

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE UnB GAMA-FACULDADE DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE
MATERIAIS DA ENGENHARIA

ESTUDO ANALÍTICO-EXPERIMENTAL DE PARÂMETROS
ÓTIMOS PARA O CONTROLE PASSIVO VIA ABSORVEDOR
DE VIBRAÇÕES DO TIPO COLUNA LÍQUIDA SINTONIZADA
EM ESTRUTURAS

JULIANO FERREIRA MARTINS

ORIENTADOR: Dr. Marcus Vinícius Girão de Moraes

CO-ORIENTADORA: Dra. Suzana Moreira Avila

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM INTEGRIDADE DE
MATERIAIS DA ENGENHARIA

PUBLICAÇÃO: FGA.DM – 082A/2019

BRASÍLIA/DF: 07/2019


**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DO GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE
MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**"ESTUDO ANALÍTICO-EXPERIMENTAL DE PARÂMETROS ÓTIMOS
PARA O CONTROLE PASSIVO VIA ABSORVEDOR DE VIBRAÇÕES DO
TIPO COLUNA LÍQUIDA SINTONIZADA EM ESTRUTURAS"**

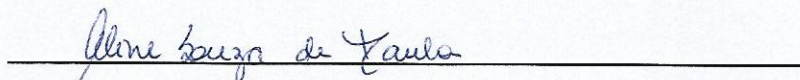
JULIANO FERREIRA MARTINS

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA DA FACULDADE DO GAMA E
FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA.**

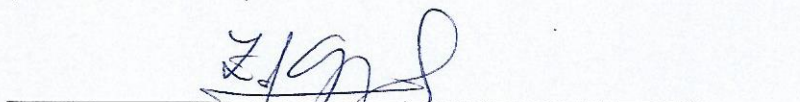
APROVADA POR:



**Prof. Dr. Marcus Vinicius Girão de Moraes; FT / UnB
(Orientador)**



**Profa. Dra. Aline Souza de Paula; FT / UnB
(Membro Interno)**



**Prof. Dr. Zenon José Guzmán Núñez Del Prado; UFG
(Membro Externo)**

Brasília / DF, 16 de julho de 2019

FICHA CATALOGRÁFICA

JULIANO FERREIRA MARTINS

ESTUDO ANALÍTICO-EXPERIMENTAL DE PARÂMETROS ÓTIMOS PARA O CONTROLE PASSIVO VIA ABSORVEDOR DE VIBRAÇÕES DO TIPO COLUNA LÍQUIDA SINTONIZADA EM ESTRUTURAS, [Distrito Federal] 2019.

73. p. 210 x 297 mm (FGA/FT/UnB, Mestre, Integridade de Materiais da Engenharia, 2019). Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília. Faculdade UnB Gama. Programa de Pós-Graduação em Integridade de Materiais da Engenharia.

1. ABSORVEDOR DINÂMICO DE VIBRAÇÕES

2. ACLS

3. OTIMIZAÇÃO

4. CONTROLE PASSIVO

I. FGA/FT/UnB

II. Título (Mestre)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

MARTINS, J. F. (2019). ESTUDO ANALÍTICO-EXPERIMENTAL DE PARÂMETROS ÓTIMOS PARA O CONTROLE PASSIVO VIA ABSORVEDOR DE VIBRAÇÕES DO TIPO COLUNA LÍQUIDA SINTONIZADA EM ESTRUTURAS. Dissertação de Mestrado em Integridade de Materiais da Integridade da Engenharia, Publicação 082^a/2019, Faculdade UnB Gama/FT/Universidade de Brasília, DF, 73.p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: JULIANO FERREIRA MARTINS

TÍTULO: ESTUDO ANALÍTICO-EXPERIMENTAL DE PARÂMETROS ÓTIMOS PARA O CONTROLE PASSIVO VIA ABSORVEDOR DE VIBRAÇÕES DO TIPO COLUNA LÍQUIDA SINTONIZADA EM ESTRUTURAS.

GRAU: Mestre ANO: 2019

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.



JULIANO FERREIRA MARTINS

AV. PARQUE ÁGUAS CLARAS LT3825, NATÁLIA VALOIS – APTO 606

71930-000, Águas Claras, Brasília, DF – Brasil.

Juliano.martins@hotmail.com

Por vezes sentimos que aquilo que fazemos não é senão uma gota de água no mar. Mas o mar seria menor se lhe faltasse uma gota. (Santa Teresa de Calcutá)

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus pela minha sabedoria e pela realização deste trabalho, também, por sempre me iluminar para seguir em frente e alcançar meus objetivos.

Agradeço a minha família, principalmente aos meus pais Jair e Ana Cristina e as minhas irmãs Jordana e Poliana, por serem a base de tudo em minha vida e por me ajudarem a chegar até aqui.

Agradeço a minha namorada Isabela que sempre esteve comigo nesse período de estudo. Obrigado pela força e pelas doses de alegria nesse percurso.

Agradeço aos meus amigos e aos integrantes do Grupo GDS por sempre me auxiliarem. Em especial aos novos amigos conquistados neste período: Daniely, Emerson, Juliana e Yanne.

Ao meu orientador, Professor Girão, pela suas contribuições, seu apoio e por despertar curiosidades sobre a pesquisa. A Professora Suzana pela coorientação e disponibilidade para a realização deste trabalho.

Ao técnico Felipe pela ajuda na montagem das bancadas experimentais.

Por fim, agradeço ao Programa de Pós Graduação em Integridade de Materiais da Engenharia, secretariado e coordenação, pelo suporte no decorrer destes dois anos. E a CAPES por proporcionar recursos financeiros durante a realização do trabalho.

