3	Os experimentos iniciais	23
4.4	O circuito Shunt Ressonador	24
4.6	O Experimento	28
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	29
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	32
	REFERÊNCIAS	35
	APÊNDICE	37
	APÊNDICE A – Código MATLAB para FFT's.	37
	APÊNDICE B – Código MATLAB para dimensionamento de Circuito Shunt.	39

ANEXO	42
Anexo A – Solution Information – viga limpa	42
Anexo B – Solution Information – viga com pastilhas piezelétricas	59
Anexo C – Datasheet CI LM324N	76

1 INTRODUÇÃO

A compreensão e controle das vibrações em estruturas têm sido objeto de intenso interesse científico e de engenharia, visando melhorar o desempenho e a segurança de diversos sistemas industriais, mecânicos e civis. Ao longo das últimas décadas, inúmeros estudos têm sido realizados para aprofundar o conhecimento acerca das vibrações mecânicas e desenvolver técnicas eficazes de atenuação.

Neste contexto, as vigas engastadas unilateralmente têm sido amplamente utilizadas na investigação deste fenômeno, dada sua relevância em diversas aplicações estruturais. O modelo Euler-Bernoulli, que descreve a resposta dinâmica de vigas, tem sido frequentemente adotado para o estudo das vibrações em tais sistemas. Dentre as técnicas de controle passivo para atenuação de vibrações, destaca-se o circuito shunt ressonador, que consiste em um arranjo de componentes eletrônicos conectados em paralelo ou em série com a estrutura a ser controlada. O circuito shunt ressonador é projetado para atenuar a energia vibratória indesejada, minimizando as vibrações em frequências específicas.

A eficácia deste circuito aplicadas em vigas de alumínio, especificamente nas frequências naturais do primeiro e segundo modo de vibração, será o foco deste trabalho. A montagem experimental do circuito shunt ressonador, utilizando resistores, circuito integrado, capacitores, potenciômetro e um amplificador operacional, permitiu a análise da atenuação das vibrações mecânicas e suas respostas em termos de amplitude da frequência.

Neste sentido, este trabalho tem como objetivo investigar a aplicabilidade do circuito shunt como uma técnica passiva eficaz de controle de vibrações em vigas engastadas unilateralmente de alumínio. Através da análise dos resultados experimentais, espera-se confirmar a capacidade do circuito shunt em reduzir as frequências fundamentais, contribuindo para o avanço do conhecimento na área de controle de vibrações e fornecendo insights valiosos para o aprimoramento da estabilidade e desempenho desses sistemas estruturais. As referências citadas neste trabalho representam apenas uma parcela do vasto corpo de conhecimento científico existente, reforçando a importância e relevância do estudo para o desenvolvimento contínuo da engenharia de controle de vibrações.

1.1 Estrutura do trabalho

O presente trabalho está dividido em seis capítulos, cada um abordando aspectos específicos da pesquisa sobre a atenuação de vibrações em vigas utilizando circuitos shunt.

O primeiro capítulo, a introdução, apresenta o contexto geral do estudo, destacando a importância da compreensão e controle das vibrações mecânicas em estruturas, como vigas engastadas unilateralmente, e a relevância do modelo de Euler-Bernoulli para a análise dessas vibrações. Introduce-se também o conceito do circuito shunt ressonador como uma técnica passiva de controle de vibrações, o qual será aplicado e investigado experimentalmente ao longo do trabalho.

No segundo capítulo são descritos os objetivos gerais e específicos da pesquisa. O objetivo principal é avaliar a eficácia dos circuitos shunt na atenuação de vibrações em uma viga de alumínio. Entre os objetivos específicos estão a análise experimental da atenuação das vibrações nos modos naturais da viga e a discussão da viabilidade da aplicação de circuitos shunt em contextos práticos da engenharia.

O terceiro capítulo revisa a literatura sobre o controle passivo de vibrações, com ênfase no uso de circuitos shunt em vigas e outros sistemas estruturais. Também são abordados conceitos fundamentais como vibrações harmônicas e não-harmônicas, frequências naturais, o modelo de Euler-Bernoulli e o fenômeno da piezeletricidade, que fundamentam a compreensão do funcionamento e aplicação dos transdutores piezoelétricos.

No quarto capítulo, são descritos os procedimentos experimentais adotados na pesquisa. São apresentados os equipamentos utilizados, como a mesa inercial passiva (MIP), a viga de alumínio e os transdutores piezoelétricos, bem como os detalhes sobre a montagem e configuração do circuito shunt. Também é abordada a análise modal computacional, que auxiliou na caracterização das frequências naturais da viga.

O quinto capítulo apresenta e discute os resultados experimentais. A eficácia do circuito shunt na atenuação de vibrações é analisada com base nas respostas dinâmicas da viga, comparando-se as amplitudes e frequências naturais nos casos com e sem o circuito. A discussão envolve uma avaliação crítica da eficiência do circuito e suas possíveis aplicações em contextos reais.

O sexto capítulo finaliza o trabalho com uma síntese dos resultados obtidos e das principais conclusões do estudo. São apresentadas também sugestões de melhorias para futuras pesquisas e recomendações sobre a viabilidade de utilizar circuitos shunt em aplicações práticas de controle de vibrações em estruturas de engenharia.

2 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é investigar a viabilidade e a eficiência de técnicas de atenuação passiva de vibrações em uma viga de alumínio, utilizando circuitos shunt aplicados a transdutores piezoelétricos. A pesquisa se concentra na aplicação prática desses circuitos, com o intuito de avaliar sua capacidade de reduzir as amplitudes em diferentes modos de vibração da estrutura.

O presente estudo busca, portanto, não apenas validar a aplicabilidade dessa tecnologia em vigas de alumínio, mas também compreender como a interação entre o circuito shunt e os transdutores piezoelétricos influencia diretamente a atenuação das vibrações. Será investigada a eficiência dos circuitos em diferentes modos de vibração, analisando fatores como o comportamento da viga em sua frequência de ressonância sem o circuito shunt ressonador e com o auxílio deste circuito, observando suas amplitudes e as mudanças promovidas pela integração do sistema de controle passivo.

A partir dos resultados experimentais obtidos, espera-se verificar a capacidade dos circuitos shunt ressonador de reduzir de forma significativa as vibrações nas frequências mais relevantes, contribuindo para o desenvolvimento de soluções mais eficazes e econômicas de controle de vibrações. Dessa forma, o trabalho pretende fornecer uma base sólida para a aplicação dessa tecnologia em estruturas sujeitas a oscilações, abrindo caminho para seu uso em contextos práticos como estruturas mecânicas, civis, aeronáuticas e em sistemas industriais de precisão.

2.1 Objetivos Específicos

Neste trabalho, um dos objetivos específicos é utilizar a simulação computacional através do software ANSYS®, sob licença acadêmica sem fins lucrativos, para realizar uma comparação entre os resultados obtidos pelo software e os resultados experimentais. Através da análise modal, pretende-se observar como a viga de alumínio responde em termos de frequências naturais e modos de vibração, e investigar como essas características são alteradas pela adição de pastilhas piezoelétricas, destacando a influência da mudança de geometria e dos diferentes materiais no comportamento modal da estrutura. Esta comparação entre os modelos

computacionais e os dados experimentais é crucial para validar o uso de simulações na predição do comportamento dinâmico de estruturas.

Outro aspecto relevante deste trabalho é observar computacionalmente como as deformações nos diferentes modos de vibração afetam as características modais da viga. Através da simulação no ANSYS®, será possível analisar de forma detalhada as alterações nas distribuições de tensões e deformações à medida que a estrutura passa por diferentes frequências naturais. Essa análise permitirá identificar quais modos de vibração são mais críticos em termos de deformação e, conseqüentemente, mais suscetíveis à implementação de técnicas de controle passivo como os circuitos shunt.

Adicionalmente, busca-se verificar como o uso de uma mesa inercial passiva (MIP) nos experimentos contribui para o isolamento das vibrações e ruídos externos ao sistema, garantindo que o comportamento observado seja devido exclusivamente à resposta dinâmica da viga e ao efeito dos circuitos shunt, sem interferências indesejadas do ambiente. Este isolamento é fundamental para a precisão das medições experimentais, permitindo uma análise mais precisa da eficiência dos métodos de controle passivo.

Por fim, um objetivo importante deste estudo é discutir a viabilidade do uso de circuitos shunt em aplicações práticas de engenharia. Para isso, além da avaliação experimental da atenuação das vibrações, serão consideradas questões como os custos de implementação, simplicidade de instalação, robustez do sistema em condições reais de operação e a durabilidade dos componentes elétricos ao longo do tempo. Este objetivo visa fornecer uma visão abrangente sobre a aplicabilidade dessa tecnologia, explorando tanto suas vantagens quanto as possíveis limitações em ambientes industriais mecânicos.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

O referencial teórico deste Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) aborda o tema da atenuação de vibrações mecânicas em vigas, com foco no uso do circuito shunt como uma técnica de controle passivo. O estudo e controle das vibrações têm sido alvo de extensa pesquisa em variados campos da engenharia e ciência. Ao longo das últimas décadas, um volume significativo de estudos tem sido realizado com o objetivo de entender melhor as vibrações e desenvolver técnicas eficazes para atenuá-las (HADI et al., 2020; BRUANT et al., 2001).

Uma viga é um elemento estrutural essencialmente alongado, comumente utilizado em aplicações industriais. Para o estudo das vibrações em vigas, o modelo Euler-Bernoulli é frequentemente adotado. Esse modelo descreve a resposta dinâmica da viga considerando as deformações de flexão e o efeito da inércia como apresentado em (SCUCIATO, 2014) e (ANDRADE, 2004). Em sistemas estruturais, as vibrações indesejadas podem causar desconforto, comprometer a estabilidade e levar a danos estruturais. Para mitigar esse problema, técnicas de controle passivo têm sido exploradas, sendo o circuito shunt uma delas.

O circuito shunt consiste em um arranjo de componentes eletrônicos, como resistores, indutores e capacitores, que são conectados em paralelo ou em série com a estrutura para reduzir ou amortecer as vibrações indesejadas (DING et al., 2019). O circuito shunt é aplicado em vigas para minimizar as vibrações geradas em suas frequências naturais. Conforme mencionado por Bruant et al. (2001), o circuito shunt pode ser projetado para atenuar as frequências de vibração indesejadas através do ajuste cuidadoso dos componentes, como a escolha adequada da resistência, indutância e capacitância. O posicionamento estratégico do circuito shunt na estrutura também desempenha um papel importante na eficácia da atenuação de vibrações (GAUDENZI et al., 2000).

Além disso, outros estudos têm abordado o uso de diferentes estratégias de controle, como o controle baseado em taxa de deformação (WELDEGIORGIS et al., 2014), controle de saída com base em PID (KHOT et al., 2011), controle ótimo de materiais piezoelétricos (STEFFEN JR. e INMAN, 1999) e controle híbrido com estratégias de amortecimento inteligentes (GAUDENZI et al., 2000).

As referências citadas neste referencial teórico representam apenas uma pequena amostra do amplo volume de estudos científicos que abordam a atenuação de vibrações em vigas usando o circuito shunt e outras técnicas de controle passivo.

O campo de pesquisa é dinâmico e continua evoluindo, impulsionado pelo desenvolvimento de novas tecnologias e metodologias. Os resultados dessas pesquisas contribuem para o avanço do conhecimento na área de controle de vibrações e fornecem percepções valiosas para a aplicação prática em diversos setores industriais.

3.1 Sistema Vibratório Harmônico e Não Harmônico

Um sistema vibratório harmônico é um sistema que oscila em resposta a uma força restauradora que é proporcional ao deslocamento do sistema em relação à sua posição de equilíbrio, seguindo uma trajetória sinusoidal com uma frequência constante. Esse tipo de sistema pode ser descrito matematicamente por uma equação diferencial linear, como no caso de um oscilador harmônico simples, onde a força restauradora segue a Lei de Hooke ($F = K * x$). Um exemplo clássico é a oscilação de uma massa presa a uma mola ideal, onde a força restauradora é diretamente proporcional ao deslocamento da massa.

Por outro lado, um sistema vibratório não harmônico é caracterizado por oscilações que não seguem uma trajetória sinusoidal regular e podem incluir componentes de diferentes frequências ou forças restauradoras não lineares. Esses sistemas são descritos por equações diferenciais não lineares e podem apresentar comportamentos complexos, como respostas caóticas, modulação de amplitude, ou ressonância em múltiplas frequências. Um exemplo de um sistema vibratório não harmônico na engenharia mecânica é a vibração de uma estrutura sujeita a forças de atrito não lineares ou impactos, como o comportamento vibratório de uma máquina com peças soltas ou com amortecedores não lineares.

A principal diferença entre os dois tipos de sistemas está na linearidade da força restauradora e na previsibilidade do movimento. Enquanto sistemas harmônicos apresentam um comportamento previsível e simples, sistemas não harmônicos podem exibir comportamentos imprevisíveis e mais complexos, o que pode exigir métodos de análise mais sofisticados para compreensão e controle das vibrações.

3.2 Sistema Periódico e Não Periódico

Um sistema periódico é caracterizado por oscilações ou fenômenos que se repetem em intervalos regulares de tempo, seguindo um padrão cíclico constante. Em termos matemáticos, uma função é considerada periódica se existir um período T tal que $f(t + T) = f(t)$ para todo t , onde T é o menor intervalo de tempo após o qual o comportamento do sistema se repete. Na engenharia mecânica, um exemplo clássico de um fenômeno periódico é o movimento de rotação de um eixo de um motor, onde a posição angular do eixo se repete a cada volta completa.

Em contraste, um sistema não periódico é caracterizado por oscilações ou fenômenos que não seguem um padrão repetitivo regular ao longo do tempo. Neste caso, a função que descreve o comportamento do sistema não possui um período fixo T , resultando em um comportamento que pode ser aleatório, caótico, ou simplesmente irregular. Um exemplo de um fenômeno não periódico é o comportamento vibratório de uma máquina que opera sob condições de carga variáveis e aleatórias, onde as forças aplicadas ao sistema mudam de maneira imprevisível e não repetitiva ao longo do tempo.

A principal diferença entre sistemas periódicos e não periódicos reside na regularidade e repetição do comportamento ao longo do tempo. Enquanto sistemas periódicos apresentam um comportamento cíclico e previsível, sistemas não periódicos exibem variações que não seguem um padrão fixo, tornando sua análise e previsão mais complexas. Essa distinção é crucial na engenharia, pois a capacidade de prever e controlar o comportamento de sistemas mecânicos pode ser significativamente mais desafiadora quando lidamos com fenômenos não periódicos.

3.3 Frequência Natural e Forçada

A frequência natural e a frequência forçada são conceitos fundamentais no estudo de sistemas vibratórios, que podem ser harmônicos ou não harmônicos, amplamente aplicáveis em diversas áreas da engenharia e da física. Para entender esses conceitos, é essencial compreender a dinâmica de sistemas sujeitos a oscilações, como estruturas, máquinas e sistemas mecânicos em geral.

A frequência natural, também conhecida como frequência própria ou frequência de ressonância, é a frequência na qual um sistema vibratório oscila naturalmente quando perturbado e liberado sem influências externas. Em outras palavras, é a frequência intrínseca

do sistema, determinada pelas características físicas, geométricas e elásticas do sistema, incluindo massa, rigidez e amortecimento.

Por outro lado, a frequência forçada é a frequência na qual um sistema vibratório é excitado por uma força externa periódica ou uma função de excitação. Quando um sistema é submetido a uma força externa periódica com uma frequência específica, ele responde vibrando a essa mesma frequência, que é denominada frequência forçada.

A importância desses conceitos reside na compreensão e análise do comportamento dinâmico de sistemas vibratórios. A frequência natural influencia diretamente o comportamento vibratório do sistema em suas condições naturais, determinando os modos de vibração e a resposta estrutural em frequências específicas. Já a frequência forçada descreve como o sistema responde a uma excitação externa, sendo crucial para a análise de ressonância, comportamento transiente e análise de estabilidade do sistema. Vários fatores podem influenciar tanto a frequência natural quanto a frequência forçada de um sistema. Alterações na massa, rigidez e amortecimento do sistema afetam a frequência natural, enquanto a intensidade, a frequência e a forma da força externa influenciam a frequência forçada. Além disso, mudanças nas condições de contorno, geometria da estrutura e propriedades do material também podem afetar as frequências naturais e forçadas.

3.4 A Piezeletricidade

A piezeletricidade é uma propriedade fundamental de certos materiais, como cristais de quartzo, cerâmicas e alguns polímeros, que lhes permite gerar uma diferença de potencial elétrico em resposta a uma deformação mecânica aplicada. Este fenômeno foi descoberto por Pierre e Jacques Curie em 1880, e desde então tem sido amplamente estudado e aplicado em diversas áreas da engenharia e da ciência dos materiais.

O termo "piezeletricidade" deriva do grego "piezein," que significa "pressionar." Quando um material piezoelétrico é sujeito a uma tensão mecânica, como compressão, torção ou alongamento, as cargas elétricas que estavam equilibradas dentro de sua estrutura cristalina se deslocam, resultando em um campo elétrico. Este efeito é reversível, o que significa que a aplicação de um campo elétrico a um material piezoelétrico pode induzir uma deformação mecânica, fazendo com que ele se expanda ou se contraia.

A piezeletricidade tem uma vasta gama de aplicações em dispositivos tecnológicos, incluindo sensores, atuadores, transdutores e dispositivos de captura de energia. Em sensores, por exemplo, a deformação mecânica provocada por uma força externa é convertida em um sinal elétrico que pode ser medido e utilizado para monitorar a força aplicada. Em atuadores, o efeito inverso é empregado para converter sinais elétricos em movimento mecânico, permitindo um controle preciso em sistemas como micro robôs, lentes adaptativas e sistemas de posicionamento de alta precisão.