Resumo

Estudo Analítico-Experimental de Parâmetros Ótimos para o Controle Passivo via Absorvedor de Vibrações do tipo Coluna Líquida Sintonizada em Estruturas

Autor: Juliano Ferreira Martins

Orientador: Marcus Vinícius Girão de Moraes, Dr. (ENM/ UnB)

Coorientadora: Suzana Moreira Avila, Dra. (FGA/ UnB)

Passarelas, pontes, arranhas céus e turbinas eólicas são exemplos de estruturas que sofrem com altas amplitudes de vibração. Isto ocorre principalmente em estruturas esbeltas, que são aquelas que apresentam baixas frequências. Perturbações como estas pode diminuir a vida útil de uma estrutura e causar desconforto aos usuários. De modo a minimizar vibrações excessivas é proposta a instalação de um equipamento de controle passivo: o ACLS (Absorvedor de Coluna Líquida Sintonizada), cujas vantagens são: a facilidade de sintonização, o baixo custo de instalação e a facilidade de operação. O presente trabalho atem-se a comparação dos resultados experimentais com relação a um modelo linearizado de 2GDL. É apresentado o referencial teórico com a abordagem das pesquisas tradicionais e recentes sobre o uso do ACLS. Soluções numéricas são comparadas a estudos experimentais na fase seguinte. É utilizada a técnica de mapas de respostas para a busca de parâmetros ótimos de dimensionamento do ACLS, nos quais são apresentadas duas abordagens de construção dos mapas. A proposta experimental do trabalho é apresentada assim como os experimentos e os resultados obtidos. A estrutura acoplada ao ACLS mostra boa concordância com as soluções teóricas esperadas. Por fim, são apresentadas conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

Palavras-chaves: Absorvedor Dinâmico de Vibrações; ACLS; Otimização; Controle Passivo.

Abstract

ANALYTICAL-EXPERIMENTAL STUDY OF OPTIMUM PARAMETERS FOR THE PASSIVE CONTROL VIA THE TUNED LIQUID COLUMN DAMPER IN STRUCTURES

Author: Juliano Ferreira Martins

Supervisor: Marcus Vinícius Girão de Moraes, Dr. (ENM/ UnB)

Cosupervisor: Suzana Moreira Avila, Dra. (FGA/ UnB)

Structures such as footbridges, bridges, skyscrapers, and wind turbines are examples of structures that suffer from high rates of vibrations. This occurs mainly in slender structures, which are those with low frequencies. Disturbances as this can shorten the life of a structure and cause discomfort to users. In order to minimize disturbances in structures, it is proposed to install the passive control device: the TLCD (Tuned Liquid Column Damper), whose features are: the ease of tuning, low-cost installation, and efficiency of operation. The present work presents the comparison of the experimental results with respect to the linearized model of 2DoF. The literature references are presented based on traditional and modern research works on the use of TLCD. Numerical solutions are reported and compared to experimental studies in the next phase. The response mapping technique is used to search for optimal parameters for ACLS sizing, in which two approaches to map construction are presented. The experimental proposal of the work is presented as well as the experiments and the results obtained. The structure coupled to the TLCD shows good agreement with the expected theoretical solutions. Finally, conclusions and suggestions for future work are presented.

Key-words: Dynamic Vibration Absorber; TLCD; Optimization; Passive Control.

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Justificativa	2
1.2	Objetivos	3
1.2.1	Objetivos Específicos	3
1.3	Metodologia	3
1.4	Abrangência e Limitações	4
1.5	Estrutura da Dissertação	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1	Sistemas Controladores de Vibração	6
2.2	Absorvedores Dinâmicos de Vibração	7
2.3	Absorvedores Líquidos Sintonizados	8
2.3.1	Absorvedores Líquidos de Coluna Sintonizados (ACLS)	10
3	FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DE COLUNA LÍQUIDA E COM APLICAÇÃO DE ABSORVEDOR DINÂMICO	16
3.1	Modelagem Matemática	16
3.2	Considerações sobre a Frequência de Oscilação	18
3.3	Amortecimento Linear e Não-Linear	19
3.4	Estrutura com ACLS	20
3.5	Soluções Analíticas	22
3.5.1	Vibração Livre	22
3.5.2	Formas Modais	23
3.5.3	Vibração Forçada	25
4	OTIMIZAÇÃO VIA MAPA DE RESPOSTAS	28
4.1	Fundamentos de Vibração Aleatória	28
4.2	Análise Espectral	30
4.3	Densidade Espectral - Perfis de Vento	32
4.4	Mapa de Respostas (Υ)	34

4.5	Validação do Mapa de Respostas	36
4.5.1	Estudo de Turbina Eólica	37
5	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	42
5.1	Estrutura	42
5.2	Absorvedor de Coluna Líquida Sintonizada	46
5.3	Sistema Acoplado	48
5.4	Observações Finais	48
6	RESULTADOS	50
6.1	Identificação da Estrutura Principal	50
6.1.1	Identificação do Absorvedor de Coluna Líquida Sintonizado	52
6.2	Sistema Acoplado	54
6.2.1	Identificação da Altura Ótima de Fluido (H'_{opt}) para o ACLS	54
6.2.2	Vibração Livre	59
6.2.3	Vibração Forçada	61
7	CONCLUSÃO	65
	REFERÊNCIAS	67

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Fluxograma da Metodologia Aplicada.	3
Figura 2.1 – Sistema de Controle Passivo (Constantinou; Soong; Dargush, 1998).	6
Figura 2.2 – Modelo de um AMS sem amortecimento (Den Hartog, 1985).	8
Figura 2.3 – Modelo de ALS acoplado a estrutura (Lee, David Ng, 2010).	9
Figura 2.4 – Esquema de um ACLS acoplado a uma turbina eólica (Alkmim; Fabro; De Moraes, 2018).	10
Figura 3.1 – Esquema do ACLS com medidas geométricas e definições de áreas verticais (A_v) e horizontais (A_h).	17
Figura 3.2 – Modelo dinâmico para dois tanques conectados no mesmo nível (Blevins, 2016).	18
Figura 3.3 – Dados comparativos das frequências do absorvedor para diversas colunas de água com as soluções analíticas com e sem adoção do comprimento efetivo L_{ef} , numérica (Da Silva, 2018), experimental (Alkmim, 2017) e experimental atualizado.	19
Figura 3.4 – Modelo de ACLS acoplado a estrutura (Shum, 2009).	21
Figura 3.5 – Representação das formas modais para o sistema 2GDL a partir da Eq.(3.34), U e W: (a) Forma no Repouso, (b) Forma Modal ω_{n1} e (c) Forma Modal ω_{n2}	24
Figura 3.6 – Representação das formas modais de um ACLS quando submetido a um deslocamento u : (a) ACLS, (b) 1º modo ACLS ω_{n1} e (c) 2º modo ACLS ω_{n2}	25
Figura 3.7 – Primeira forma modal do sistema ACLS acoplado a estrutura quando submetido a um deslocamento u , obtida no <i>software</i> ANSYS (Da Silva, 2018).	25
Figura 3.8 – Resposta da função de transferência $H(i\Omega)$ Eq.(3.38)	26
Figura 4.1 – Exemplos de Processos Aleatórios.	29
Figura 4.2 – Resposta PSD $S_{yy}(\omega)$ obtida da função de resposta em frequência (caminho superior), e resposta temporal (caminho inferior) (Alkmim; Fabro; De Moraes, 2018).	31

Figura 4.3 – (a) PSD e (b) velocidade média do vento no tempo médio zero para os modelos da Tabela 1. (Alkmim, 2017)	33
Figura 4.4 – Fluxo para construção o mapa de respostas.	35
Figura 4.5 – Função de deslocamento da frequência de resposta $H_u(\Omega)$ em função da frequência Ω para sistema mecânico acoplado (sistema principal + ACLS) para duas abordagens $\max(U_0)$ e σ_u^2	36
Figura 4.6 – Razão de Amortecimento Ótimo (ξ_{opt}) em função da razão de massa (μ) para diversos valores de razão de aspecto (α) - Eq. (4.22).	37
Figura 4.7 – Razão de Frequência Ótima (γ_{opt}) em função da razão de massa (μ) para diversos valores de razão de aspecto (α) - Eq. (4.22)	37
Figura 4.8 – Mapa de Respostas (Υ) para PSD tipo Ruído Branco com $\alpha = 0.8$ e $\xi_s = 0$. (a) Método 1: Regra do trapézio (trapz) e (b) Método 2: Hmax.	38
Figura 4.9 – Valores ótimos de razão de massas μ e razão de frequências γ para minimizar respostas sujeitas a um excitação do tipo ruído branco ($\alpha = 0.80$) (Yalla; Kareem, 2000)	39
Figura 4.10–Valores ótimos de razão de massas μ e razão de amortecimento ξ para minimizar respostas sujeitas a um excitação do tipo ruído branco ($\alpha = 0.80$) (Yalla; Kareem, 2000)	39
Figura 4.11–Mapa de Respostas para o espectro PSD Kaimal com $\alpha = 0.8$. Método 1: Trapz (4.11a)Vista Isometrica e (b)Vista Superior	40
Figura 4.12–Valores ótimos de razão de massas μ e razão de frequências γ para minimizar respostas sujeitas a um excitação do tipo Kaimal comparado com (Alkmim; Fabro; De Moraes, 2018) ($\alpha = 0.80$) (Yalla; Kareem, 2000)	40
Figura 4.13–Valores ótimos de razão de massas μ e razão de frequências ξ para minimizar respostas sujeitas a um excitação do tipo Kaimal comparado com (Alkmim; Fabro; De Moraes, 2018) ($\alpha = 0.80$) (Yalla; Kareem, 2000)	41
Figura 5.1 – Dimensões reais do módulo utilizado para construção da estrutura.	42
Figura 5.2 – Modelo estrutural com massas acopladas.	43
Figura 5.3 – Instrumentação utilizada no experimento - Parte I.	44
Figura 5.4 – Instrumentação utilizada no experimento - Parte II.	45
Figura 5.5 – Plataforma do <i>software</i> LabView.	45
Figura 5.6 – Plataforma <i>Software</i> CbMob.	46
Figura 5.7 – Plataforma <i>toolbox</i> Cftool - Matlab.	46
Figura 5.8 – Dimensões geométricas de projeto do ACLS	47
Figura 5.9 – ACLS Experimental (a) vista frontal e (b) vista lateral.	47
Figura 5.10–Representação Esquemática do Procedimento Experimental do ACLS (Alkmim, 2017)	48
Figura 5.11–Sistema acoplado: (a) vista geral do sistema e (b) detalhe da posição do ACLS.	49
Figura 6.1 – Resposta da Estrutura a Vibração Livre com um Deslocamento Inicial	51