As pastilhas piezoelétricas são elementos finos e planos compostos por materiais piezoelétricos, frequentemente em forma de discos ou lâminas. Elas são projetadas para converter energia mecânica em energia elétrica e vice-versa. Essas pastilhas são utilizadas em uma ampla variedade de dispositivos e sistemas, tais como microfones, alto-falantes, sensores de pressão, relógios de quartzo e até mesmo em sistemas de ignição de fogões a gás.

Na prática, as pastilhas piezoelétricas são valorizadas por sua alta sensibilidade, durabilidade e capacidade de operar em ambientes severos, onde outros tipos de sensores e atuadores podem falhar. Além disso, por não possuírem partes móveis significativas, elas oferecem uma longevidade operacional notável e uma resposta extremamente rápida às mudanças nas condições externas. Um exemplo notável de aplicação é no campo da saúde, onde pastilhas piezoelétricas são usadas em equipamentos de ultrassom para gerar e receber ondas acústicas, permitindo a visualização de estruturas internas do corpo humano.

Os materiais mais comuns utilizados em pastilhas piezoelétricas incluem o titanato zirconato de chumbo (PZT), que é uma cerâmica piezoelétrica com alta eficiência e excelente estabilidade térmica. No entanto, devido a preocupações ambientais relacionadas ao chumbo, novos materiais, como a cerâmica livre de chumbo e polímeros piezoelétricos, estão sendo desenvolvidos e estudados para substituir o PZT em algumas aplicações.

A utilização de pastilhas piezoelétricas no experimento de atenuação passiva de vibração em uma viga de alumínio, é essencial devido à capacidade dessas pastilhas de converter energia mecânica, resultante das vibrações da viga, em energia elétrica. Esse processo permite o acoplamento das pastilhas ao circuito shunt, como o circuito RLC, para atenuar a energia vibracional e, assim, reduzir a amplitude das vibrações. As pastilhas piezoelétricas são particularmente adequadas para este tipo de experimento devido à sua alta sensibilidade e eficiência na conversão de energia, além de serem componentes leves e compactos que não comprometem significativamente as propriedades estruturais da viga. Portanto, elas

desempenham um papel crucial na eficácia do sistema de atenuação passiva, possibilitando a implementação prática e o estudo experimental de técnicas de controle de vibração em estruturas de engenharia.

3.5 Modelo Euler-Bernoulli

O método Euler-Bernoulli, também conhecido como teoria da viga de Euler-Bernoulli ou simplesmente teoria da viga, é uma formulação fundamental da mecânica dos sólidos, especificamente para o estudo da flexão de vigas. Desenvolvida inicialmente por Leonhard Euler e Daniel Bernoulli no século XVIII, essa teoria é amplamente utilizada em engenharia para analisar a deformação e o comportamento estrutural de vigas sob cargas externas.

Este método é uma simplificação teórica que descreve a relação entre a carga aplicada em uma viga e a deflexão resultante da viga. A principal suposição desta teoria é que as seções transversais da viga, originalmente planas e perpendiculares ao eixo neutro da viga, permanecem planas e perpendiculares após a deformação. Isso significa que as deformações por cisalhamento são desprezadas, tornando a teoria aplicável principalmente para vigas esbeltas (com grande relação entre o comprimento e a altura). Tais artifícios permitem a determinação de deflexões, momentos fletores, forças cortantes e tensões em uma viga, fornecendo uma base sólida para o projeto e análise de estruturas como pontes, edifícios, aviões e veículos.

Portanto, temos como hipóteses fundamentais:

- As seções transversais da viga que são planas antes da deformação permanecem planas e perpendiculares ao eixo neutro da viga após a deformação.
- A viga é homogênea e isotrópica, com propriedades materiais constantes ao longo de sua extensão.

A deformação de cisalhamento e os efeitos da inércia rotacional são desconsiderados.

Considere uma viga de comprimento L submetida a uma carga transversal $q(x)$ distribuída ao longo de seu comprimento. Vamos assumir que a viga está em equilíbrio estático, ou seja, a soma de todas as forças e momentos atuantes é zero. A viga estará sujeita as forças de cisalhamento $V(x)$ e momentos fletores $M(x)$, que variam ao longo do comprimento.

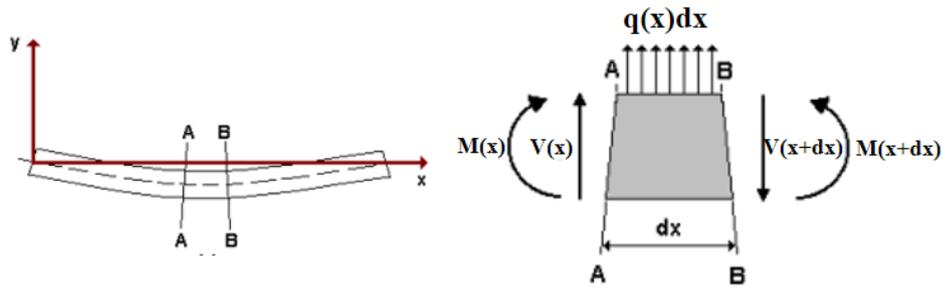


Figura 1 – Forças e momentos na viga

Fonte: Adaptado de ANDRADE (2004)

A soma das forças verticais atuando sobre um pequeno elemento diferencial da viga dx é dada por:

$$V(x + dx) - V(x) - q(x) \cdot dx = 0 \quad (1)$$

Expandindo $V(x + dx)$ em uma série de Taylor e desprezando termos de ordem superior a dx , temos:

$$V(x + dx) = V(x) + \frac{dV}{dx} \cdot dx \quad (2)$$

Substituindo a equação 2 na equação (1):

$$V(x) + \frac{dV}{dx} \cdot dx - V(x) - q(x) \cdot dx = 0 \quad (3)$$

Cancelando os termos comuns e dividindo por dx :

$$\frac{dV}{dx} = q(x) \quad (4)$$

Agora consideramos o equilíbrio dos momentos em torno de um ponto. A soma dos momentos atuando sobre um elemento diferencial dx é dada por:

$$M(x) - M(x + dx) - V(x) \cdot dx = 0 \quad (5)$$

Expandindo $M(x + dx)$ em uma série de Taylor e desprezando termos de ordem superior a dx :

$$M(x + dx) = M(x) + \frac{dM}{dx} \cdot dx \quad (6)$$

Substituindo a equação (6) na equação (5):

$$M(x) - M(x) + \frac{dM}{dx} \cdot dx - V(x) \cdot dx = 0 \quad (7)$$

Cancelando termos comuns e dividindo por dx :

$$\frac{dM}{dx} = V(x) \quad (8)$$

A relação fundamental entre o momento fletor $M(x)$ e a curvatura da viga está baseada na teoria da elasticidade. Para pequenas deflexões, a curvatura κ de uma viga é proporcional à segunda derivada do deslocamento transversal $\omega(x)$ em relação a x , assim:

$$\kappa = \frac{d^2\omega(x)}{dx^2} \quad (9)$$

De acordo com a teoria da elasticidade, o momento fletor $M(x)$ está relacionado à curvatura da viga através do módulo de elasticidade E e do momento de inércia I da seção transversal da viga, portanto:

$$M(x) = -E \cdot I \cdot \frac{d^2\omega(x)}{dx^2} \quad (10)$$

Agora podemos substituir as equações (4) e (8) na equação (10) chegamos a equação de Euler-Bernoulli para vigas, sendo:

$$E \cdot I \cdot \frac{d^4\omega(x)}{dx^4} = q(x) \quad (11)$$

3.6 Análise Modal

A análise modal é uma técnica utilizada em engenharia para determinar as frequências naturais e modos de vibração de um sistema. Ela é especialmente importante em estruturas como vigas, pontes e máquinas, pois permite prever como essas estruturas vibram sob excitações dinâmicas. A análise modal é usada para resolver a equação diferencial governante do sistema e determinar suas propriedades dinâmicas. Para sistemas como vigas, a equação de Euler-Bernoulli é frequentemente usada na análise modal. A equação de Euler-Bernoulli para vibrações livres (sem carga externa) é:

$$E \cdot I \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (12)$$

onde:

- ρ é a densidade do material,
- A é a área da seção transversal da viga,
- $w(x, t)$ é o deslocamento transversal da viga como função de x (posição) e t (tempo).

Para resolver essa equação, utilizamos o método de separação de variáveis, assumindo que o deslocamento $w(x, t)$ pode ser expresso como o produto de uma função espacial $W(x)$ e uma função temporal $T(t)$, ou seja:

$$w(x, t) = W(x) \cdot T(t) \quad (13)$$

Substituindo essa expressão na equação (12):

$$E \cdot I \frac{d^4 W(x)}{dx^4} T(t) + \rho \cdot A \cdot W(x) \frac{d^2 T(t)}{dt^2} = 0 \quad (14)$$

Dividindo ambos os lados da equação por $W(x) T(t)$ obtemos:

$$\frac{1}{W(x)} \frac{d^4 W(x)}{dx^4} = - \frac{\rho \cdot A}{E \cdot I} \frac{1}{T(t)} \frac{d^2 T(t)}{dt^2} = \lambda \quad (15)$$

Onde λ é uma constante de separação. Agora temos duas equações diferenciais separadas:

1 - Equação para o tempo $T(t)$:

$$\frac{d^2 T(t)}{dt^2} + \lambda \frac{E \cdot I}{\rho \cdot A} T(t) = 0 \quad (16)$$

Sendo a solução geral para essa equação:

$$T(t) = C_1 \cdot \cos(\omega t) + C_2 \cdot \sin(\omega t) \quad (17)$$

Onde a frequência angular natural é:

$$\omega = \sqrt{\lambda \frac{E \cdot I}{\rho \cdot A}} \quad (18)$$

2- Equação para o espaço $W(x)$:

$$\frac{d^4W(x)}{dx^4} = \lambda W(x) \quad (19)$$

Sendo solução geral para essa equação de quarta ordem:

$$W(x) = A \cdot \cos(kx) + B \cdot \sin(kx) + C \cdot \cosh(kx) + D \cdot \sinh(kx) \quad (20)$$

onde $k^4 = \lambda$, A, B, C, D são constantes que são determinadas pelas condições de contorno.

As condições de contorno dependem do tipo de viga. Para uma viga engastada-livre (cantilever), as condições de contorno são:

- $W(0) = 0$ (deslocamento nulo na extremidade engastada),
- $W'(0) = 0$ (inclinação nula na extremidade engastada),
- $W''(L) = 0$ (momento fletor nulo na extremidade livre),
- $W'''(L) = 0$ (força cortante nula na extremidade livre).

Estas condições são usadas para resolver as constantes e determinar as frequências naturais ω_n e os modos de vibração correspondentes.

As frequências naturais ω_n para uma viga de comprimento L podem ser expressas como:

$$\omega_n = \left(\frac{k_n^2}{L^2} \right) \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot A}} \quad (21)$$

Onde k_n são os valores de k que satisfazem a equação característica obtida das condições de contorno. Fazendo os cálculos utilizando as características geométricas da viga e do material apresentados na Tabela 2, temos:

A área da seção transversal de uma viga retangular pode ser calculada pela equação:

$$A = b \cdot h \quad (22)$$

O momento de inércia de uma seção retangular em torno do eixo neutro é dado por:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (23)$$

A frequência natural (f_n) de cada modo de vibração pode ser obtida dividindo a frequência angular (ω_n) por 2π :

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (24)$$

Desta forma, utilizando os parâmetros conhecidos para módulo de elasticidade, densidade do material e largura da viga, podemos calcular de forma analítica as frequências naturais da viga através do modelo de Euler-Bernoulli.

3.7 Circuitos Shunt

O circuito shunt é amplamente utilizado no controle passivo de vibrações em estruturas equipadas com materiais piezoelétricos. O princípio básico do funcionamento envolve a conversão da energia mecânica das vibrações em energia elétrica através de transdutores piezoelétricos, que, por sua vez, estão conectados a circuitos elétricos. Esses circuitos, conhecidos como shunt, são projetados para dissipar ou redirecionar a energia, atenuando, assim, a vibração da estrutura.

Quando uma estrutura vibra, as deformações mecânicas causam tensões nos transdutores piezoelétricos, gerando uma corrente elétrica. O circuito shunt, conectado ao transdutor, usa essa corrente para manipular a energia vibratória. Em essência, o circuito shunt age como um “amortecedor elétrico”, convertendo a energia vibracional em calor ou armazenando-a temporariamente para, em seguida, dissipá-la de forma controlada. Isso reduz significativamente a amplitude das vibrações.

Existem vários tipos de circuitos shunt, cada um com características específicas voltadas para diferentes aplicações e modos de vibração:

- **Shunt Resistivo Simples:** O circuito shunt resistivo básico é composto apenas de um resistor. Sua função principal é dissipar a energia elétrica como calor, reduzindo as vibrações. Este tipo de circuito é simples, mas sua eficácia pode ser limitada a uma faixa estreita de frequências.
- **Shunt RLC (Resistor, Indutor e Capacitor):** Neste caso, o circuito shunt é composto por um resistor, um indutor e um capacitor, formando um circuito ressonante. Esse tipo de circuito é sintonizado para uma frequência específica, conhecida como

frequência de ressonância, permitindo uma maior atenuação das vibrações nessa frequência. A configuração RLC é eficaz para reduzir vibrações em um modo específico da estrutura.

- **Shunt Multi-Modo:** Para controlar múltiplos modos de vibração simultaneamente, são utilizados circuitos shunt com múltiplos ramos ressonantes, cada um ajustado para uma frequência específica. Esse tipo de circuito é mais complexo e exige um projeto cuidadoso para garantir a eficiência em diversas frequências.
- **Shunt Adaptativo:** Esses circuitos shunt avançados ajustam automaticamente seus parâmetros (resistência, capacitância e indutância) em resposta às mudanças nas características de vibração, permitindo o controle em frequências variáveis. Eles são utilizados em situações em que as condições dinâmicas da estrutura podem mudar durante a operação.

Para atenuar vibrações mecânicas em baixas frequências, é necessário utilizar um indutor com alta indutância, geralmente de vários Henries. No entanto, a construção de um indutor convencional com essas características é inviável devido à alta resistência interna, baixa qualidade em baixas frequências, e problemas de tamanho e peso. Como alternativa, um circuito baseado em amplificadores operacionais, chamado Gyrtor, pode simular uma indutância elevada. Este circuito oferece alta qualidade em baixas frequências e baixa resistência elétrica. A impedância de entrada do circuito Gyrtor depende da configuração dos componentes, como resistores e capacitores, e exibe um comportamento indutivo em baixas frequências. O circuito é funcional dentro dos limites de frequência dos amplificadores operacionais e não opera em corrente contínua, embora possa ser ajustado para funcionar em corrente contínua com a adição de uma resistência de alto valor em paralelo com o capacitor. Mesmo assim, existe um limite inferior de frequência onde o circuito deixa de simular uma indutância efetiva.

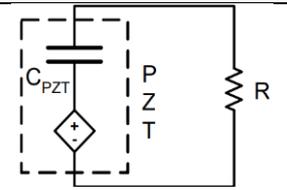
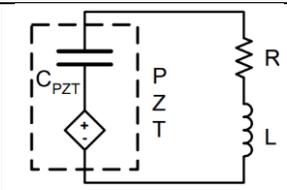
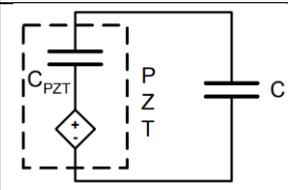
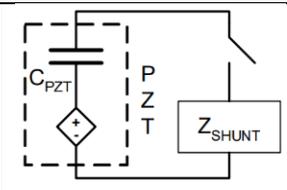
Resistivo	Ressonante	Capacitivo	Comutado
			
<p>Este circuito resulta em um comportamento semelhante a sistemas com amortecimento viscoelástico.</p>	<p>Este circuito se comporta de forma semelhante ao absorvedor de vibração dinâmico clássico.</p>	<p>Este circuito altera a rigidez do elemento piezoelétrico.</p>	<p>A característica mais importante deste circuito é ajustar o comportamento do circuito em resposta a qualquer mudança no sistema.</p>

Tabela 1 - Representação dos Circuitos Shunt.

Fonte: Adaptado de VIANA (2005).

4 METODOLOGIA

4.1 Mesa inercial parcial (MIP)

A Mesa Inercial Passiva desempenha um papel fundamental em experimentos que envolvem a análise de vibrações e o controle de ruídos, especialmente em sistemas mecânicos de alta sensibilidade. Esse dispositivo é projetado para isolar uma estrutura de ensaios das vibrações e ruídos provenientes do ambiente, permitindo que os resultados experimentais reflitam apenas o comportamento dinâmico da estrutura em estudo, sem interferências externas indesejadas.

No contexto do experimento realizado, foi essencial o uso de uma Mesa Inercial Passiva para garantir a precisão dos dados coletados. A MIP utilizada foi projetada pelo Grupo de Pesquisa em Controle e Vibração (GPCOVIB/IFPB), sendo composta por uma estrutura robusta de aço preenchida com concreto armado, montada sobre molas, que agem como um sistema de isolamento. Segundo Moraes et al. (2024), o objetivo principal do uso da MIP é mitigar os efeitos das vibrações do solo e de fontes externas, como ruídos de máquinas e tráfego, que poderiam alterar as medições experimentais.

	Propriedades	Valores
	Comprimento da Base	600 mm
	Largura da Base	580 mm
	Altura da Base	123 mm
	Comprimento da Mesa	523 mm
	Largura da Mesa	462 mm
	Altura da Mesa	520 mm
	Massa Total Estimada	355.5 Kg
	Constante de Elasticidade	114 N/mm
	Frequência Natural	5.7 Hz

Tabela 2 – A Mesa Inercial Passiva (MIP).

Fonte: Adaptado de Moraes (2024).

Além de proporcionar um ambiente mais controlado para os experimentos, o uso da MIP se justifica pela necessidade de reduzir a influência de vibrações de baixa e alta frequência, que podem distorcer as respostas dinâmicas da estrutura estudada. Para avaliar a eficácia da MIP, foi realizado um estudo de sua primeira frequência natural, que demonstrou ser adequada para isolar a bancada de vibrações externas e garantir a integridade dos resultados.

Durante o experimento em questão, que envolveu a análise de vibrações em uma viga de alumínio utilizando circuitos shunt aplicados a transdutores piezoelétricos, a MIP foi utilizada como base para a montagem dos ensaios. O uso desse equipamento permitiu que as respostas vibracionais da viga fossem mensuradas de forma precisa, sem a interferência de ruídos ou vibrações externas. Dessa forma, a MIP desempenhou um papel crucial na obtenção de resultados confiáveis, garantindo que os efeitos observados fossem exclusivamente devido às características da viga e ao comportamento dos circuitos shunt.

4.2 A Viga

A viga é uma das estruturas mais fundamentais e amplamente utilizadas na engenharia civil e mecânica. Sua importância se deve à sua capacidade de suportar cargas e transmitir forças ao longo de sua extensão. Essa peça estrutural é caracterizada por sua forma alongada, geralmente retangular ou em formato de I , e é empregada em uma variedade de aplicações, desde pontes e edifícios até máquinas industriais e equipamentos mecânicos. No presente estudo, a viga é utilizada como objeto de investigação para a análise de vibrações mecânicas e técnicas de atenuação passiva. Especificamente, a viga em estudo é do tipo cantiléver, engastada unilateralmente, o que significa que ela está fixada em uma extremidade e livre para oscilar na outra. Esse tipo de viga é conhecido por apresentar modos de vibração naturais bem definidos, e a excitação desses modos é fundamental para a análise de seu comportamento dinâmico, as propriedades da viga de alumínio em estudo, como densidade, coeficiente de Poisson e módulo de elasticidade, foram encontrados no banco de dados do software Ansys® e correspondem aos valores padronizados para o material. A viga em estudo tem dimensões e material especificados na tabela abaixo.

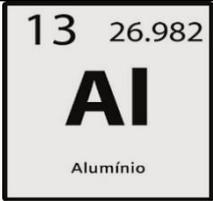
	Propriedades dimensionais	Propriedades do Material
	Comprimento: 298,5 mm	Módulo de elasticidade: 71 Gpa
	Largura: 29,0 mm	Densidade: 2770 kg/m ³
	Espessura: 1,045 mm	Coefficiente de Poisson: 0,33

Tabela 3 – Propriedades da Viga de Alumínio em Estudo.

Fonte: O autor; ANSYS Workbench 2024 R2.

4.2.1 Análise modal computacional

Neste trabalho, foi realizada uma análise modal utilizando o software Ansys® sob uma licença estudantil, destinada exclusivamente para uso acadêmico e sem fins lucrativos, como parte dos requisitos do trabalho de conclusão de curso. O objetivo principal da simulação foi obter as frequências naturais e os modos de vibração da viga de alumínio e, posteriormente, comparar esses resultados com os dados obtidos nos experimentos práticos. A comparação entre os resultados computacionais e experimentais é essencial para validar a precisão da modelagem e verificar o comportamento da estrutura quando sujeita a vibrações.

A geometria da viga foi criada diretamente na aba “Geometry” do Ansys®, utilizando as ferramentas do próprio programa para modelar a estrutura com precisão. As propriedades do alumínio, como módulo de elasticidade, densidade e coeficiente de Poisson, foram obtidas diretamente do banco de dados de materiais do Ansys®, que oferece uma ampla gama de materiais padrões para simulações mecânicas.

A simulação foi realizada em duas etapas distintas. Na primeira etapa, foi considerada apenas a geometria da viga de alumínio, sem a presença dos transdutores piezoelétricos. Esta análise permitiu identificar as frequências naturais e os modos de vibração correspondentes ao estado “limpo” da viga.

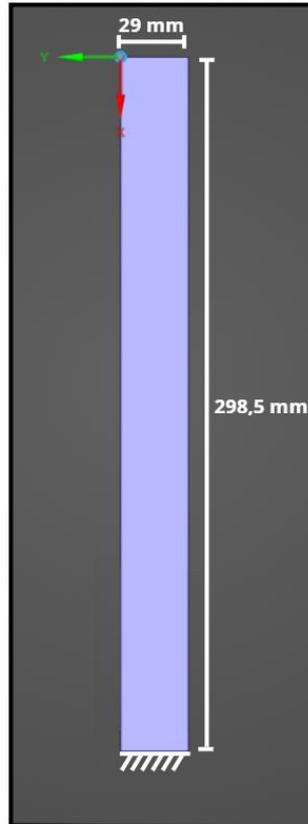


Figura 2 – Características Geométricas da Viga Limpa

Na segunda etapa, foram adicionadas as pastilhas piezoelétricas ao modelo da viga, com o intuito de observar a influência dos diferentes materiais e geometrias sobre os resultados da análise modal. As propriedades do material piezoelétrico que foram utilizados saíram do banco de dados do programa Ansys Workbench 2024 R2, sendo encontrado no catálogo “*Piezoelectrics Materials*” como PZT-5A.

Esses modos correspondem às principais frequências naturais da viga sob as condições impostas, e serão utilizados para futuras comparações experimentais.

Além disso, as informações detalhadas da análise, como os cálculos intermediários e a convergência de soluções, estão disponíveis na aba “Solution Information” do software e serão disponibilizadas em anexo para consulta adicional. Esses dados complementam os resultados da análise, permitindo uma compreensão mais profunda dos fenômenos vibracionais observados.

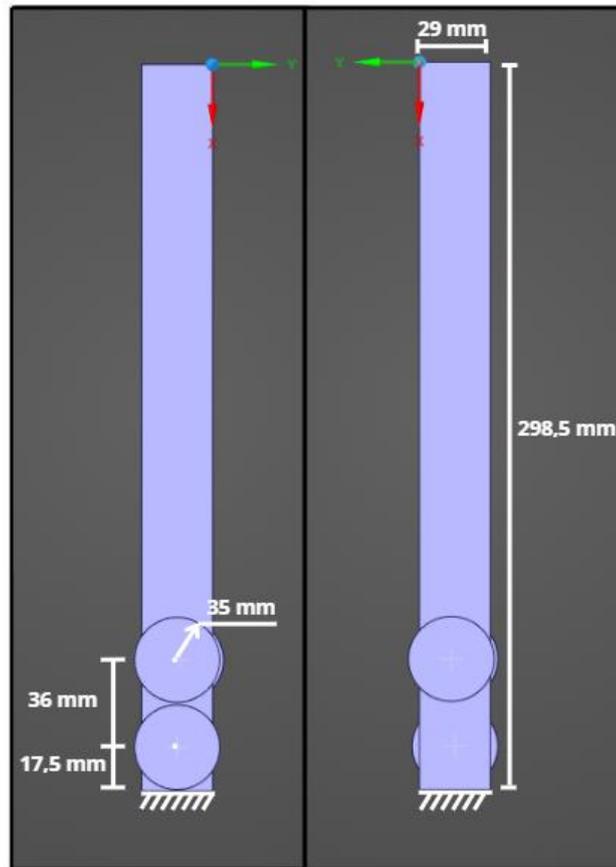


Figura 3 – Características Geométricas da Viga com as Pastilhas Piezoelétricas.

4.3 Os experimentos iniciais

A fim de validar os resultados obtidos na análise modal da viga de alumínio, foram realizados experimentos práticos no laboratório de vibrações GPCOVIB (Grupo de pesquisa em controle e vibração), localizado no IFPB campus João Pessoa, utilizando a mesa inercial passiva. A viga foi fixada por uma das extremidades na mesa e posicionada de forma estável. Para a excitação da viga, utilizou-se um gerador de funções e formas de onda arbitrárias, modelo 33521A da marca Agilent, capaz de gerar frequências específicas. Também se utilizou um osciloscópio digital, modelo DSO X 2012a de 100MHz da marca Agilent, para análise das ondas aplicadas na viga. Pastilhas piezoelétricas de 35mm de diâmetro foram acopladas à viga, permitindo a aplicação de forças controladas em pontos específicos da estrutura e servindo como sensor para obtenção dos dados.

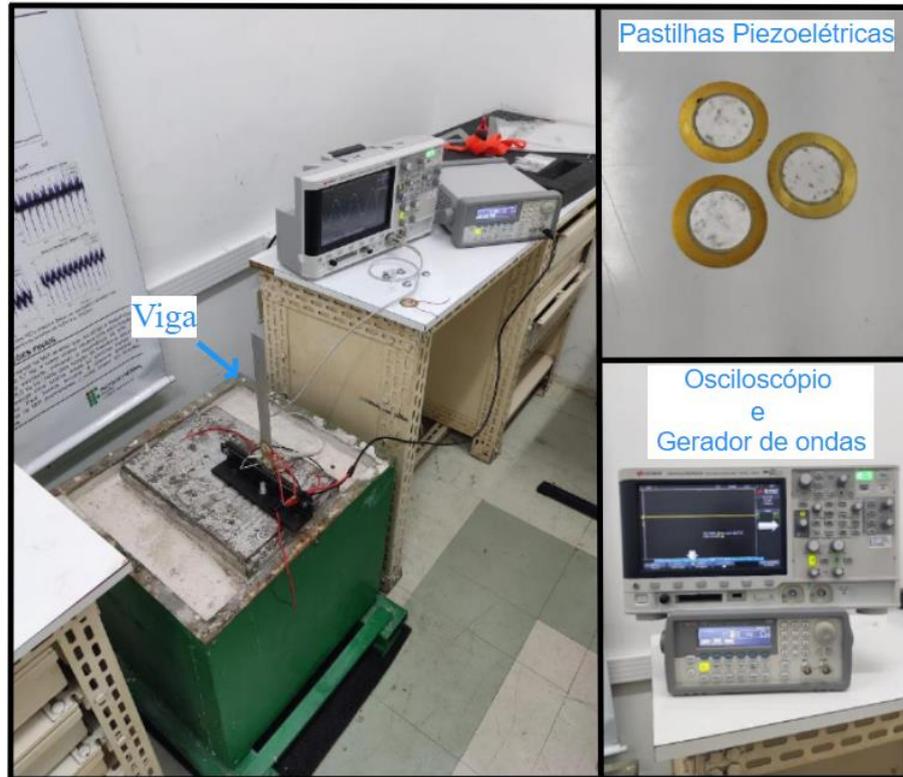


Figura 4 – Equipamentos Utilizados.

Para realização desse ensaio, uma força aleatória instantânea (impacto) é aplicada na estrutura. O objetivo é excitar a estrutura em uma ampla faixa de frequências. Foram realizados testes na viga com três pastilhas piezoelétricas de 35mm, fixadas no corpo da viga, que serviram como elemento excitador, sensor e atuador. O resultado encontrado está demonstrado no capítulo de resultados e discussão.

4.4 O circuito Shunt Ressonador

O circuito shunt ressonador é uma técnica passiva eficaz para o controle de vibrações em estruturas flexíveis, utilizando materiais piezoelétricos conectados a um circuito elétrico composto por resistores, capacitores e indutores, ou indutâncias simuladas. Essa técnica visa a absorção de energia vibracional indesejada nas frequências naturais da estrutura, evitando a necessidade de sistemas de controle ativos. No contexto do controle de vibrações, o dimensionamento adequado do circuito é fundamental para garantir que a ressonância seja atingida de forma precisa, permitindo a atenuação das vibrações em frequências específicas.

O dimensionamento do circuito shunt baseia-se em uma formulação que relaciona a frequência de ressonância da estrutura com os componentes do circuito, como resistores, capacitores e indutores. A indutância necessária para atenuar uma frequência de ressonância específica pode ser determinada a partir de uma equação que utiliza essas variáveis (STEFFEN JÚNIOR, 2000).

$$L = \frac{1}{(2\pi f_0)^2 C} \quad (25)$$

Onde:

- L é a indutância necessária (em Henrys);
- f_0 é a frequência de ressonância a ser atenuada (em Hz);
- C é a capacitância do circuito (em Farads).

Com a indutância calculada, o próximo passo é dimensionar os resistores de maneira que o circuito seja capaz de simular essa indutância. O circuito shunt ressonador pode ser modelado através de um amplificador operacional configurado para simular indutância. Nesse tipo de circuito, um amplificador operacional, como o LM324N, é usado em combinação com resistores e capacitores para simular uma indutância virtual, eliminando a necessidade de indutores físicos, que seriam impraticáveis em frequências muito baixas.

A equação que rege a indutância simulada pelo circuito é a seguinte:

$$L = \frac{C \cdot Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2} \quad (26)$$

Onde:

- C é a capacitância do capacitor (em Farads);
- Z_1 , Z_3 , e Z_5 são os resistores (em Ohms);
- Z_2 é o resistor associado ao feedback do circuito.

Nessa configuração, o resistor Z_3 pode ser um potenciômetro variável, o que permite ajustar a indutância simulada para diferentes frequências. Dessa forma, ao variar o valor de Z_3 , é possível ajustar o circuito para que ele atue de forma eficaz em diferentes frequências de ressonância. Esse ajuste é especialmente útil em experimentos práticos, onde pequenas

variações na frequência de ressonância podem ser compensadas com a variação do potenciômetro.

Para um circuito com um capacitor de $C = 100 \mu\text{F}$ (ou $100 \times 10^{-6} \text{ F}$) e uma frequência de ressonância desejada de $f_0 = 11 \text{ Hz}$, podemos calcular a indutância necessária usando a fórmula da indutância:

$$L = \frac{1}{(2\pi \cdot 11)^2 \cdot 100 \times 10^{-6}} \approx 2.07 \text{ H} \quad (27)$$

Assim, utilizando a equação de indutância simulada pelo circuito, podemos buscar os valores apropriados de Z_1 , Z_2 e Z_5 , utilizando resistores disponíveis. Para este trabalho o valor de Z_3 será ajustado através do potenciômetro, variando dentro da capacidade do componente, para garantir que o circuito esteja ajustado corretamente para a frequência de ressonância desejada.

Na prática, é importante também considerar as tolerâncias dos componentes, que podem afetar a precisão do circuito. Além disso, a estabilidade do amplificador operacional é crucial para garantir que o circuito funcione corretamente em baixas frequências. O LM324N, por exemplo, é um amplificador operacional de baixo custo com uma largura de banda suficiente para a maioria das aplicações de controle de vibração em baixas frequências, mas o desempenho pode ser afetado por ruídos e conexões inadequadas.

O circuito utilizado no experimento é um circuito shunt ressonador do tipo RLC, montado em uma protoboard. Este tipo de circuito é amplamente utilizado para controle passivo de vibrações em estruturas como vigas, devido à sua capacidade de sintonizar-se com frequências específicas de vibração, atenuando-as eficazmente. O circuito foi composto por 3 resistores, um capacitor, um potenciômetro e um CI LM324N, utilizado para simular a indutância através do modelo de circuito Gyrator.

Na montagem, os resistores foram selecionados com valores de $1 \text{ k}\Omega$, visando ajustar a impedância do circuito e obter a atenuação desejada das vibrações, assim como o potenciômetro de $10 \text{ k}\Omega$. O capacitor de $100 \mu\text{F}$ foi empregado para definir a frequência de corte do circuito, essencial para garantir que o circuito ressonador opere de forma eficaz nas frequências naturais da viga. O potenciômetro desempenha um papel importante ao permitir ajustes finos nos parâmetros do circuito, permitindo uma maior precisão no ajuste da frequência de ressonância.

O CI LM324N foi utilizado como amplificador operacional no modelo de Gyrator, simulando a indutância do circuito RLC sem a necessidade de um indutor físico. Isso é especialmente vantajoso, pois indutores físicos de alto valor são frequentemente inviáveis devido ao seu tamanho e resistência interna elevada, o que afeta negativamente a qualidade do circuito. Com o modelo Gyrator, foi possível simular indutâncias elevadas de forma compacta e eficiente, garantindo a funcionalidade adequada do circuito ressonador.

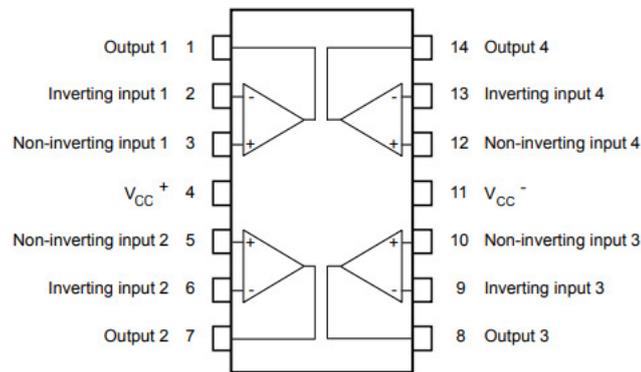


Figura 5 – Configuração do LM324N.

O circuito shunt ressonador em paralelo com a viga proporciona uma rota alternativa para a corrente elétrica, sintonizando-se com as frequências naturais de vibração da estrutura. Ao fazer isso, ele “drena” a energia vibracional indesejada, atenuando as vibrações e melhorando a estabilidade da viga. Este tipo de solução passiva é eficaz na atenuação de frequências específicas, reduzindo o deslocamento e a amplitude das vibrações sem a necessidade de sistemas ativos complexos e de alto custo, tornando-se uma opção viável e eficiente para controle de vibrações em estruturas mecânicas.