Figura 6.2 – Três primeiras formas modais da estrutura experimental via Sap2000: (a) 1º Modo ($f = 1.81991$ Hz), (b) 2º Modo ($f = 2.93347$ Hz) e (c) 3º Modo ($f = 6.53024$ Hz)	51
Figura 6.3 – Resposta da estrutura a um deslocamento inicial - Vibração livre obtida via CvMob e ajustada pela Eq.(5.1) e $R = 0,988$	52
Figura 6.4 – Resposta do deslocamento vertical do ACLS - Vibração livre obtida via CvMob e ajustada pela Eq.(5.1)	52
Figura 6.5 – Frequências do ACLS para diferentes alturas de fluido (H'): analí- ticas teórico (L) e corrigida (L_{ef}) (Chaiviriyawong; Panedpojaman; Limkatanyu, 2011), experimentais ajustadas a curva senoidal amorte- cida(Eq.5.1) com envoltória de ajustes superior e inferior	53
Figura 6.6 – Resposta em frequência numérica da estrutura acoplada ao ACLS com várias alturas de fluido H' , comparando com 1GDL.	55
Figura 6.7 – Resposta numérica em frequência da estrutura acoplada ao ACLS com H'_{opt} comparando com 1GDL	55
Figura 6.8 – Resposta em frequência numérica do ACLS acoplado a estrutura com várias alturas de fluido H'	56
Figura 6.9 – Mapa de respostas com ACLS com H'_{opt} com $\alpha = 0,39$ com respostas em função de γ e μ (Tabela 3).	56
Figura 6.10–Mapa de respostas com ACLS com H'_{opt} com $\alpha = 0,39$ com respostas em função de ξ e μ (Tabela 3).	57
Figura 6.11–Mapa de respostas da Estrutura Acoplada ao ACLS com H'_{opt} com $\alpha =$ $0,39$ com respostas em função de γ e μ (Tabela 3) para μ entre 0,002 e 0,005.	57
Figura 6.12–Mapa de respostas da Estrutura Acoplada ao ACLS com H'_{opt} com $\alpha =$ $0,39$ com respostas em função de ξ e μ (Tabela 3) para μ entre 0,002 e 0,005.	58
Figura 6.13–Resposta da Estrutura Acoplada ao H'_{opt} solução via mapa de respostas Υ para o caso 2 $\mu = 0,0046061$ com diferentes valores de γ	58
Figura 6.14–Resposta em frequência experimental de 1GDL e Estrutura acoplada ao ACLS com várias alturas de fluido H' para vibração livre.	59
Figura 6.15–Resposta em frequência experimental de 1GDL e estrutura acoplada ao ACLS com altura de fluido H'_{opt} para vibração livre.	59
Figura 6.16–Resposta temporal experimental da estrutura principal 1GDL e es- trutura acoplada ao ACLS com altura de fluido H'_{opt} para vibração livre.	60
Figura 6.17–Valores de razões de amortecimento estruturais experimentais $\xi_{s,exp}$ para diversas colunas de água H'	60
Figura 6.18–Resposta experimental da estrutura 1GDL para vibração forçada com excitação crescente e decrescente.	61

Figura 6.19–Resposta experimental de 1GDL comparada com valores da estrutura acoplada ao ACLS para $H' = 40mm$, H'_{opt} e $H' = 60mm$	62
Figura 6.20–Detalhe com aproximação dos picos das amplitudes de resposta experimental de 1GDL comparada com valores da estrutura acoplada ao ACLS para $H' = 40mm$, H'_{opt} e $H' = 60mm$	62
Figura 6.21–Resposta experimental de 1GDL comparada com valores da estrutura acoplada ao ACLS para H'_{opt}	63
Figura 6.22–Formas <i>Lissajous</i> experimentais para frequências de excitação antes, durante e após a ressonância de 1GDL	64
Figura 6.23–Formas <i>Lissajous</i> experimentais para frequências de excitação antes, durante e após a ressonância da estrutura acoplada a H'_{opt}	64
Figura 6.24–Resposta temporal experimental da estrutura desacoplada (1GDL) comparada com valores da estrutura acoplada ao ACLS para H'_{opt}	64

Lista de Abreviaturas e Siglas

<i>ACLS</i>	Absorvedor de Coluna Líquida Sintonizada
<i>AMS</i>	Absorvedor de Massa Sintonizada
<i>ALS</i>	Absorvedor Líquido Sintonizado
<i>E.P.</i>	Estrutura Principal
<i>GDL</i>	Grau de Liberdade
<i>GDS</i>	Grupo de Dinâmica dos Sistemas

Lista de Símbolos

u_p	Deslocamento da Estrutura Principal no exemplo do AMS
u_d	Deslocamento do Absorvedor no exemplo do AMS
μ	Razão de massa
α	Razão de aspecto
γ	Razão de frequências
ξ_s	Razão de Amortecimento da Estrutura
ξ_a	Razão de Amortecimento do ACLS
ρ	Densidade do Fluido [kg/m^3]
\ddot{u}	Aceleração da Estrutura
\dot{u}	Velocidade da Estrutura
u	Deslocamento da Estrutura
\ddot{w}	Aceleração do Absorvedor
\dot{w}	Velocidade do Absorvedor
w	Deslocamento do Absorvedor
v	Razão de Áreas do ACLS
A_h	Área da Coluna Horizontal do ACLS [m^2]
A_v	Área da Coluna Vertical do ACLS [m^2]
A	Área da seção do ACLS [m^2]
T	Energia Cinética Total do Sistema
U	Energia Potencial Total do Sistema
z	Coordenada de Referência