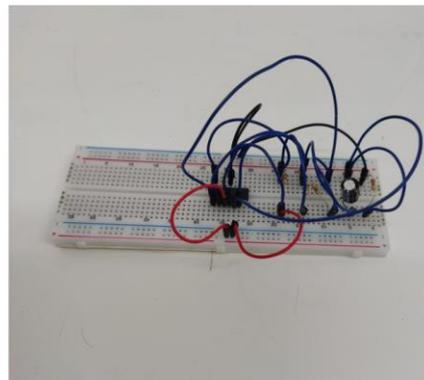
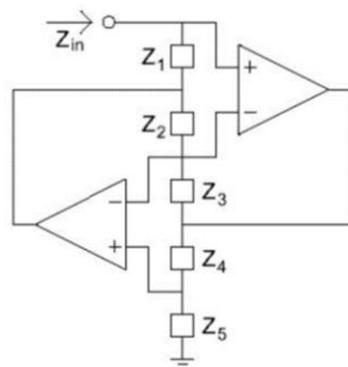


Figura 6 – Esquema do Circuito Shunt.

4.6 O Experimento

O experimento final consistiu na excitação de uma viga engastada unilateralmente por meio de um gerador de sinal. Para isso, utilizou-se uma pastilha piezoelétrica acoplada à viga, que atuou como fonte de excitação. Uma segunda pastilha piezoelétrica foi colocada como um sensor, conectada a um osciloscópio para a medição das oscilações na viga. Além disso, essa pastilha piezoelétrica também foi conectada à entrada do circuito shunt.

A terceira pastilha piezoelétrica foi utilizada como atuador, recebendo o sinal processado pelo circuito shunt. Essa pastilha piezoelétrica devolveu o sinal atenuado para a viga, com o objetivo de reduzir as vibrações indesejadas. Esse arranjo permitiu avaliar a eficácia do circuito shunt na atenuação das oscilações da viga engastada unilateralmente. Os sinais medidos no osciloscópio foram analisados antes e depois do circuito shunt para verificar a redução das vibrações e a capacidade do circuito em atenuar as oscilações indesejadas.

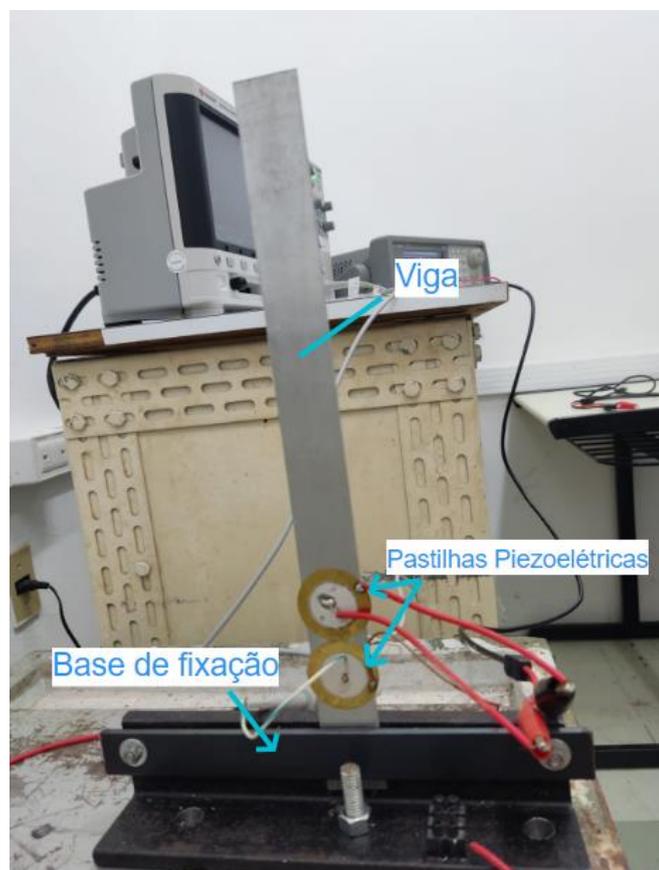


Figura 7 – Experimento Final.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Inicialmente, usando o modelo de viga de Euler-Bernoulli, as características geométricas da viga e as propriedades do material, é possível calcular as frequências naturais da viga cantiléver, a tabela abaixo demonstra os resultados obtidos através do cálculo analítico.

Modo de Vibração	k_n	Frequência Natural (Hz)
1°	1.8751	9.60
2°	4.6941	60.32
3°	7.8548	168.46
4°	10.9955	193.60
5°	14.1372	252.21
6°	17.2788	318.41

Tabela 4 - Resultado Analítico Análise Modal

Fonte: O Autor.

Seguindo para as análises modais computacionais, uma análise foi feita com a viga sem as pastilhas piezoelétricas acopladas, desta forma podemos observar o comportamento da viga livre e usar os resultados para futuras comparações examinando as possíveis mudanças nos resultados quando mudamos as características geométricas e as propriedades dos materiais, o resultado é apresentado na tabela abaixo.

Modo de vibração	Frequência
1	9,6757 Hz
2	60,615 Hz
3	169,84 Hz
4	190,06 Hz
5	264,6 Hz
6	333,33 Hz

Tabela 5 – Análise Modal Computacional na Viga Limpa.

Fonte: Fonte: ANSYS Workbench 2024 R2.

A análise que veio na sequência, como apresentado durante o trabalho, foi realizada com o acréscimo das 3 pastilhas piezoelétricas, posicionadas na viga como mostra a figura 3, ao realizar essa investigação podemos observar a magnitude das mudanças e o impacto que causará nas frequências, os resultados seguem abaixo.

Modo de vibração	Frequência
1	11,038 Hz
2	63,135 Hz
3	172,09 Hz
4	207,61 Hz
5	275,41 Hz
6	340,71 Hz

Tabela 6 – Análise Modal Computacional na Viga com Pastilhas.

Fonte: ANSYS Workbench 2024 R2.

Com o intuito de completar o ciclo de comparação foi montado um experimento prático com a viga e as pastilhas piezoelétricas seguindo as características demonstradas no item 4.3 deste trabalho. Para fins visuais e contribuindo para o melhor entendimento, foram desenvolvidas curvas com os dados obtidos pelo experimento, os gráficos foram construídos através do software MATLAB® sob uma licença acadêmica, fornecida para fins educacionais e sem fins lucrativos. Podemos ver os gráficos a seguir.

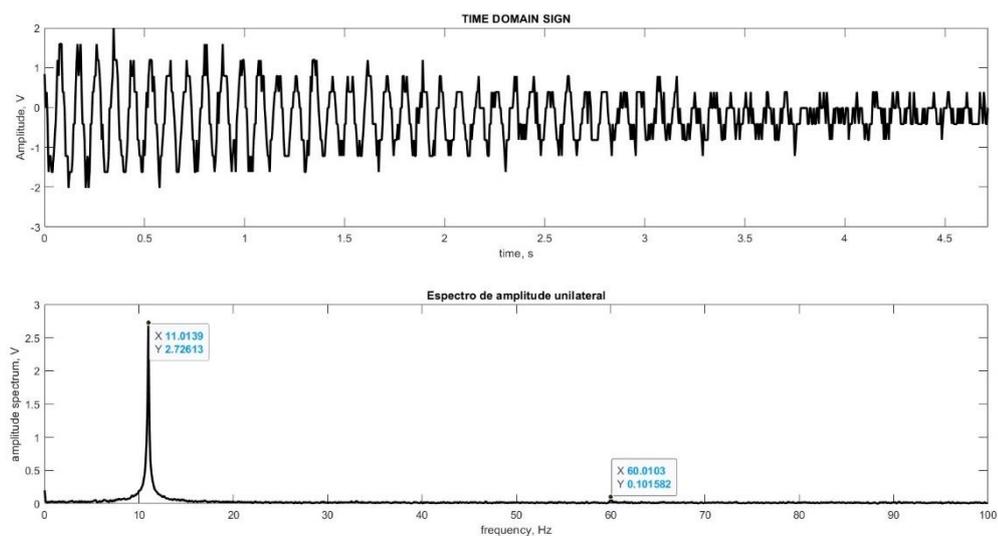


Figura 8 – FFT da Viga com 3 Pastilhas Piezoelétricas.

É possível observar que a FFT montada a partir dos experimentos nos mostra duas frequências que representam os dois primeiros modos de vibração da viga, o primeiro modo acontece em uma frequência de 11,0139 Hz e o segundo modo na frequência de 60,0103 Hz. Examinando a frequência do segundo modo de vibração é possível averiguar que esta, quando comparado com o primeiro modo, apresenta uma discrepância maior no confronto com as frequências encontradas na análise modal computacional, isto se dá pelo comportamento mais tímido do segundo modo que acaba sendo mais afetado pelo acréscimo dos cabos flexíveis para condução da energia e comunicação com os equipamentos que são acrescentados no experimento prático.

O último experimento, narrado no item 4.6 deste trabalho, acrescenta o uso do circuito Shunt na tentativa de observar atenuação relevante nas amplitudes quando comparada a amplitude encontrada nos testes sem o circuito. Como resultado podemos observar na figura abaixo que as amplitudes são consideravelmente reduzidas, apresentando uma atenuação de 42% no primeiro modo e uma atenuação de 70% no segundo modo de vibração. Assim como as curvas anteriores, os gráficos foram construídos através do software MATLAB® sob uma licença acadêmica, fornecida para fins educacionais e sem fins lucrativos.

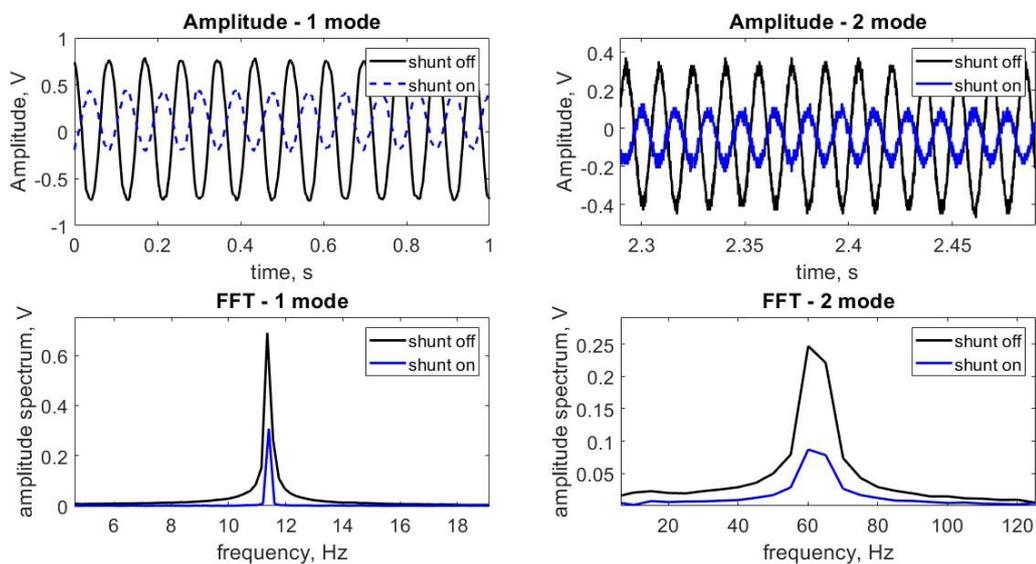


Figura 9 - Comparação Entre Vibração Normal e Atenuada.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho, buscou-se a comparação entre os resultados da análise modal da viga de alumínio utilizando o modelo de Euler-Bernoulli, as análises modais computacionais realizadas no software ANSYS Workbench 2024 R2 e os experimentos práticos. Os resultados demonstraram uma excelente correlação entre as diferentes abordagens, validando assim as hipóteses propostas e confirmando a robustez dos métodos empregados.

A análise modal analítica, com base no modelo de Euler-Bernoulli, forneceu uma base teórica sólida para o cálculo das frequências naturais e modos de vibração da viga. A modelagem permitiu prever com precisão as propriedades vibracionais fundamentais da estrutura, sendo uma ferramenta indispensável para a compreensão das dinâmicas da viga. Os resultados obtidos através das equações analíticas, quando comparados aos dados experimentais, mostraram grande proximidade, indicando a validade dos cálculos teóricos para vigas em condições similares.

Além disso, o uso de ferramentas computacionais, especificamente o ANSYS Workbench 2024 R2, foi fundamental para complementar os cálculos analíticos e validar os resultados experimentais. As simulações numéricas proporcionaram um meio eficaz e eficiente de prever os comportamentos vibracionais da viga, permitindo a modelagem de geometrias complexas e a inclusão de materiais heterogêneos, como as pastilhas piezoelétricas. A comparação entre as frequências naturais obtidas por meio das simulações computacionais e os resultados dos experimentos práticos também revelou uma excelente concordância. Tal correlação evidencia a capacidade dos simuladores computacionais em oferecer resultados precisos, reduzindo a necessidade de múltiplos testes experimentais, o que otimiza tempo e recursos.

A boa concordância observada entre os cálculos analíticos, as simulações numéricas e os resultados experimentais atestam a confiabilidade e robustez dos métodos empregados ao longo deste trabalho. As ferramentas computacionais modernas, quando utilizadas de maneira criteriosa e em conjunto com modelos teóricos consagrados, como o modelo de Euler-Bernoulli, podem fornecer uma análise profunda e abrangente das características dinâmicas de estruturas vibratórias.

Dessa forma, este trabalho demonstra a relevância da combinação de métodos analíticos, experimentais e computacionais para o estudo de vibrações em vigas, oferecendo resultados confiáveis que podem ser aplicados em diversos contextos da engenharia mecânica. Com isso,

espera-se que as técnicas aqui empregadas possam servir de base para futuras investigações e aplicações práticas em projetos de controle de vibrações e análise estrutural.

O estudo desenvolvido demonstrou de maneira clara que a implementação de circuitos shunt do tipo RLC em sistemas de controle passivo de vibrações apresenta inúmeras vantagens tanto do ponto de vista técnico quanto econômico. Uma das principais qualidades desse tipo de circuito é a facilidade de implementação, dado que os componentes necessários, resistores, indutores e capacitores são amplamente disponíveis no mercado a custos relativamente baixos. Essa acessibilidade faz com que a adoção desse método seja extremamente atraente, especialmente quando comparada a soluções de controle ativo, que frequentemente envolvem dispositivos mais complexos e caros, como atuadores e sensores sofisticados, além da necessidade de sistemas de controle em tempo real. Assim, o circuito RLC, pela simplicidade e robustez de sua construção, se destaca como uma solução eficaz e acessível para o controle de vibrações em uma ampla gama de aplicações.

Em termos de desempenho, o circuito shunt RLC oferece um ótimo funcionamento em situações adequadas, especialmente quando os parâmetros do circuito são ajustados para ressonar nas frequências naturais da estrutura que se deseja atenuar. Isso permite uma significativa redução das amplitudes vibracionais nos modos de vibração de interesse, resultando em um comportamento mais estável da estrutura e minimizando efeitos prejudiciais, como ruídos indesejados, fadiga estrutural ou desgaste de componentes. Além disso, o circuito shunt ressonador, uma vez sintonizado corretamente, oferece a vantagem de atuar de forma autônoma, sem necessidade de monitoramento constante ou ajustes contínuos, o que o torna especialmente eficaz em aplicações onde o controle passivo é preferível por questões de simplicidade e confiabilidade.

Outro ponto de destaque é a grande gama de aplicações dentro da engenharia em que o circuito shunt ressonador pode ser empregado. Sua versatilidade permite que seja utilizado em diferentes setores, desde o controle de vibrações em equipamentos industriais até aplicações em sistemas aeroespaciais, onde a redução de vibrações é crucial para garantir o desempenho e a longevidade de componentes críticos. Em máquinas rotativas, como turbinas e motores, o circuito shunt pode ser utilizado para mitigar vibrações harmônicas, evitando problemas que poderiam levar à falha prematura de peças. No campo da engenharia de precisão, como em instrumentos ópticos ou em dispositivos de metrologia, onde até pequenas vibrações podem comprometer medições, o circuito shunt também se destaca como uma solução viável e eficiente.

Em suma, o circuito shunt RLC se estabelece como uma alternativa robusta, acessível e de alto desempenho para o controle passivo de vibrações em estruturas de diversas naturezas. A facilidade de implementação, aliada ao excelente custo-benefício, faz com que essa solução possa ser amplamente aplicada em diferentes setores da engenharia, contribuindo para a melhoria da eficiência estrutural, a redução de falhas por vibrações excessivas e o aumento da vida útil de equipamentos. O estudo realizado reafirma que, com uma correta sintonização e projeto dos parâmetros do circuito, é possível alcançar resultados notáveis na atenuação de vibrações indesejadas, consolidando o circuito shunt RLC como uma opção viável e atrativa para as mais variadas aplicações práticas.

REFERÊNCIAS

- ANDRADE, A. R. *Atenuador passivo de vibrações mecânicas em estruturas flexíveis utilizando circuito ressonador baseado em PZT*. 2004. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2004.
- MORAES, C. V. F.; SANTOS, A. A.; ANDRADE, A. R.; ALQUINO, A. S. *Análise vibracional de um protótipo de uma mesa inercial passiva*. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2024, João Pessoa. Anais... João Pessoa: Instituto Federal da Paraíba (IFPB), 2024.
- STEFFEN JÚNIOR, Valder. *Controle passivo de vibrações usando PZT acoplado a circuito elétrico ressonador*. 2000. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2000.
- VIANA, Felipe Antonio Chegury. *Amortecimento de vibrações usando pastilhas piezoelétricas e circuitos shunt ressonantes*. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2005.
- HADI, M. S.; DARUS, I. Z. M.; TOKHI, M. O.; JAMID, M. F. *Active vibration control of a horizontal flexible plate structure using intelligent proportional-integral-derivative controller tuned by fuzzy logic and artificial bee colony algorithm*. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, v. 39, n. 4, p. 1159–1171, 2020.
- BRUANT, I.; COFFIGNAL, G.; LENÉ, F.; VERGÉ, M. *Active control of beam structures with piezoelectric actuators and sensors: modeling and simulation*. *Smart Materials and Structures*, v. 10, p. 404, 2001.
- GAUDENZI, P.; CARBONARO, R.; BENZI, E. *Control of beam vibrations by means of piezoelectric devices: theory and experiments*. *Composite Structures*, v. 50, p. 373-379, 2000.
- WELDEGIORGIS, R.; KRISHNA, P.; GANGADHARAN, K. V. *Vibration control of smart cantilever beam using strain rate*. In: *International Conference on Advances in Manufacturing and Materials Engineering (AMME 2014)*. *Procedia Materials Science*, v. 5, p. 113-122, 2014.
- SCUCIATO, R. F. *Análise dinâmica de vigas de Euler-Bernoulli pelo método dos elementos de contorno utilizando soluções fundamentais dependentes do tempo*. 2014. Tese (Doutorado em Métodos Numéricos em Engenharia) – Programa de Pós-Graduação em Métodos Numéricos em Engenharia, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, Curitiba.
- KHOT, S. M.; YELVE, N. P.; TOMAR, R.; DESAI, S.; VITTAL, S. *Active vibration control of cantilever beam by using PID based output feedback controller*. *Journal of Vibration and Control*, v. 18, n. 3, p. 366-372, 2011.
- STEFFEN JR., V.; INMAN, D. J. *Optimal design of piezoelectric materials for vibration damping in mechanical systems*. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, v. 10, dez. 1999.