Q_w	Força Total Não-Conservativa do Sistema na Direção $w(t)$
H	Altura Vertical da Coluna de Água [m]
H'	Altura Vertical da Coluna de Água [m] descontada Altura da Seção Horizontal
B	Comprimento Horizontal do Fluido [m]
B'	Comprimento Horizontal entre as Colunas [m]
L	Comprimento do fluido no ACLS
L_{ef}	Comprimento Efetivo do fluido no ACLS
ω_a	Frequência Natural do ACLS [rad/s] ou [Hz]
ω_s	Frequência Natural da Estrutura [rad/s] ou [Hz]
m_s	Massa da Estrutura [Kg]
m_a	Massa do ACLS [Kg]
k_s	Rigidez da Estrutura [N/m]
k_a	Rigidez do ACLS [N/m]
F_0	Força de Excitação
ε	Coefficiente de Perda de Carga
c_{eq}	Amortecimento Equivalente Linearizado do ACLS
c_s	Amortecimento Estrutura
c_a	Amortecimento do ACLS
h_b	Altura de Fluido no Tanque - Abordagem de Blevins
u_b	Deslocamento do Fluido - Abordagem de Blevins
L_b	Distância Média do Fluido ao longo da Linha Central- Abordagem de Blevins
A_1	Área Seção 1 do Tubo - Abordagem de Blevins
A_2	Área Seção 2 do Tubo - Abordagem de Blevins
A_3	Área Seção 3 do Tubo - Abordagem de Blevins
Ω	Frequência de Excitação
$H(i\omega)$	Função de Transferência

Υ	Mapa de Respostas
i	Número Imaginário
τ	Intervalo de tempo
t	tempo
T	Período
p	Função de densidade de probabilidade
$E(\dots)$	Valor Esperado
v_{hub}	Valor Médio da Velocidade do hub
E	Módulo de Elasticidade
$\gamma_{aço}$	Peso Específico do Aço
λ	Raízes dos Problemas de Autovalores
g	Constante de Gravidade
R	Função de Correlação
S	Densidade Espectral
κ	Coefficiente de Arrasto
L_k	Parâmetro de Altura para PSD Kaimal
σ_u^2	Variância do Deslocamento
S_{WN}	PSD Ruído Branco
S_{Kai}	PSD Kaimal
$trapz$	Regra do Trapézio - Matlab
$H_{m\acute{a}x}$	Máxima Amplitude
ω_{exp}	Frequência Experimental obtida pelo Ajuste de Curvas
ξ_{exp}	Amortecimento Experimental obtido pelo Ajuste de Curvas
H'_{opt}	Valor ótimo de Coluna de Água

1 Introdução

Passarelas, pontes, arranha céus e turbinas eólicas são exemplos de estruturas que sofrem com altos níveis de vibração. Um fator responsável por esse fenômeno é ocasionado pelo índice de esbeltez, definido como razão entre a maior dimensão e as outras duas dimensões: a altura e a largura da base. As perturbações no sistema estrutural podem advir de fontes naturais como ventos ou terremotos, e também por máquinas instaladas na estrutura. Estruturas que sofrem com vibrações indesejadas como estas podem ter a sua vida útil diminuída e gerar desconforto aos usuários.

Turbinas eólicas e arranha-céus são exemplos comuns no panorama atual da engenharia brasileira. Engenheiros estruturais tem o grande desafio de não só projetar e construir, como ainda de garantir a integridade estrutural com manutenções seguras e eficientes.

Na história da construção brasileira, o edifício Sampaio Moreira, construído em 1924, é reportado como o primeiro edifício de grande porte com cinquenta metros de altura. Em 1929, foi inaugurado o primeiro arranha-céu brasileiro, Edifício Martinelli ou Palácio W. Zarzur, com cento e trinta metros de altura, trinta andares, ambos localizados em São Paulo. Com o avanço das técnicas de engenharia, têm-se, atualmente, projetos e construções de arranha céus na ordem de duzentos e oitenta metros de altura. Eles são encontrados no litoral sul do país, mais especificamente, em Balneário Camboriú, que tem sido o palco de obras de grande porte. O caso é preocupante pois torres menores localizadas em suas proximidades já apresentam problemas com altos níveis de vibrações, como, por exemplo, o edifício Millenium Palace que possui cento e setenta e sete metros e sofreu, em janeiro de 2018, um fenômeno responsável de vibrações excessivas, ocasionando o transbordar de uma piscina na cobertura do edifício, em um dia chuvoso e de forte ventania (Tagliani, 2017; Saraiva, 2018) .

De modo a evitar vibrações indesejadas no conjunto estrutural e garantir a segurança tanto da estrutura quanto dos seus usuários, uma alternativa é o controle estrutural. Esta técnica consiste na alteração das propriedades de rigidez e amortecimento da estrutura, ora na adição de dispositivos externos, ora na ação de forças externas.(Avila, 2002). O controle pode ser realizado de forma passiva, semi-ativa, ativa e híbrida (Saaed et al., 2015).

1.1 Justificativa

Estruturas esbeltas possuem baixas frequências e amortecimento relativamente baixo não sendo capazes de dissipar a energia associada a grandes amplitudes de vibração por longos períodos de duração. Com isso, é necessário a instalação de sistemas externos que reduzam as amplitudes de resposta destas estruturas. Ademais, vibrações excessivas são indesejadas em estruturas, devido aos danos que elas podem gerar (Bauer, 1984).

Pesquisas relacionadas ao controle passivo estrutural vêm sendo desenvolvidas por sua característica de baixo custo, como o caso do Absorvedor Dinâmico de Vibração (ADV) (Di Matteo; Pirrotta; Tumminelli, 2017; Alkmim; Fabro; De Moraes, 2018). O Atenuador de Coluna Líquida Sintonizada (ACLS) é um exemplo para o controle passivo em estruturas. O equipamento possui formato em "U" e é sincronizado na frequência da estrutura. Além disso, é uma alternativa de baixo custo para estruturas esbeltas, como por exemplo turbinas eólicas e arranha-céus, por operarem em baixas frequências.