DING, H., JI, J., & CHEN, L.Q. (2019). *Nonlinear vibration isolation for fluid-conveying pipes using quasi-zero stiffness characteristics*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 121, 675-688.

ANSYS WORKBENCH 2024 R2. Software. Canonsburg, PA: ANSYS Inc., 2024.

APÊNDICE**APÊNDICE A – Código MATLAB para FFT's.**

```
%  
%  
% Alterar o nome do arquivo  
% exemplo load arquivo.dat  
%      r = arquivo (sem a extensão dat)  
clear  
close all  
clc  
%  
load ensaio_FFT_experimento_6_mesa_nova.dat  
r = ensaio_FFT_experimento_6_mesa_nova;  
t = r(:,1);  
x = r(:,2);  
%  
figure(1)  
plot(t,x)  
title('TIME DOMAIN SIGN')  
xlabel('time, s')  
ylabel('Amplitude, V')  
%  
%  
L = length(t);      % Length of signal  
dt = (max(t)-min(t))/L;  
Fs = round(1/dt);  
%  
Y = fft(x);  
P2 = abs(Y/L);
```

```
P1 = P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);
%
f = Fs*(0:(L/2))/(L-1);
figure(2)
plot(f,P1)
title('Single-Sided Amplitude Spectrum')
xlabel('frequency (Hz)')
ylabel('amplitude spectrum, V')
%
subplot(2,1,1);
plot(t,x,'-k','LineWidth',2)
title('TIME DOMAIN SIGN')
xlabel('time, s')
ylabel('Amplitude, V')
xlim([0 max(t)])
%
subplot(2,1,2);
plot(f,P1,'-k','LineWidth',2)
title('Espectro de amplitud unilateral')
xlabel('frequency, Hz')
ylabel('amplitude spectrum, V')
xlim([0 100])
% pause
% freq1 = input('digitar f1 = ','s')
% gtext(freq1,'Color','black','FontSize',14)
% pause
% freq2 = input('digitar f2 = ','s')
% gtext(freq2,'Color','black','FontSize',14)
```

APÊNDICE B – Código MATLAB para dimensionamento de Circuito Shunt.

```

% -----
% Cálculo do Circuito Shunt Ressonador
% Com base no artigo de Steffen
% -----

% Limpa o workspace e a janela de comando
clear;
clc;

% -----
% Parâmetros conhecidos (capacitor e resistores disponíveis)
% -----

% Capacitância Z4 (C) em Farads
C = 100e-6; % 100 µF = 100e-6 F

% Resistores disponíveis em Ohms
resistores_disponiveis = [23, 51, 100, 220, 330, 1000, 10000];

% Frequência de ressonância desejada (Hz) - Entrada do usuário
f0 = 11; % Frequência fixa de 11 Hz

% -----
% Cálculo da Indutância simulada L para ressonância
% Fórmula para calcular a indutância L:
%  $L = 1 / ( (2 * \pi * f_0)^2 * C )$ 
% -----

```

```
% Frequência angular (omega)
```

```
omega = 2 * pi * f0;
```

```
% Cálculo da indutância necessária (em Henrys)
```

```
L_desejada = 1 / ((omega^2) * C);
```

```
% Exibe o valor da indutância necessária
```

```
fprintf('A indutância necessária para ressonância em %.2f Hz é: %.4f H\n', f0, L_desejada);
```

```
% -----
```

```
% Dimensionamento dos resistores Z1, Z2, Z5
```

```
% Fórmula:  $L = (C * Z1 * Z3 * Z5) / Z2$ 
```

```
% -----
```

```
% Seleciona os valores de resistores Z1, Z2 e Z5 dos disponíveis
```

```
% para encontrar a combinação mais próxima de L_desejada
```

```
% -----
```

```
melhor_erro = Inf;
```

```
melhor_configuracao = [];
```

```
melhor_Z3 = 0;
```

```
% Loop para testar todas as combinações possíveis de resistores e variação do potenciômetro
```

```
for Z1 = resistores_disponiveis
```

```
    for Z2 = resistores_disponiveis
```

```
        for Z5 = resistores_disponiveis
```

```
            for Z3 = 0:100:10000 % Variação do potenciômetro de 0 a 10.000  $\Omega$  com passo de 100  $\Omega$ 
```

```
                % Cálculo da indutância com base nos resistores escolhidos e Z3 variável
```

```
                L_calculada = (C * Z1 * Z3 * Z5) / Z2;
```

```

% Calcula o erro em relação à indutância desejada
erro = abs(L_desejada - L_calculada);

% Se o erro for menor, atualiza a melhor configuração
if erro < melhor_erro
    melhor_erro = erro;
    melhor_configuracao = [Z1, Z2, Z5, L_calculada];
    melhor_Z3 = Z3;
end
end
end
end

% Exibe a melhor configuração de resistores e o valor ótimo de Z3
fprintf('\nA melhor configuração de resistores para atenuar em %.2f Hz é:\n', f0);
fprintf('Z1 = %d Ω\n', melhor_configuracao(1));
fprintf('Z2 = %d Ω\n', melhor_configuracao(2));
fprintf('Z5 = %d Ω\n', melhor_configuracao(3));
fprintf('Com uma indutância simulada de: %.4f H\n', melhor_configuracao(4));
fprintf('Valor ótimo de Z3 (potenciômetro) = %d Ω\n', melhor_Z3);

% -----
% Fim do código
% -----

```

ANEXO

Anexo A – Solution Information – viga limpa

Solver Output

Ansys Mechanical Enterprise Academic Student

```

*-----*
|           |
| WELCOME TO THE ANSYS(R) PROGRAM |
|           |
*-----*

```

* ANSYS MAPDL 2024 R2 LEGAL NOTICES *

```

*
* Copyright 1971-2024 Ansys, Inc. All rights reserved. *
* Unauthorized use, distribution or duplication is *
* prohibited. *
*
* Ansys is a registered trademark of Ansys, Inc. or its *
* subsidiaries in the United States or other countries. *
* See the Ansys, Inc. online documentation or the Ansys, Inc. *
* documentation CD or online help for the complete Legal *
* Notice. *
*

```

```

*
* THIS ANSYS SOFTWARE PRODUCT AND PROGRAM DOCUMENTATION *
* INCLUDE TRADE SECRETS AND CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY *
* PRODUCTS OF ANSYS, INC., ITS SUBSIDIARIES, OR LICENSORS. *
* The software products and documentation are furnished by *
* Ansys, Inc. or its subsidiaries under a software license *
* agreement that contains provisions concerning *
* non-disclosure, copying, length and nature of use, *
* compliance with exporting laws, warranties, disclaimers, *
* limitations of liability, and remedies, and other *

```

* provisions. The software products and documentation may be *
 * used, disclosed, transferred, or copied only in accordance *
 * with the terms and conditions of that software license *
 * agreement. *
 * *
 * Ansys, Inc. is a UL registered *
 * ISO 9001:2015 company. *
 * *

 * *
 * This product is subject to U.S. laws governing export and *
 * re-export. *
 * *
 * For U.S. Government users, except as specifically granted *
 * by the Ansys, Inc. software license agreement, the use, *
 * duplication, or disclosure by the United States Government *
 * is subject to restrictions stated in the Ansys, Inc. *
 * software license agreement and FAR 12.212 (for non-DOD *
 * licenses). *
 * *

2024 R2

Point Releases and Patches installed:

- Ansys Service Pack 2024 R2.16775396
- Discovery 2024 R2.16775396
- Core WB Files 2024 R2.16775396
- Ansys Dynamic Reporting 2024 R2.16775396
- SpaceClaim 2024 R2.16775396
- CFX (includes CFD-Post) 2024 R2.16775396
- Chemkin 2024 R2.16775396
- EnSight 2024 R2.16775396
- FENSAP-ICE 2024 R2.16775396
- Fluent (includes CFD-Post) 2024 R2.16775396
- Polyflow (includes CFD-Post) 2024 R2.16775396
- Forte (includes EnSight) 2024 R2.16775396
- TurboGrid 2024 R2.16775396
- ACIS Geometry Interface 2024 R2.16775396
- AutoCAD Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Catia, Version 4 Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Catia, Version 5 Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Catia, Version 6 Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Creo Elements/Direct Modeling Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Creo Parametric Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Inventor Geometry Interface 2024 R2.16775396

JTOpen Geometry Interface 2024 R2.16775396
 NX Geometry Interface 2024 R2.16775396
 Parasolid Geometry Interface 2024 R2.16775396
 Solid Edge Geometry Interface 2024 R2.16775396
 SOLIDWORKS Geometry Interface 2024 R2.16775396
 Speos 2024 R2.16775396
 Aqwa 2024 R2.16775396
 Autodyn 2024 R2.16775396
 Material Calibration App 2024 R2.16775396
 Customization Files for User Programmable Features 2024 R2.16775396
 Mechanical Products 2024 R2.16775396
 Motion 2024 R2.16775396
 Academic Student 2024 R2.16775396

***** MAPDL COMMAND LINE ARGUMENTS *****

BATCH MODE REQUESTED (-b) = NOLIST
 INPUT FILE COPY MODE (-c) = COPY
 DISTRIBUTED MEMORY PARALLEL REQUESTED
 4 PARALLEL PROCESSES REQUESTED WITH SINGLE THREAD PER PROCESS
 TOTAL OF 4 CORES REQUESTED
 INPUT FILE NAME = C:\Users\jrclo\OneDrive\Área de Trabalho\TCC - segundo
 experiemnto_ProjectScratch\Scr4B9C\dummy.dat
 OUTPUT FILE NAME = C:\Users\jrclo\OneDrive\Área de Trabalho\TCC - segundo
 experiemnto_ProjectScratch\Scr4B9C\solve.out
 START-UP FILE MODE = NOREAD
 STOP FILE MODE = NOREAD

RELEASE= 2024 R2 BUILD= 24.2 UP20240513 VERSION=WINDOWS x64
 CURRENT JOBNAME=file0 10:39:58 SEP 17, 2024 CP= 0.000

PARAMETER _DS_PROGRESS = 999.0000000

/INPUT FILE= ds.dat LINE= 0

*** NOTE *** CP = 0.156 TIME= 10:39:59
 The /CONFIG,NOELDB command is not valid in a distributed memory
 parallel solution. Command is ignored.

*GET _WALLSTRT FROM ACTI ITEM=TIME WALL VALUE= 10.6663889

TITLE=
 Analise modal viga limpa--Modal (A5)

ACT Extensions:

LSDYNA, 2024.2
 5f463412-bd3e-484b-87e7-cbc0a665e474, wbex
 /COM, ANSYSMotion, 2024.2
 20180725-3f81-49eb-9f31-41364844c769, wbex

--- Data in consistent MKS units. See Solving Units in the help system for more

MKS UNITS SPECIFIED FOR INTERNAL

LENGTH (l) = METER (M)
 MASS (M) = KILOGRAM (KG)
 TIME (t) = SECOND (SEC)
 TEMPERATURE (T) = CELSIUS (C)
 TOFFSET = 273.0
 CHARGE (Q) = COULOMB
 FORCE (f) = NEWTON (N) (KG-M/SEC²)
 HEAT = JOULE (N-M)

 PRESSURE = PASCAL (NEWTON/M**2)
 ENERGY (W) = JOULE (N-M)
 POWER (P) = WATT (N-M/SEC)
 CURRENT (i) = AMPERE (COULOMBS/SEC)
 CAPACITANCE (C) = FARAD
 INDUCTANCE (L) = HENRY
 MAGNETIC FLUX = WEBER
 RESISTANCE (R) = OHM
 ELECTRIC POTENTIAL = VOLT

INPUT UNITS ARE ALSO SET TO MKS

*** MAPDL - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 2024
 R2 24.2 ***
 Ansys Mechanical Enterprise Academic Student
 01055371 VERSION=WINDOWS x64 10:39:59 SEP 17, 2024 CP= 0.172

Analise modal viga limpa--Modal (A5)

***** MAPDL ANALYSIS DEFINITION (PREP7) *****
 ***** Nodes for the whole assembly *****
 ***** Elements for Body 1 'viga 298,5\Solid' *****
 ***** Send User Defined Coordinate System(s) *****
 ***** Set Reference Temperature *****
 ***** Send Materials *****
 ***** Fixed Supports *****

***** ROUTINE COMPLETED ***** CP = 0.188

--- Number of total nodes = 16578
--- Number of contact elements = 0
--- Number of spring elements = 0
--- Number of bearing elements = 0
--- Number of solid elements = 2250
--- Number of condensed parts = 0
--- Number of total elements = 2250

*GET _WALLBSOL FROM ACTI ITEM=TIME WALL VALUE= 10.6663889

***** MAPDL SOLUTION ROUTINE *****

PERFORM A MODAL ANALYSIS
THIS WILL BE A NEW ANALYSIS

PARAMETER _THICKRATIO = 0.000000000

USE SYM. BLOCK LANCZOS MODE EXTRACTION METHOD
EXTRACT 6 MODES
NORMALIZE THE MODE SHAPES TO THE MASS MATRIX

ERASE THE CURRENT DATABASE OUTPUT CONTROL TABLE.

WRITE ALL ITEMS TO THE DATABASE WITH A FREQUENCY OF NONE
FOR ALL APPLICABLE ENTITIES

WRITE NSOL ITEMS TO THE DATABASE WITH A FREQUENCY OF ALL
FOR ALL APPLICABLE ENTITIES

EXPAND ALL EXTRACTED MODES
DO NOT CALCULATE ELEMENT RESULTS

DO NOT COMBINE ELEMENT SAVE DATA FILES (.esav) AFTER DISTRIBUTED
PARALLEL SOLUTION

DO NOT COMBINE ELEMENT MATRIX FILES (.emat) AFTER DISTRIBUTED
PARALLEL SOLUTION

DO NOT COMBINE ASSEMBLED MATRIX FILES (.full) AFTER DISTRIBUTED

PARALLEL SOLUTION

*GET ANSINTER_ FROM ACTI ITEM=INT VALUE= 0.00000000

*IF ANSINTER_ (= 0.00000) NE
0 (= 0.00000) THEN

*ENDIF

*** NOTE ***

CP = 0.203 TIME= 10:39:59

The automatic domain decomposition logic has selected the MESH domain decomposition method with 4 processes per solution.

***** MAPDL SOLVE COMMAND *****

*** WARNING ***

CP = 0.203 TIME= 10:39:59

Element shape checking is currently inactive. Issue SHPP,ON or SHPP,WARN to reactivate, if desired.

*** NOTE ***

CP = 0.203 TIME= 10:39:59

The model data was checked and warning messages were found.

Please review output or errors file (C:\Users\jrclo\OneDrive\Área de Trabalho\TCC - segundo experiemnto_ProjectScratch\Scr4B9C\file0.err) for these warning messages.

*** SELECTION OF ELEMENT TECHNOLOGIES FOR APPLICABLE ELEMENTS ***

--- GIVE SUGGESTIONS AND RESET THE KEY OPTIONS ---

ELEMENT TYPE 1 IS SOLID186. KEYOPT(2)=0 IS SUGGESTED AND HAS BEEN RESET.

KEYOPT(1-12)= 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0

*** MAPDL - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 2024

R2 24.2 ***

Ansys Mechanical Enterprise Academic Student

01055371 VERSION=WINDOWS x64 10:39:59 SEP 17, 2024 CP= 0.203

Analise modal viga limpa--Modal (A5)

SOLUTION OPTIONS

PROBLEM DIMENSIONALITY.....3-D

DEGREES OF FREEDOM. UX UY UZ

ANALYSIS TYPEMODAL
 EXTRACTION METHOD.....BLOCK LANCZOS
 OFFSET TEMPERATURE FROM ABSOLUTE ZERO 273.15
 NUMBER OF MODES TO EXTRACT..... 6
 GLOBALLY ASSEMBLED MATRIXSYMMETRIC
 NUMBER OF MODES TO EXPANDALL
 ELEMENT RESULTS CALCULATIONOFF

*** NOTE ***

CP = 0.203 TIME= 10:39:59

The conditions for direct assembly have been met. No .emat or .erot files will be produced.

DISTRIBUTED DOMAIN DECOMPOSER

...Number of elements: 2250
 ...Number of nodes: 16578
 ...Decompose to 4 CPU domains
 ...Element load balance ratio = 1.002

LOAD STEP OPTIONS

LOAD STEP NUMBER..... 1
 THERMAL STRAINS INCLUDED IN THE LOAD VECTOR... YES
 PRINT OUTPUT CONTROLSNO PRINTOUT
 DATABASE OUTPUT CONTROLS
 ITEM FREQUENCY COMPONENT
 ALL NONE
 NSOL ALL

***** PRECISE MASS SUMMARY *****

TOTAL RIGID BODY MASS MATRIX ABOUT ORIGIN

Translational mass			Coupled translational/rotational mass			
0.25058E-01	0.0000	0.0000		0.0000	0.36333E-03	-0.37398E-02
0.0000	0.25058E-01	0.0000		-0.36333E-03	0.0000	0.13093E-04
0.0000	0.0000	0.25058E-01		0.37398E-02	-0.13093E-04	0.0000
-----				-----		
				Rotational mass (inertia)		
				0.75125E-03	-0.19541E-05	-0.18984E-06
				-0.19541E-05	0.70336E-05	-0.54228E-04
				-0.18984E-06	-0.54228E-04	0.74424E-03

TOTAL MASS = 0.25058E-01

The mass principal axes coincide with the global Cartesian axes

CENTER OF MASS (X,Y,Z)= 0.52250E-03 0.14925 0.14500E-01

TOTAL INERTIA ABOUT CENTER OF MASS

0.18781E-03 -0.29646E-20 -0.79409E-21

-0.29646E-20 0.17584E-05 -0.81315E-19

-0.79409E-21 -0.81315E-19 0.18606E-03

The inertia principal axes coincide with the global Cartesian axes

*** MASS SUMMARY BY ELEMENT TYPE ***

TYPE MASS

1 0.250575E-01

Range of element maximum matrix coefficients in global coordinates

Maximum = 237778382 at element 1500.

Minimum = 237778382 at element 1951.

*** ELEMENT MATRIX FORMULATION TIMES

TYPE	NUMBER	ENAME	TOTAL CP	AVE CP
------	--------	-------	----------	--------

1	2250	SOLID186	0.062	0.000028
---	------	----------	-------	----------

Time at end of element matrix formulation CP = 0.21875.

BLOCK LANCZOS CALCULATION OF UP TO 6 EIGENVECTORS.

NUMBER OF EQUATIONS = 49500

MAXIMUM WAVEFRONT = 127

MAXIMUM MODES STORED = 6

MINIMUM EIGENVALUE = 0.00000E+00

MAXIMUM EIGENVALUE = 0.10000E+31

Memory allocated on only this MPI rank (rank 0)

Equation solver memory allocated = 52.605 MB

Equation solver memory required for in-core mode = 50.151 MB

Equation solver memory required for out-of-core mode = 25.023 MB

Total (solver and non-solver) memory allocated = 590.531 MB

Total memory summed across all MPI ranks on this machines

Equation solver memory allocated = 209.698 MB

Equation solver memory required for in-core mode = 199.920 MB
 Equation solver memory required for out-of-core mode = 102.147 MB
 Total (solver and non-solver) memory allocated = 1401.163 MB

*** NOTE ***

CP = 0.516 TIME= 10:40:00

The Distributed Sparse Matrix Solver used by the Block Lanczos eigensolver is currently running in the in-core memory mode. This memory mode uses the most amount of memory in order to avoid using the hard drive as much as possible, which most often results in the fastest solution time. This mode is recommended if enough physical memory is present to accommodate all of the solver data.

Process memory required for in-core LANCZOS Workspace = 49.186501 MB
 Process memory required for out-of-core LANCZOS Workspace = 1.642616 MB

Total memory required for in-core LANCZOS Workspace = 192.270172 MB
 Total memory required for out-of-core LANCZOS Workspace = 6.463898 MB

Lanczos Memory Mode : INCORE

>> Shift # 1 : | : 6 Eigenvalues Converged

*** MAPDL - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 2024

R2 24.2 ***

Ansys Mechanical Enterprise Academic Student

01055371 VERSION=WINDOWS x64 10:40:00 SEP 17, 2024 CP= 0.766

Analise modal viga limpa--Modal (A5)

*** FREQUENCIES FROM BLOCK LANCZOS ITERATION ***

MODE FREQUENCY (HERTZ)

1	9.675698081377
2	60.61453483093
3	169.8427528794
4	190.0609763461
5	264.6028877611
6	333.3300250341

*** MAPDL - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 2024

R2 24.2 ***

Ansys Mechanical Enterprise Academic Student

01055371 VERSION=WINDOWS x64 10:40:00 SEP 17, 2024 CP= 0.766

Analise modal viga limpa--Modal (A5)

```

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** X DIRECTION
                                CUMULATIVE  RATIO EFF.MASS
MODE FREQUENCY  PERIOD  PARTIC.FACTOR  RATIO EFFECTIVE
MASS MASS FRACTION  TO TOTAL MASS
  1  9.67570    0.10335    0.12372    1.000000  0.153056E-
01  0.680668    0.610820
  2  60.6145    0.16498E-01 -0.68663E-01  0.555001  0.471454E-
02  0.890332    0.188149
  3  169.843    0.58878E-02  0.40363E-01  0.326257  0.162919E-
02  0.962785    0.650180E-01
  4  190.061    0.52615E-
02  0.0000    0.000000  0.00000    0.962785    0.00000
  5  264.603    0.37792E-02  0.24974E-08  0.000000  0.623689E-
17  0.962785    0.248903E-15
  6  333.330    0.30000E-02 -0.28928E-01  0.233826  0.836826E-
03  1.00000    0.333962E-01
-----
-
sum                                0.224862E-01    0.897382
-----
-

```

```

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** Y DIRECTION
                                CUMULATIVE  RATIO EFF.MASS
MODE FREQUENCY  PERIOD  PARTIC.FACTOR  RATIO EFFECTIVE
MASS MASS FRACTION  TO TOTAL MASS
  1  9.67570    0.10335    0.0000    0.000000  0.00000    0.00000    0.00000
  2  60.6145    0.16498E-
01  0.0000    0.000000  0.00000    0.00000    0.00000
  3  169.843    0.58878E-
02  0.0000    0.000000  0.00000    0.00000    0.00000
  4  190.061    0.52615E-
02  0.0000    0.000000  0.00000    0.00000    0.00000
  5  264.603    0.37792E-
02  0.0000    0.000000  0.00000    0.00000    0.00000

```

6	333.330	0.30000E-			
02	0.0000	0.000000	0.00000	0.00000	0.00000

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** Z DIRECTION

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	CUMULATIVE	RATIO EFF.MASS
MASS	MASS FRACTION	TO TOTAL MASS				EFFECTIVE
1	9.67570	0.10335	-0.32452E-08	0.000000	0.105315E-16	0.685778E-
15	0.420293E-15					
2	60.6145	0.16498E-01	-0.24592E-08	0.000000	0.604784E-17	0.107959E-
14	0.241358E-15					
3	169.843	0.58878E-02	0.0000	0.000000	0.00000	0.107959E-
14	0.00000					
4	190.061	0.52615E-02	0.31777E-08	0.000000	0.100976E-16	0.173711E-
14	0.402976E-15					
5	264.603	0.37792E-02	0.12392	1.000000	0.153570E-	
01	1.00000	0.612871				
6	333.330	0.30000E-				
02	0.0000	0.000000	0.00000	1.00000	0.00000	

-	sum			0.153570E-01		0.612871

-						

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** ROTX DIRECTION

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	RATIO	CUMULATIVE	RATIO EFF.MASS
MASS	MASS FRACTION	TO TOTAL MASS				EFFECTIVE
1	9.67570	0.10335	0.0000	0.000000	0.00000	0.00000
2	60.6145	0.16498E-				
01	0.0000	0.000000	0.00000	0.00000	0.00000	
3	169.843	0.58878E-				
02	0.0000	0.000000	0.00000	0.00000	0.00000	
4	190.061	0.52615E-				
02	0.0000	0.000000	0.00000	0.00000	0.00000	
5	264.603	0.37792E-02	0.26914E-01	1.000000	0.724373E-	
03	1.00000	0.964221				
6	333.330	0.30000E-				
02	0.0000	0.000000	0.00000	1.00000	0.00000	

-						

sum		0.724373E-03	0.964221
-----	--	--------------	----------

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** ROTY DIRECTION
 CUMULATIVE RATIO EFF.MASS
 MODE FREQUENCY PERIOD PARTIC.FACTOR RATIO EFFECTIVE
 MASS MASS FRACTION TO TOTAL MASS

1	9.67570	0.10335	0.17939E-02	1.000000	0.321801E-
05	0.525448	0.457521			
2	60.6145	0.16498E-01	-0.99561E-03	0.555001	0.991232E-
06	0.687300	0.140928			
3	169.843	0.58878E-02	0.58527E-03	0.326257	0.342537E-
06	0.743231	0.487002E-01			
4	190.061	0.52615E-02	0.11800E-02	0.657791	0.139240E-
05	0.970587	0.197964			
5	264.603	0.37792E-02	-0.64750E-04	0.036095	0.419257E-
08	0.971271	0.596079E-03			
6	333.330	0.30000E-02	-0.41946E-03	0.233826	0.175943E-
06	1.00000	0.250147E-01			

sum		0.612431E-05	0.870724
-----	--	--------------	----------

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** ROTZ DIRECTION
 CUMULATIVE RATIO EFF.MASS
 MODE FREQUENCY PERIOD PARTIC.FACTOR RATIO EFFECTIVE
 MASS MASS FRACTION TO TOTAL MASS

1	9.67570	0.10335	-0.26865E-01	1.000000	0.721727E-
03	0.970416	0.969754			
2	60.6145	0.16498E-01	0.43468E-02	0.161802	0.188946E-
04	0.995821	0.253879E-01			
3	169.843	0.58878E-02	-0.15679E-02	0.058360	0.245816E-
05	0.999126	0.330293E-02			
4	190.061	0.52615E-			
02	0.0000	0.000000	0.00000	0.999126	0.00000
5	264.603	0.37792E-			
02	0.0000	0.000000	0.00000	0.999126	0.00000
6	333.330	0.30000E-02	0.80618E-03	0.030009	0.649922E-
06	1.00000	0.873274E-03			

```

-
sum                                0.743729E-03          0.999318
-----
-

```

*** NOTE *** CP = 0.766 TIME= 10:40:00
The modes requested are mass normalized (Nrmkey on MODOPT). However,
the modal masses and kinetic energies below are calculated with unit
normalized modes.

***** MODAL MASSES, KINETIC ENERGIES, AND TRANSLATIONAL
EFFECTIVE MASSES SUMMARY *****

		EFFECTIVE MASS							
MODE	FREQUENCY	MODAL MASS		KENE	X-DIR	RATIO%		Y-	
DIR	RATIO%	Z-DIR	RATIO%						
1	9.676	0.6239E-02	11.53	0.1531E-01	61.08	0.000	0.00	0.1053E-	
16	0.00								
2	60.61	0.6240E-02	452.5	0.4715E-02	18.81	0.000	0.00	0.6048E-	
17	0.00								
3	169.8	0.6229E-02	3547.	0.1629E-					
02	6.50	0.000	0.00	0.000	0.00				
4	190.1	0.4068E-02	2901.	0.000	0.00	0.000	0.00	0.1010E-	
16	0.00								
5	264.6	0.6316E-02	8728.	0.6237E-17	0.00	0.000	0.00	0.1536E-	
01	61.29								
6	333.3	0.6204E-02	0.1361E+05	0.8368E-					
03	3.34	0.000	0.00	0.000	0.00				
sum				0.2249E-01	89.74	0.000	0.00	0.1536E-01	61.29

*** MAPDL BINARY FILE STATISTICS

BUFFER SIZE USED= 16384

11.375 MB WRITTEN ON ASSEMBLED MATRIX FILE: file0.full

0.688 MB WRITTEN ON MODAL MATRIX FILE: file0.mode

1.438 MB WRITTEN ON RESULTS FILE: file0.rst

***** Write FE CONNECTORS *****

WRITE OUT CONSTRAINT EQUATIONS TO FILE=
file.ce

*GET _NMODALSOLPROC FROM ACTI ITEM=NUMC VALUE= 4.00000000

FINISH SOLUTION PROCESSING

***** ROUTINE COMPLETED ***** CP = 0.766

PRINTOUT RESUMED BY /GOP

*GET _WALLASOL FROM ACTI ITEM=TIME WALL VALUE= 10.6666667

*** MAPDL - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 2024

R2 24.2 ***

Ansys Mechanical Enterprise Academic Student

01055371 VERSION=WINDOWS x64 10:40:00 SEP 17, 2024 CP= 0.766

Analise modal viga limpa--Modal (A5)

***** MAPDL RESULTS INTERPRETATION (POST1) *****

*** NOTE ***

CP = 0.766 TIME= 10:40:00

Reading results into the database (SET command) will update the current displacement and force boundary conditions in the database with the values from the results file for that load set. Note that any subsequent solutions will use these values unless action is taken to either SAVE the current values or not overwrite them (/EXIT,NOSAVE).

PRINTOUT RESUMED BY /GOP

Set Encoding of XML File to:ISO-8859-1

Set Output of XML File to:

PARM, , , , , , , , , , , ,
 , , , , , , ,

DATABASE WRITTEN ON

FILE parm.xml

EXIT THE MAPDL POST1 DATABASE PROCESSOR

***** ROUTINE COMPLETED ***** CP = 0.766

PRINTOUT RESUMED BY /GOP

*GET _WALLDONE FROM ACTI ITEM=TIME WALL VALUE= 10.6666667

PARAMETER _PREPTIME = 0.000000000

PARAMETER _SOLVTIME = 1.000000000

PARAMETER _POSTTIME = 0.000000000

PARAMETER _TOTALTIM = 1.000000000

*GET _DLBRATIO FROM ACTI ITEM=SOLU DLBR VALUE= 1.00177936

*GET _COMBTIME FROM ACTI ITEM=SOLU COMB VALUE= 0.575351000E-01

*GET _SSMODE FROM ACTI ITEM=SOLU SSMM VALUE= 2.00000000

*GET _NDOFS FROM ACTI ITEM=SOLU NDOF VALUE= 49500.0000

/FCLEAN COMMAND REMOVING ALL LOCAL FILES

--- Total number of nodes = 16578
--- Total number of elements = 2250
--- Element load balance ratio = 1.00177936
--- Time to combine distributed files = 5.75351E-02
--- Sparse memory mode = 2
--- Number of DOF = 49500

EXIT MAPDL WITHOUT SAVING DATABASE

NUMBER OF WARNING MESSAGES ENCOUNTERED= 1

NUMBER OF ERROR MESSAGES ENCOUNTERED= 0

+----- M A P D L S T A T I S T I C S -----+

Release: 2024 R2 Build: 24.2 Update: UP20240513 Platform: WINDOWS x64
Date Run: 09/17/2024 Time: 10:40 Process ID: 7440
Operating System: Windows 11 (Build: 22631)

Processor Model: 12th Gen Intel(R) Core(TM) i5-12450H

Compiler: Intel(R) Fortran Compiler Classic Version 2021.9 (Build: 20230302)

Intel(R) C/C++ Compiler Classic Version 2021.9 (Build: 20230302)
 Intel(R) oneAPI Math Kernel Library Version 2023.1-Product Build 20230303

Number of machines requested : 1
 Total number of cores available : 12
 Number of physical cores available : 8
 Number of processes requested : 4
 Number of threads per process requested : 1
 Total number of cores requested : 4 (Distributed Memory Parallel)
 MPI Type: INTELMPI
 MPI Version: Intel(R) MPI Library 2021.11 for Windows* OS

GPU Acceleration: Not Requested

Job Name: file0
 Input File: dummy.dat

Core	Machine Name	Working Directory
0	KorushyMOV	C:\Users\jrcl\OneDrive\Área de Trabalho\TCC - segundo experiemnto_ProjectScratch\Scr4B9C
1	KorushyMOV	C:\Users\jrcl\OneDrive\Área de Trabalho\TCC - segundo experiemnto_ProjectScratch\Scr4B9C
2	KorushyMOV	C:\Users\jrcl\OneDrive\Área de Trabalho\TCC - segundo experiemnto_ProjectScratch\Scr4B9C
3	KorushyMOV	C:\Users\jrcl\OneDrive\Área de Trabalho\TCC - segundo experiemnto_ProjectScratch\Scr4B9C

Latency time from master to core 1 = 1.470 microseconds
 Latency time from master to core 2 = 1.470 microseconds
 Latency time from master to core 3 = 1.540 microseconds

Communication speed from master to core 1 = 3961.81 MB/sec
 Communication speed from master to core 2 = 10136.08 MB/sec
 Communication speed from master to core 3 = 11141.13 MB/sec

Total CPU time for main thread : 0.9 seconds
 Total CPU time summed for all threads : 0.8 seconds

Elapsed time spent obtaining a license : 0.6 seconds
 Elapsed time spent pre-processing model (/PREP7) : 0.1 seconds
 Elapsed time spent solution - preprocessing : 0.1 seconds
 Elapsed time spent computing solution : 1.4 seconds
 Elapsed time spent solution - postprocessing : 0.1 seconds
 Elapsed time spent post-processing model (/POST1) : 0.0 seconds

Eigensolver used : Block Lanczos
 Equation solver computational rate : 56.1 Gflops

Sum of disk space used on all processes : 59.3 MB

Sum of memory used on all processes : 720.0 MB

Sum of memory allocated on all processes : 3246.0 MB

Physical memory available : 16 GB

Total amount of I/O written to disk : 0.0 GB

Total amount of I/O read from disk : 0.0 GB

+----- END MAPDL STATISTICS -----+

```

*-----*
|
|              RUN COMPLETED              |
|
|-----|
| Ansys MAPDL 2024 R2   Build 24.2   UP20240513   WINDOWS x64 |
|
|-----|
| Database Requested(-db) 1024 MB   Scratch Memory Requested 1024 MB |
| Max Database Used(Master) 7 MB   Max Scratch Used(Master) 180 MB |
| Max Database Used(Workers) 1 MB   Max Scratch Used(Workers) 177 MB |
| Sum Database Used(All) 10 MB   Sum Scratch Used(All) 710 MB |
|
|-----|
| CP Time (sec) = 0.797   Time = 10:40:01 |
| Elapsed Time (sec) = 4.000   Date = 09/17/2024 |
|
*-----*