O uso de ACLS para o controle estrutural apresenta vantagens como a simplicidade de implementação e o ajuste do amortecimento pelo manejo da abertura do orifício. Este controle afeta o coeficiente de perda de carga que influencia no amortecimento efetivo do líquido. Outro ponto positivo é a facilidade no ajuste de frequência pela mudança da altura de coluna de fluido no tubo. Este aspecto é bem vantajoso ao longo da vida útil da estrutura que sofre mudanças em sua frequência. Em contrapartida, uma desvantagem pode ser a necessidade de um comprimento de tubo apropriado para atingir a frequência requerida, mas técnicas de otimização podem ser implementadas com vista a obter a um geometria eficiente (Housner et al., 1997; Kareem, 1990; Saaed et al., 2015).

O ACLS vem atraindo a atenção dos pesquisadores do Grupo de Dinâmica dos Sistemas (GDS) da Universidade de Brasília, UnB, nos últimos anos, como Alkmim (2017) e da Silva (2018). Ademais, o uso de ACLS possui grande foco nas pesquisas sobre controle estrutural pelo mundo (Adam et al., 2017; Di Matteo; Pirrotta; Tumminelli, 2017; Mendes, 2018; Coudurier; Lepreux; Petit, 2018; Altunişik; Yetişken; Kahya, 2018; Park et al., 2018; Espinoza; Carrillo; Suazo, 2018; Furtmüller et al., 2019; Lee; Min; Lee, 2011).

Os estudos de ACLS são caracterizados pela determinação dos parâmetros ótimos de modo a reduzir de forma eficiente o nível vibratório submetido em uma estrutura. Diversos estudos apresentam validações experimentais de estruturas controladas por um ACLS sob ações sísmicas (Hong-Nan Li; Lin-Sheng Huo, 2004; Han; Won, 2008; Di Matteo et al., 2014; Zhu et al., 2017; Di Matteo et al., 2018; Espinoza; Carrillo; Suazo, 2018; Furtmüller et al., 2019). Por outro lado, poucos trabalhos abordam investigações experimentais focando em excitações de vento (Yalla; Kareem, 2000; Shum, 2009; Min; Kim; Kim, 2015; Cammelli; Li; Mijorski, 2016; Alkmim; Fabro; De Moraes, 2018).

1.2 Objetivos

Validar experimentalmente a metodologia numérica para determinar parâmetros ótimos de ACLS de modo a controlar vibrações em estrutura de considerável esbeltez e baixas frequências submetidas a excitações harmônicas.

1.2.1 Objetivos Específicos

- Determinar os parâmetros ótimos de razão de sincronização e amortecimento equivalente para o dimensionamento de ACLS, submetidos a excitação aleatória tipo ruído branco e Kaimal.
- Verificar os parâmetros dinâmicos (frequência natural e razão de amortecimento) do ACLS por técnicas experimentais comparados à soluções analíticas.
- Avaliar experimentalmente a resposta dinâmica forçada da estrutura acoplada ao atenuador.
- Verificar a atenuação experimentalmente e comparar a resposta dinâmica forçada da estrutura acoplada e desacoplada.

1.3 Metodologia

A metodologia utilizada neste trabalho é apresentada de modo simplificado no fluxograma, Fig. 1.1, com foco nas principais atividades.

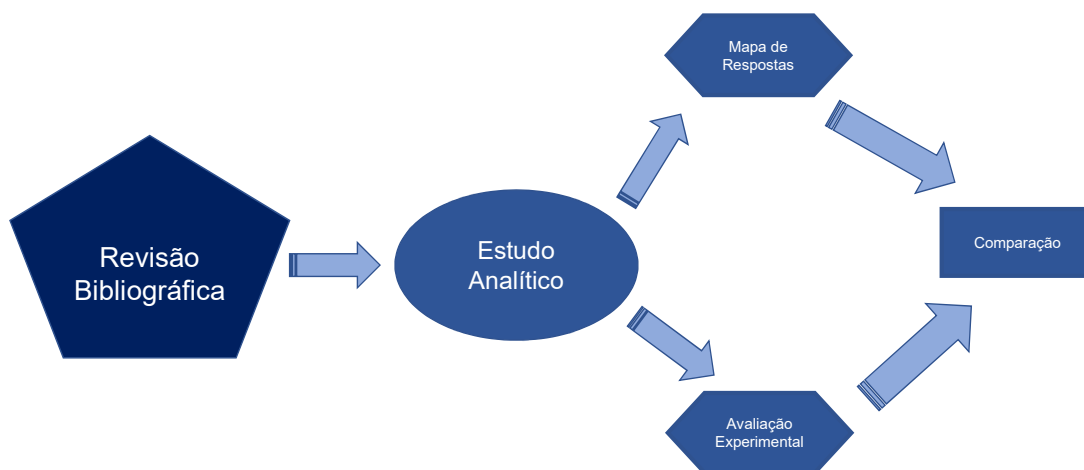


Figura 1.1 – Fluxograma da Metodologia Aplicada.

De início, o foco é explorar o ACLS a fim de compreender sua performance e sua eficiência quando acoplado a uma estrutura. Desta forma, a primeira parte deste trabalho é o estudo bibliográfico com o intuito de elencar as pesquisas tradicionais e recentes sobre

este tema. A partir desta investigação, são apresentadas soluções analíticas baseadas na literatura.

De maneira a pré-dimensionar o absorvedor, é utilizado o *software MATLAB®(Mathworks)* e a técnica de mapa de respostas. São abordadas duas formas diferentes de criação dos mapas de respostas, nas quais, ambas exprimem uma zona ótima de coeficientes a serem considerados no dimensionamento do ACLS.