```

All

Anexo B – Solution Information – viga com pastilhas piezelétricas

Solver Output

Ansys Mechanical Enterprise Academic Student

```
*-----*
|           |
| WELCOME TO THE ANSYS(R) PROGRAM |
|           |
*-----*
```

* ANSYS MAPDL 2024 R2 LEGAL NOTICES *

```
*
*                                     *
* Copyright 1971-2024 Ansys, Inc. All rights reserved. *
* Unauthorized use, distribution or duplication is      *
* prohibited.                                           *
*                                     *
* Ansys is a registered trademark of Ansys, Inc. or its *
* subsidiaries in the United States or other countries. *
* See the Ansys, Inc. online documentation or the Ansys, Inc. *
* documentation CD or online help for the complete Legal *
* Notice.                                               *
*                                     *
```

```
*
*                                     *
* THIS ANSYS SOFTWARE PRODUCT AND PROGRAM DOCUMENTATION *
* INCLUDE TRADE SECRETS AND CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY *
* PRODUCTS OF ANSYS, INC., ITS SUBSIDIARIES, OR LICENSORS. *
* The software products and documentation are furnished by *
* Ansys, Inc. or its subsidiaries under a software license *
* agreement that contains provisions concerning           *
* non-disclosure, copying, length and nature of use,    *
* compliance with exporting laws, warranties, disclaimers, *
* limitations of liability, and remedies, and other      *
* provisions. The software products and documentation may be *
* used, disclosed, transferred, or copied only in accordance *
* with the terms and conditions of that software license *
* agreement.                                             *
```

```

*
* Ansys, Inc. is a UL registered
* ISO 9001:2015 company.
*
*****
*
* This product is subject to U.S. laws governing export and
* re-export.
*
* For U.S. Government users, except as specifically granted
* by the Ansys, Inc. software license agreement, the use,
* duplication, or disclosure by the United States Government
* is subject to restrictions stated in the Ansys, Inc.
* software license agreement and FAR 12.212 (for non-DOD
* licenses).
*
*****

```

2024 R2

Point Releases and Patches installed:

- Ansys Service Pack 2024 R2.16775396
- Discovery 2024 R2.16775396
- Core WB Files 2024 R2.16775396
- Ansys Dynamic Reporting 2024 R2.16775396
- SpaceClaim 2024 R2.16775396
- CFX (includes CFD-Post) 2024 R2.16775396
- Chemkin 2024 R2.16775396
- EnSight 2024 R2.16775396
- FENSAP-ICE 2024 R2.16775396
- Fluent (includes CFD-Post) 2024 R2.16775396
- Polyflow (includes CFD-Post) 2024 R2.16775396
- Forte (includes EnSight) 2024 R2.16775396
- TurboGrid 2024 R2.16775396
- ACIS Geometry Interface 2024 R2.16775396
- AutoCAD Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Catia, Version 4 Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Catia, Version 5 Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Catia, Version 6 Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Creo Elements/Direct Modeling Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Creo Parametric Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Inventor Geometry Interface 2024 R2.16775396
- JTOpen Geometry Interface 2024 R2.16775396
- NX Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Parasolid Geometry Interface 2024 R2.16775396
- Solid Edge Geometry Interface 2024 R2.16775396

SOLIDWORKS Geometry Interface 2024 R2.16775396
 Speos 2024 R2.16775396
 Aqwa 2024 R2.16775396
 Autodyn 2024 R2.16775396
 Material Calibration App 2024 R2.16775396
 Customization Files for User Programmable Features 2024 R2.16775396
 Mechanical Products 2024 R2.16775396
 Motion 2024 R2.16775396
 Academic Student 2024 R2.16775396

***** MAPDL COMMAND LINE ARGUMENTS *****

BATCH MODE REQUESTED (-b) = NOLIST
 INPUT FILE COPY MODE (-c) = COPY
 DISTRIBUTED MEMORY PARALLEL REQUESTED
 4 PARALLEL PROCESSES REQUESTED WITH SINGLE THREAD PER PROCESS
 TOTAL OF 4 CORES REQUESTED
 INPUT FILE NAME =
 C:\Users\jrcl\AppData\Local\Temp\WB_jrcl_21512_2\ProjectScratch\Scr637A\dummy.d
 at
 OUTPUT FILE NAME =
 C:\Users\jrcl\AppData\Local\Temp\WB_jrcl_21512_2\ProjectScratch\Scr637A\solve.out
 START-UP FILE MODE = NOREAD
 STOP FILE MODE = NOREAD

 RELEASE= 2024 R2 BUILD= 24.2 UP20240513 VERSION=WINDOWS x64
 CURRENT JOBNAME=file0 22:37:37 SEP 04, 2024 CP= 0.000

PARAMETER _DS_PROGRESS = 999.0000000

/INPUT FILE= ds.dat LINE= 0

*** NOTE *** CP = 0.078 TIME= 22:37:38
 The /CONFIG,NOELDB command is not valid in a distributed memory
 parallel solution. Command is ignored.

*GET _WALLSTRT FROM ACTI ITEM=TIME WALL VALUE= 22.6272222

TITLE=
 wbnew--Modal (A5)

ACT Extensions:
 LSDYNA, 2024.2
 5f463412-bd3e-484b-87e7-cbc0a665e474, wbex

/COM, ANSYSMotion, 2024.2
20180725-3f81-49eb-9f31-41364844c769, wbex

SET PARAMETER DIMENSIONS ON _WB_PROJECTSCRATCH_DIR
TYPE=STRI DIMENSIONS= 248 1 1

PARAMETER _WB_PROJECTSCRATCH_DIR(1) =
C:\Users\jrcl\AppData\Local\Temp\WB_jrcl_21512_2\ProjectScratch\Scr637A\

SET PARAMETER DIMENSIONS ON _WB_SOLVERFILES_DIR
TYPE=STRI DIMENSIONS= 248 1 1

PARAMETER _WB_SOLVERFILES_DIR(1) =
C:\Users\jrcl\AppData\Local\Temp\WB_jrcl_21512_2\wbnew_files\dp0\SYS\MECH\

SET PARAMETER DIMENSIONS ON _WB_USERFILES_DIR
TYPE=STRI DIMENSIONS= 248 1 1

PARAMETER _WB_USERFILES_DIR(1) =
C:\Users\jrcl\AppData\Local\Temp\WB_jrcl_21512_2\wbnew_files\user_files\
--- Data in consistent MKS units. See Solving Units in the help system for more

MKS UNITS SPECIFIED FOR INTERNAL

LENGTH (l) = METER (M)
MASS (M) = KILOGRAM (KG)
TIME (t) = SECOND (SEC)
TEMPERATURE (T) = CELSIUS (C)
TOFFSET = 273.0
CHARGE (Q) = COULOMB
FORCE (f) = NEWTON (N) (KG-M/SEC²)
HEAT = JOULE (N-M)

PRESSURE = PASCAL (NEWTON/M**2)
ENERGY (W) = JOULE (N-M)
POWER (P) = WATT (N-M/SEC)
CURRENT (i) = AMPERE (COULOMBS/SEC)
CAPACITANCE (C) = FARAD
INDUCTANCE (L) = HENRY
MAGNETIC FLUX = WEBER
RESISTANCE (R) = OHM
ELECTRIC POTENTIAL = VOLT

INPUT UNITS ARE ALSO SET TO MKS

Ansys Mechanical Enterprise Academic Student
01055371 VERSION=WINDOWS x64 22:37:38 SEP 04, 2024 CP= 0.094

wbnew--Modal (A5)

```
***** MAPDL ANALYSIS DEFINITION (PREP7) *****
***** Nodes for the whole assembly *****
***** Elements for Body 1 'SYS\Solid' *****
***** Send User Defined Coordinate System(s) *****
***** Set Reference Temperature *****
***** Send Materials *****
***** Fixed Supports *****
```

```
***** ROUTINE COMPLETED ***** CP = 0.125
```

```
--- Number of total nodes = 14980
--- Number of contact elements = 0
--- Number of spring elements = 0
--- Number of bearing elements = 0
--- Number of solid elements = 6872
--- Number of condensed parts = 0
--- Number of total elements = 6872
```

```
*GET _WALLBSOL FROM ACTI ITEM=TIME WALL VALUE= 22.6272222
```

```
***** MAPDL SOLUTION ROUTINE *****
```

```
PERFORM A MODAL ANALYSIS
THIS WILL BE A NEW ANALYSIS
```

```
PARAMETER _THICKRATIO = 0.000000000
```

```
USE SYM. BLOCK LANCZOS MODE EXTRACTION METHOD
EXTRACT 6 MODES
NORMALIZE THE MODE SHAPES TO THE MASS MATRIX
```

```
ERASE THE CURRENT DATABASE OUTPUT CONTROL TABLE.
```

```
WRITE ALL ITEMS TO THE DATABASE WITH A FREQUENCY OF NONE
FOR ALL APPLICABLE ENTITIES
```

WRITE NSOL ITEMS TO THE DATABASE WITH A FREQUENCY OF ALL
FOR ALL APPLICABLE ENTITIES

EXPAND ALL EXTRACTED MODES
DO NOT CALCULATE ELEMENT RESULTS

DO NOT COMBINE ELEMENT SAVE DATA FILES (.esav) AFTER DISTRIBUTED
PARALLEL SOLUTION

DO NOT COMBINE ELEMENT MATRIX FILES (.emat) AFTER DISTRIBUTED
PARALLEL SOLUTION

DO NOT COMBINE ASSEMBLED MATRIX FILES (.full) AFTER DISTRIBUTED
PARALLEL SOLUTION

*GET ANSINTER_ FROM ACTI ITEM=INT VALUE= 0.00000000

*IF ANSINTER_ (= 0.00000) NE
0 (= 0.00000) THEN

*ENDIF

*** NOTE *** CP = 0.156 TIME= 22:37:38
The automatic domain decomposition logic has selected the MESH domain
decomposition method with 4 processes per solution.

***** MAPDL SOLVE COMMAND *****

*** WARNING *** CP = 0.172 TIME= 22:37:38
Element shape checking is currently inactive. Issue SHPP,ON or
SHPP,WARN to reactivate, if desired.

*** NOTE *** CP = 0.172 TIME= 22:37:38
The model data was checked and warning messages were found.
Please review output or errors file (
C:\Users\jrclo\AppData\Local\Temp\WB_jrclo_21512_2\ProjectScratch\Scr6
637A\file0.err) for these warning messages.

*** SELECTION OF ELEMENT TECHNOLOGIES FOR APPLICABLE ELEMENTS ***
--- GIVE SUGGESTIONS AND RESET THE KEY OPTIONS ---

ELEMENT TYPE 1 IS SOLID187. IT IS NOT ASSOCIATED WITH FULLY
INCOMPRESSIBLE
HYPERELASTIC MATERIALS. NO SUGGESTION IS AVAILABLE AND NO
RESETTING IS NEEDED.

*** MAPDL - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 2024

R2 24.2 ***

Ansys Mechanical Enterprise Academic Student

01055371 VERSION=WINDOWS x64 22:37:38 SEP 04, 2024 CP= 0.172

wbnew--Modal (A5)

SOLUTION OPTIONS

PROBLEM DIMENSIONALITY.....3-D
 DEGREES OF FREEDOM.....UX UY UZ
 ANALYSIS TYPE.....MODAL
 EXTRACTION METHOD.....BLOCK LANCZOS
 OFFSET TEMPERATURE FROM ABSOLUTE ZERO.....273.15
 NUMBER OF MODES TO EXTRACT.....6
 GLOBALLY ASSEMBLED MATRIX.....SYMMETRIC
 NUMBER OF MODES TO EXPAND.....ALL
 ELEMENT RESULTS CALCULATION.....OFF

*** NOTE ***

CP = 0.172 TIME= 22:37:38

The conditions for direct assembly have been met. No .emat or .erot files will be produced.

DISTRIBUTED DOMAIN DECOMPOSER

...Number of elements: 6872
 ...Number of nodes: 14980
 ...Decompose to 4 CPU domains
 ...Element load balance ratio = 1.000

LOAD STEP OPTIONS

LOAD STEP NUMBER.....1
 THERMAL STRAINS INCLUDED IN THE LOAD VECTOR.. YES
 PRINT OUTPUT CONTROLS.....NO PRINTOUT
 DATABASE OUTPUT CONTROLS
 ITEM FREQUENCY COMPONENT
 ALL NONE
 NSOL ALL

***** PRECISE MASS SUMMARY *****

TOTAL RIGID BODY MASS MATRIX ABOUT ORIGIN

Translational mass			Coupled translational/rotational mass		
0.26361E-01	0.0000	0.0000	0.0000	0.14029E-04	0.38158E-03
0.0000	0.26361E-01	0.0000	-0.14029E-04	0.0000	0.40807E-02
0.0000	0.0000	0.26361E-01	-0.38158E-03	-0.40807E-02	0.0000
-----			-----		
			Rotational mass (inertia)		
			0.73900E-05	0.59012E-04	-0.22032E-05
			0.59012E-04	0.83403E-03	0.20345E-06
			-0.22032E-05	0.20345E-06	0.84139E-03

TOTAL MASS = 0.26361E-01

The mass principal axes coincide with the global Cartesian axes

CENTER OF MASS (X,Y,Z)= 0.15480 -0.14476E-01 0.53220E-03

TOTAL INERTIA ABOUT CENTER OF MASS

0.18589E-05 -0.58762E-07 -0.31482E-07
-0.58762E-07 0.20231E-03 0.36858E-09
-0.31482E-07 0.36858E-09 0.20417E-03

The inertia principal axes coincide with the global Cartesian axes

*** MASS SUMMARY BY ELEMENT TYPE ***

TYPE MASS
1 0.263607E-01

Range of element maximum matrix coefficients in global coordinates

Maximum = 2.110678741E+09 at element 6713.

Minimum = 29363194.3 at element 6671.

*** ELEMENT MATRIX FORMULATION TIMES

TYPE NUMBER ENAME TOTAL CP AVE CP

1 6872 SOLID187 0.141 0.000020

Time at end of element matrix formulation CP = 0.203125.

BLOCK LANCZOS CALCULATION OF UP TO 6 EIGENVECTORS.

NUMBER OF EQUATIONS = 44661

MAXIMUM WAVEFRONT = 208

MAXIMUM MODES STORED = 6

MINIMUM EIGENVALUE = 0.00000E+00
 MAXIMUM EIGENVALUE = 0.10000E+31

Memory allocated on only this MPI rank (rank 0)

 Equation solver memory allocated = 33.717 MB
 Equation solver memory required for in-core mode = 32.163 MB
 Equation solver memory required for out-of-core mode = 17.602 MB
 Total (solver and non-solver) memory allocated = 522.209 MB

Total memory summed across all MPI ranks on this machines

 Equation solver memory allocated = 143.715 MB
 Equation solver memory required for in-core mode = 137.080 MB
 Equation solver memory required for out-of-core mode = 73.711 MB
 Total (solver and non-solver) memory allocated = 1202.543 MB

*** NOTE ***

CP = 0.328 TIME= 22:37:38

The Distributed Sparse Matrix Solver used by the Block Lanczos eigensolver is currently running in the in-core memory mode. This memory mode uses the most amount of memory in order to avoid using the hard drive as much as possible, which most often results in the fastest solution time. This mode is recommended if enough physical memory is present to accommodate all of the solver data.