A segunda parte concentra-se na análise experimental. Os experimentos, realizados na Universidade de Brasília, são conduzidos em um modelo reduzido de estrutura do tipo pórtico espacial, em módulos, totalizando 10 andares. A análise é feita inicialmente somente com a estrutura, de modo a caracterizá-la e, em seguida, é acoplado o absorvedor. No estudo, são realizados experimentos tanto em vibração livre como em vibração forçada.

Na caracterização do absorvedor, é observado o comportamento da frequência do fluido com a mudança da altura da coluna de água. Posteriormente, os resultados são comparados com as soluções analíticas. Também, permite-se conhecer o valor estimado da razão de amortecimento.

1.4 Abrangência e Limitações

A pesquisa do absorvedor busca avaliar seu desempenho em reduzir vibrações causadas por excitações de baixa frequência. O trabalho possui perspectiva do uso do sistema absorvedor em estruturas esbeltas dado a susceptibilidades a vibrações de baixa frequência.

De maneira a simplificar melhor o sistema com e sem controle, diversas considerações são realizadas no modelo. Uma das principais ideias é estudar todo o sistema observando parâmetros adimensionais buscando com isso obter uma padronização e diretrizes de projeto.

Do ponto de vista do absorvedor, o fluido se comporta de forma não-linear no amortecimento. Todavia este trabalho considera a linearização do deste parâmetro, conforme proposto por diversos autores (Gao; Kwok; Samali, 1997; Shum, 2009; Yalla; Kareem, 2000).

Existem diversas pesquisas relacionadas ao ACLS aplicadas a diferentes situações, como por exemplo: em excitações sísmicas (Di Matteo et al., 2018) e eólicas (Alkmim; Fabro; De Moraes, 2018), ou em bases de estruturas *offshores* (Coudurier; Lepreux; Petit, 2018). Neste trabalho é apresentada o estudo do absorvedor para controle passivo. Contudo exemplos de controle semi-ativo (Sonmez et al., 2016) e híbrido (Zhu et al., 2017) são encontradas na literatura.

O presente trabalho atem-se a comparação dos resultados experimentais com relação ao modelo linearizado de 2GDL (Graus de Liberdade). Efeitos não lineares não serão

tratados com profundidade nesta dissertação.

1.5 Estrutura da Dissertação

Esta dissertação está estruturada em 7 capítulos. O presente capítulo apresenta a introdução, justificativa e objetivos e as metodologias empregadas no trabalho.

O segundo capítulo apresenta a revisão bibliográfica. Nesta seção apresenta um relato sobre a evolução dos estudos relacionados a sistemas dinâmicos absorvedores de vibrações e, mais especificamente, o ACLS.

O terceiro capítulo mostra a formulação matemática utilizada. A atenção especial se dá na obtenção do valor de comprimento do fluido efetivo (L_{ef}) e no desenvolvimento analítico das formas modais. Além disso, é ressaltada a não-linearidade do amortecimento referente ao fluido. Ademais, um exemplo prático para as soluções teóricas é proposto.

O quarto capítulo discute a otimização do ACLS via técnica de Mapa de Respostas e uma comparação com a literatura.

O quinto capítulo apresenta a metodologia experimental. As investigações experimentais abordam a caracterização da estrutura e do fluido de maneira distinta, bem como, as técnicas e aparatos utilizados na condução dos testes práticos.

O sexto capítulo expõe os resultados experimentais do sistema acoplado, ou seja, estrutura mais absorvedor. É discutida a eficiência do absorvedor frente a análises de vibração livre e forçada.

Por fim, é apresentada a conclusão deste trabalho, bem como as a lista de trabalhos submetidos/publicados e as perspectivas para continuidade da pesquisa.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Sistemas Controladores de Vibração

As vibrações excessivas podem danificar o sistema estrutural além de causar desconforto. Ventos fortes, sismos e maquinários são exemplos de perturbações que podem acarretar este tipo de problema.

Uma forma de atenuar e até mesmo controlar tais anomalias é a adaptação de sistemas controladores de vibrações cuja finalidade é a dissipação das vibrações excessivas do sistema.

São quatro os grupos dos sistemas controladores: controle passivo, controle ativo, controle semiativo e controle híbrido. A escolha do tipo depende da estrutura que receberá o sistema. Conhecer a resposta do sistema e os limites de conforto e segurança são alguns dos pontos a serem observados.

O controle passivo é o mais utilizado entre todos pois não requer a aplicação de forças externas para seu funcionamento. Esta técnica desenvolve o controle a partir da adição de dispositivos externos que dissipam ou transferem energia. Estes dispositivos podem ser otimizados com a análise de parâmetros para melhorar sua performance. Pode-se listar algumas vantagens deste sistema que são a sua simplicidade, seu baixo custo e sua alta confiabilidade (Muszyńska, 1981). Na Figura 2.1 é apresentado um esquema que mostra o funcionamento de um sistema passivo no controle de vibrações, pode-se ver o funcionamento do sistema passivo.

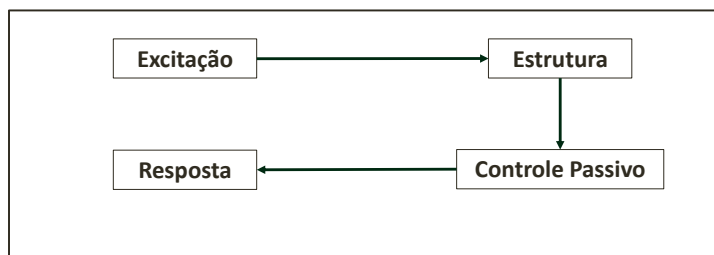


Figura 2.1 – Sistema de Controle Passivo (Constantinou; Soong; Dargush, 1998).