Process memory required for in-core LANCZOS Workspace = 44.699135 MB
 Process memory required for out-of-core LANCZOS Workspace = 1.535774 MB
 Total memory required for in-core LANCZOS Workspace = 173.663177 MB
 Total memory required for out-of-core LANCZOS Workspace = 6.020874 MB

Lanczos Memory Mode : INCORE

>> Shift # 1 : | : 6 Eigenvalues Converged

*** MAPDL - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 2024

R2 24.2 ***

Ansys Mechanical Enterprise Academic Student

01055371 VERSION=WINDOWS x64 22:37:39 SEP 04, 2024 CP= 0.438

wbnew--Modal (A5)

*** FREQUENCIES FROM BLOCK LANCZOS ITERATION ***

MODE FREQUENCY (HERTZ)

1	11.03810840021
2	63.13494144283
3	172.0915313821
4	207.6127316694
5	275.4105713218
6	340.7110340238

*** MAPDL - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 2024

R2 24.2 ***

Ansys Mechanical Enterprise Academic Student

01055371 VERSION=WINDOWS x64 22:37:39 SEP 04, 2024 CP= 0.438

wbnew--Modal (A5)

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** X DIRECTION

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	CUMULATIVE RATIO	RATIO EFF.MASS
MASS	MASS FRACTION	TO TOTAL MASS			EFFECTIVE
1	11.0381	0.90595E-01	-0.22358E-04	0.116320	0.499877E-09
02	0.189630E-07				0.594195E-
2	63.1349	0.15839E-01	0.10548E-03	0.548754	0.111253E-
07	0.138187	0.422043E-06			
3	172.092	0.58109E-02	-0.18798E-03	0.977990	0.353367E-
07	0.558228	0.134051E-05			
4	207.613	0.48167E-02	0.10833E-05	0.005636	0.117353E-
11	0.558242	0.445183E-10			
5	275.411	0.36309E-02	-0.14783E-04	0.076912	0.218548E-
09	0.560840	0.829067E-08			
6	340.711	0.29350E-02	0.19221E-03	1.000000	0.369452E-
07	1.00000	0.140153E-05			

-
sum

0.841268E-07

0.319138E-05

-

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** Y DIRECTION
 CUMULATIVE RATIO EFF.MASS
 MODE FREQUENCY PERIOD PARTIC.FACTOR RATIO EFFECTIVE
 MASS MASS FRACTION TO TOTAL MASS

1	11.0381	0.90595E-01	0.22599E-04	0.000182	0.510704E-09	0.330814E-07
07	0.193737E-07					
2	63.1349	0.15839E-01	-0.48349E-04	0.000389	0.233764E-08	0.184504E-06
06	0.886790E-07					
3	172.092	0.58109E-02	-0.16741E-03	0.001347	0.280276E-07	0.200002E-05
05	0.106323E-05					
4	207.613	0.48167E-02	0.38146E-03	0.003070	0.145514E-06	0.114259E-04
04	0.552013E-05					
5	275.411	0.36309E-02	0.12424	1.000000	0.154366E-	
01	0.999936	0.585594				
6	340.711	0.29350E-02	-0.99365E-03	0.007998	0.987341E-	
06	1.00000	0.374551E-04				

 -
 sum 0.154378E-01 0.585638

 -

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** Z DIRECTION
 CUMULATIVE RATIO EFF.MASS
 MODE FREQUENCY PERIOD PARTIC.FACTOR RATIO EFFECTIVE
 MASS MASS FRACTION TO TOTAL MASS

1	11.0381	0.90595E-01	0.12271	1.000000	0.150569E-	
01	0.645964	0.571189				
2	63.1349	0.15839E-01	-0.73273E-01	0.597140	0.536894E-	
02	0.876299	0.203672				
3	172.092	0.58109E-02	0.43867E-01	0.357498	0.192435E-	
02	0.958857	0.730007E-01				
4	207.613	0.48167E-02	-0.30127E-04	0.000246	0.907652E-	
09	0.958857	0.344320E-07				
5	275.411	0.36309E-02	-0.33854E-03	0.002759	0.114612E-	
06	0.958862	0.434785E-05				
6	340.711	0.29350E-02	-0.30966E-01	0.252359	0.958904E-	
03	1.00000	0.363763E-01				

 -
 sum 0.233092E-01 0.884243

 -

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION *****ROTX DIRECTION
 CUMULATIVE RATIO EFF.MASS
 MODE FREQUENCY PERIOD PARTIC.FACTOR RATIO EFFECTIVE
 MASS MASS FRACTION TO TOTAL MASS

1	11.0381	0.90595E-01	-0.17789E-02	1.000000	0.316439E-
05	0.506325	0.428197			
2	63.1349	0.15839E-01	0.10606E-02	0.596206	0.112482E-
05	0.686304	0.152208			
3	172.092	0.58109E-02	-0.63078E-03	0.354597	0.397888E-
06	0.749969	0.538412E-01			
4	207.613	0.48167E-02	-0.11665E-02	0.655772	0.136080E-
05	0.967708	0.184140			
5	275.411	0.36309E-02	-0.54696E-04	0.030748	0.299165E-
08	0.968186	0.404822E-03			
6	340.711	0.29350E-02	0.44590E-03	0.250664	0.198826E-
06	1.00000	0.269046E-01			

 -
 sum 0.624971E-05 0.845695

 -

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION *****ROTY DIRECTION
 CUMULATIVE RATIO EFF.MASS
 MODE FREQUENCY PERIOD PARTIC.FACTOR RATIO EFFECTIVE
 MASS MASS FRACTION TO TOTAL MASS

1	11.0381	0.90595E-01	-0.98455E-02	0.584233	0.969336E-
04	0.166759	0.116224			
2	63.1349	0.15839E-01	0.16852E-01	1.000000	0.283989E-
03	0.655317	0.340505			
3	172.092	0.58109E-02	-0.11370E-01	0.674687	0.129273E-
03	0.877710	0.154999			
4	207.613	0.48167E-02	0.84566E-05	0.000502	0.715135E-
10	0.877710	0.857451E-07			
5	275.411	0.36309E-02	0.88131E-04	0.005230	0.776701E-
08	0.877723	0.931269E-05			
6	340.711	0.29350E-02	0.84307E-02	0.500281	0.710771E-
04	1.00000	0.852218E-01			

 -
 sum 0.581281E-03 0.696958

-

***** PARTICIPATION FACTOR CALCULATION ***** ROTZ DIRECTION

MODE	FREQUENCY	PERIOD	PARTIC.FACTOR	CUMULATIVE RATIO	EFF.MASS
MASS	MASS FRACTION	TO TOTAL MASS			
1	11.0381	0.90595E-01	0.15214E-05	0.000150	0.231480E-11
07	0.275115E-08				0.223975E-
2	63.1349	0.15839E-01	-0.24374E-05	0.000240	0.594075E-11
07	0.706060E-08				0.798790E-
3	172.092	0.58109E-02	-0.16323E-04	0.001606	0.266424E-09
05	0.316646E-06				0.265774E-
4	207.613	0.48167E-02	0.12024E-04	0.001183	0.144586E-09
05	0.171841E-06				0.405673E-
5	275.411	0.36309E-02	0.10166E-01	1.000000	0.103344E-
03	0.999940	0.122825			
6	340.711	0.29350E-02	-0.78574E-04	0.007729	0.617391E-
08	1.00000	0.733771E-05			

sum				0.103351E-03	0.122833

-

-

*** NOTE *** CP = 0.438 TIME= 22:37:39
 The modes requested are mass normalized (Nrmkey on MODOPT). However, the modal masses and kinetic energies below are calculated with unit normalized modes.

***** MODAL MASSES, KINETIC ENERGIES, AND TRANSLATIONAL EFFECTIVE MASSES SUMMARY *****

MODE	FREQUENCY	MODAL MASS	EFFECTIVE MASS	KENE	X-DIR	RATIO%	Y-DIR	RATIO%
DIR	RATIO%	Z-DIR	RATIO%					
1	11.04	0.5987E-02	14.40	0.4999E-09	0.00	0.5107E-09	0.00	0.1506E-
01	57.12							
2	63.13	0.6386E-02	502.5	0.1113E-07	0.00	0.2338E-08	0.00	0.5369E-
02	20.37							
3	172.1	0.6213E-02	3632.	0.3534E-07	0.00	0.2803E-07	0.00	0.1924E-
02	7.30							

4	207.6	0.3760E-02	3199.		0.1174E-11	0.00	0.1455E-06	0.00	0.9077E-
09	0.00								
5	275.4	0.6256E-02	9366.		0.2185E-09	0.00	0.1544E-01	58.56	0.1146E-
06	0.00								
6	340.7	0.5996E-02	0.1374E+05		0.3695E-07	0.00	0.9873E-		
06	0.00	0.9589E-03	3.64						

sum					0.8413E-07	0.00	0.1544E-01	58.56	0.2331E-01	88.42
-----	--	--	--	--	------------	------	------------	-------	------------	-------

*** MAPDL BINARY FILE STATISTICS

BUFFER SIZE USED= 16384

7.062 MB WRITTEN ON ASSEMBLED MATRIX FILE: file0.full

0.625 MB WRITTEN ON MODAL MATRIX FILE: file0.mode

1.438 MB WRITTEN ON RESULTS FILE: file0.rst

***** Write FE CONNECTORS *****

WRITE OUT CONSTRAINT EQUATIONS TO FILE=
file.ce

*GET _NMODALSOLPROC FROM ACTI ITEM=NUMC VALUE= 4.00000000

FINISH SOLUTION PROCESSING

***** ROUTINE COMPLETED ***** CP = 0.438

PRINTOUT RESUMED BY /GOP

*GET _WALLASOL FROM ACTI ITEM=TIME WALL VALUE= 22.6275000

*** MAPDL - ENGINEERING ANALYSIS SYSTEM RELEASE 2024

R2 24.2 ***

Ansys Mechanical Enterprise Academic Student

01055371 VERSION=WINDOWS x64 22:37:39 SEP 04, 2024 CP= 0.438

wbnew--Modal (A5)

***** MAPDL RESULTS INTERPRETATION (POST1) *****

*** NOTE ***

CP = 0.438 TIME= 22:37:39

Reading results into the database (SET command) will update the current displacement and force boundary conditions in the database with the values from the results file for that load set. Note that any subsequent solutions will use these values unless action is taken to either SAVE the current values or not overwrite them (/EXIT,NOSAVE).

PRINTOUT RESUMED BY /GOP

Set Encoding of XML File to:ISO-8859-1

Set Output of XML File to:

PARM, , , , , , , , , , , ,
 , , , , , , ,

DATABASE WRITTEN ON
 FILE parm.xml

EXIT THE MAPDL POST1 DATABASE PROCESSOR

***** ROUTINE COMPLETED ***** CP = 0.438

PRINTOUT RESUMED BY /GOP

*GET _WALLDONE FROM ACTI ITEM=TIME WALL VALUE= 22.6275000

PARAMETER _PREPTIME = 0.000000000

PARAMETER _SOLVTIME = 1.000000000

PARAMETER _POSTTIME = 0.000000000

PARAMETER _TOTALTIM = 1.000000000

*GET _DLBRATIO FROM ACTI ITEM=SOLU DLBR VALUE= 1.00000000

*GET _COMBTIME FROM ACTI ITEM=SOLU COMB VALUE= 0.338101000E-01

*GET _SSMODE FROM ACTI ITEM=SOLU SSMM VALUE= 2.00000000

*GET _NDOFS FROM ACTI ITEM=SOLU NDOF VALUE= 44661.0000

/FCLEAN COMMAND REMOVING ALL LOCAL FILES

--- Total number of nodes = 14980

```

--- Total number of elements = 6872
--- Element load balance ratio = 1
--- Time to combine distributed files = 3.38101E-02
--- Sparse memory mode = 2
--- Number of DOF = 44661

```

EXIT MAPDL WITHOUT SAVING DATABASE

```

NUMBER OF WARNING MESSAGES ENCOUNTERED=    1
NUMBER OF ERROR  MESSAGES ENCOUNTERED=    0

```

+----- M A P D L S T A T I S T I C S -----+

```

Release: 2024 R2      Build: 24.2    Update: UP20240513  Platform: WINDOWS x64
Date Run: 09/04/2024  Time: 22:37   Process ID: 28632
Operating System: Windows 11 (Build: 22631)

```

Processor Model: 12th Gen Intel(R) Core(TM) i5-12450H

```

Compiler: Intel(R) Fortran Compiler Classic Version 2021.9 (Build: 20230302)
          Intel(R) C/C++ Compiler Classic Version 2021.9 (Build: 20230302)
          Intel(R) oneAPI Math Kernel Library Version 2023.1-Product Build 20230303

```

```

Number of machines requested      : 1
Total number of cores available   : 12
Number of physical cores available : 8
Number of processes requested     : 4
Number of threads per process requested : 1
Total number of cores requested   : 4 (Distributed Memory Parallel)
MPI Type: INTEL MPI
MPI Version: Intel(R) MPI Library 2021.11 for Windows* OS

```

GPU Acceleration: Not Requested

```

Job Name: file0
Input File: dummy.dat

```

Core	Machine Name	Working Directory
0	KorushyMOV	C:\Users\jrcl\AppData\Local\Temp\WB_jrcl_21512_2\ProjectScratch\Scr637A
1	KorushyMOV	C:\Users\jrcl\AppData\Local\Temp\WB_jrcl_21512_2\ProjectScratch\Scr637A
2	KorushyMOV	C:\Users\jrcl\AppData\Local\Temp\WB_jrcl_21512_2\ProjectScratch\Scr637A

3 KorushyMOV C:\Users\jrcllo\AppData\Local\Temp\WB_jrcllo_21512_2\ProjectScratch\Scr637A

Latency time from master to core 1 = 1.470 microseconds
 Latency time from master to core 2 = 1.467 microseconds
 Latency time from master to core 3 = 1.474 microseconds

Communication speed from master to core 1 = 6006.64 MB/sec
 Communication speed from master to core 2 = 6375.26 MB/sec
 Communication speed from master to core 3 = 8886.22 MB/sec

Total CPU time for main thread : 0.5 seconds
 Total CPU time summed for all threads : 0.4 seconds

Elapsed time spent obtaining a license : 0.5 seconds
 Elapsed time spent pre-processing model (/PREP7) : 0.1 seconds
 Elapsed time spent solution - preprocessing : 0.0 seconds
 Elapsed time spent computing solution : 0.9 seconds
 Elapsed time spent solution - postprocessing : 0.0 seconds
 Elapsed time spent post-processing model (/POST1) : 0.0 seconds

Eigensolver used : Block Lanczos
 Equation solver computational rate : 40.2 Gflops

Sum of disk space used on all processes : 45.1 MB

Sum of memory used on all processes : 657.0 MB
 Sum of memory allocated on all processes : 2880.0 MB
 Physical memory available : 16 GB
 Total amount of I/O written to disk : 0.0 GB
 Total amount of I/O read from disk : 0.0 GB

+----- END MAPDL STATISTICS -----+

```
*-----*
|
|          RUN COMPLETED          |
|
|-----|
| Ansys MAPDL 2024 R2   Build 24.2   UP20240513  WINDOWS x64 |
|
|-----|
|
| Database Requested(-db) 1024 MB   Scratch Memory Requested 1024 MB |
| Max Database Used(Master) 9 MB   Max Scratch Used(Master) 163 MB |
```

```

| Max Database Used(Workers)  1 MB  Max Scratch Used(Workers)  161 MB |
| Sum Database Used(All)      12 MB  Sum Scratch Used(All)    645 MB |
|-----|
| CP Time (sec) = 0.438  Time = 22:37:40 |
| Elapsed Time (sec) = 4.000  Date = 09/04/2024 |
|-----|
*-----*

```

All

Anexo C – Datasheet CI LM324N

2 Absolute maximum ratings and operating conditions

Table 2: Absolute maximum ratings

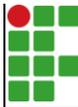
Symbol	Parameter	Value	Unit	
V_{CC}	Supply voltage	± 16 or 32	V	
V_i	Input voltage	-0.3 to $V_{CC} + 0.3$		
V_{id}	Differential input voltage ⁽¹⁾	32		
P_{tot}	Power dissipation: D suffix	400	mW	
	Output short-circuit duration ⁽²⁾	Infinite		
I_{in}	Input current ⁽³⁾	50	mA	
T_{stg}	Storage temperature range	-65 to 150	°C	
T_j	Maximum junction temperature	150		
R_{thja}	Thermal resistance junction to ambient ⁽⁴⁾	QFN16 3x3	45	°C/W
		TSSOP14	100	
		SO14	103	
R_{thjc}	Thermal resistance junction to case	QFN16 3x3	14	
		TSSOP14	32	
		SO14	31	
ESD	HBM: human body model ⁽⁵⁾	LM224A, LM324A	800	V
		LM124W, LM324W	700	
		LM124, LM224, LM324	250	
	MM: machine model ⁽⁶⁾	100		
	CDM: charged device model	1500		

Notes:

- ⁽¹⁾Neither of the input voltages must exceed the magnitude of (V_{CC}^+) or (V_{CC}^-) .
- ⁽²⁾Short-circuits from the output to V_{CC} can cause excessive heating if $V_{CC} > 15$ V. The maximum output current is approximately 40 mA independent of the magnitude of V_{CC} . Destructive dissipation can result from simultaneous short-circuits on all amplifiers.
- ⁽³⁾This input current only exists when the voltage at any of the input leads is driven negative. It is due to the collector-base junction of the input PNP transistor becoming forward biased and thereby acting as an input diode clamp. In addition to this diode action, there is also an NPN parasitic action on the IC chip. This transistor action can cause the output voltages of the op amps to go to the V_{CC} voltage level (or to ground for a large overdrive) for the time during which an input is driven negative. This is not destructive and normal output starts up again for input voltages higher than -0.3 V.
- ⁽⁴⁾Short-circuits can cause excessive heating. Destructive dissipation can result from simultaneous short-circuits on all amplifiers. These are typical values given for a single layer board (except for TSSOP which is a two-layer board).
- ⁽⁵⁾Human body model: 100 pF discharged through a 1.5 k Ω resistor between two pins of the device, done for all couples of pin combinations with other pins floating.
- ⁽⁶⁾Machine model: a 200 pF cap is charged to the specified voltage, then discharged directly between two pins of the device with no external series resistor (internal resistor < 5 Ω), done for all couples of pin combinations with other pins floating.

Table 3: Operating conditions

Symbol	Parameter	Value	Unit
V_{CC}	Supply voltage	Single supply	3 to 30
		Dual supply	± 1.5 to ± 15
V_{ICM}	Common-mode input voltage range	$(V_{CC}^-) - 0.1$ to $(V_{CC}^+) - 1$	V
T_{Oper}	Operating temperature range	LM124	
		LM224	-40 to 105
		LM324	0 to 70

	INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DA PARAÍBA
	Campus João Pessoa - Código INEP: 25096850
	Av. Primeiro de Maio, 720, Jaguaribe, CEP 58015-435, Joao Pessoa (PB)
	CNPJ: 10.783.898/0002-56 - Telefone: (83) 3612.1200

Documento Digitalizado Ostensivo (Público)

TCC do aluno Clodemir Junior para ser incluído no repositório da biblioteca

Assunto:	TCC do aluno Clodemir Junior para ser incluído no repositório da biblioteca
Assinado por:	Michelline Nery
Tipo do Documento:	Relatório
Situação:	Finalizado
Nível de Acesso:	Ostensivo (Público)
Tipo do Conferência:	Documento Original

Documento assinado eletronicamente por:

- **Michelline Nery Azevedo Lima, COORDENADOR(A) DE CURSO - FUC1 - CCSBEM-JP**, em 18/10/2024 17:19:24.

Este documento foi armazenado no SUAP em 18/10/2024. Para comprovar sua integridade, faça a leitura do QRCode ao lado ou acesse <https://suap.ifpb.edu.br/verificar-documento-externo/> e forneça os dados abaixo:

Código Verificador: 1283989

Código de Autenticação: ebfad50e50