Controles passivos possuem bom funcionamento quando operam na na faixa de frequência para que foram projetados, logo, em outros casos são previstos outros tipos de

controles, como os ativos.

2.2 Absorvedores Dinâmicos de Vibração

Frahm (1911) desenvolveu dispositivos absorvedores de vibrações, também conhecidos como Absorvedores Dinâmicos de Vibrações (ADV). A tecnologia destes equipamentos consiste em amortecer as respostas da estrutura sujeitas a vibrações, principalmente em situações de amplitudes altas de deslocamento nas frequências de ressonância que podem ser derivadas dos corpos sujeitos a impactos periódicos, como cargas de ventos. Sendo assim, o dispositivo de controle tem a função de evitar as vibrações excessivas na estrutura. Neste caso, com a sintonização adequada da massa auxiliar, esta vibra fora de fase com a estrutura principal e a energia mecânica transferida entre as massas reduz a resposta do sistema principal.

Dentre os amortecedores dinâmicos de vibração pode-se citar os Amortecedores de Massa Sintonizados (AMS), muito comumente chamados de *TMD* (do inglês *Tuned Mass Dampers*). Este equipamento foi desenvolvido por (Frahm, 1911) e, posteriormente, melhorados por Ormondroyd and Den Hartog (1928), que desenvolveram pesquisas com o intuito de encontrar parâmetros ótimos para o seu dimensionamento e projetaram um absorvedor de vibrações amortecido para a vibração de frequência de banda larga (Elias; Matsagar, 2017). Anos depois, Liu; Liu (2005) buscam estudar os parâmetros ótimos com um estudo numérico destes absorvedores. Há também os estudos de Gómez (2007) e Colheirinhas (2015) que buscam a obtenção de parâmetros ótimos para este tipo de absorvedor, entre outros. A concepção de um AMS, Fig. 2.2, é operar na forma de um controlador passivo de vibrações. Além disso, esse sistema é basicamente composto de uma estrutura secundária de pequena massa (m) e rigidez (k) anexa a uma estrutura principal de massa (M) e rigidez (K), onde a estrutura principal recebe um carregamento dinâmico (P). Sob a carga harmônica simples, pode-se mostrar que a massa principal (M) pode ser mantida completamente estacionária quando a frequência natural ($\omega = \sqrt{k/m}$) do absorvedor acoplado é escolhida para ser (ou sintonizada) a frequência de excitação. Por fim, pode-se observar que sob alguma perturbação, a massa principal (M) não sofrerá vibrações enquanto o sistema secundário vibra de maneira que as forças atuantes em sua mola são simultaneamente iguais e opostas ao forçamento harmônico (Den Hartog, 1985; Constantinou; Soong; Dargush, 1998)

O esquema do amortecedor de massa é mostrado na figura 2.2, nela pode-se observar o comportamento da estrutura principal reduzido a um grau de liberdade com um sistema secundário acoplado. No qual a indicação u_p refere-se ao deslocamento da estrutura principal e o u_d ao do absorvedor. Ademais, pode-se ver a relação dos dois sistemas pelo seu equacionamento dinâmico. Sendo que a Eq. (2.1) refere-se a estrutura principal e a Eq.

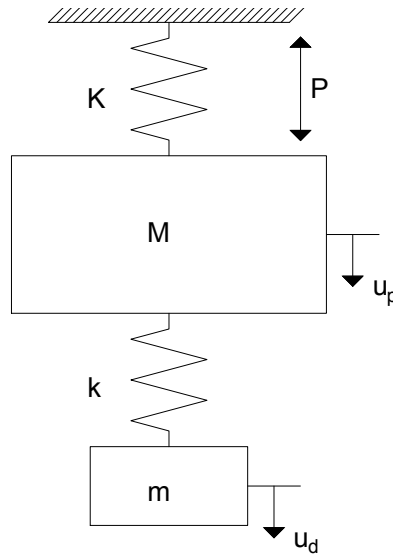


Figura 2.2 – Modelo de um AMS sem amortecimento (Den Hartog, 1985).

(2.2) relacionada ao absorvedor.

$$M\ddot{u}_p + (K + k)u_p - ku_d = P_0 \sin \Omega t, \quad (2.1)$$

$$m\ddot{u}_d + k(u_d - u_p) = 0. \quad (2.2)$$

O equipamento possui como vantagens: a sua ótima resposta no controle estrutural, o seu bom funcionamento em altas temperaturas e o seu baixo custo. Todavia, uma desvantagem é o seu peso, pois certas estruturas podem não suportar um peso extra, caso o controle seja realizado na estrutura já construída. Outra desvantagem é a possível perda da eficiência do sistema controlador nos casos de operar fora da faixa de frequência de projeto. Os amortecedores de massa sintonizados estão instalados em edifícios como a CN Tower em Toronto, a Taipei 101 Tower em Taipei e a Millennium Bridge em Londres (Elias; Matsagar, 2017).

2.3 Absorvedores Líquidos Sintonizados

Nesta seção, apresenta-se uma abordagem sobre sistemas de absorvedores dinâmicos que ao invés de uma massa fixa como estrutura secundária, utiliza fluido. Ademais, devido a essa particularidade, várias formas geométricas são encontradas para o amortecedor. O presente trabalho é focado na forma geométrica que apresenta duas colunas como um formato em "U".

Associados ao conceito dos amortecedores de massa sintonizados surgem os Amortecedores Líquidos Sintonizados (ALS ou *TLD* do inglês), também chamados de amortecedores de *sloshing* (termo que representa o movimento do fluido dentro de algum objeto)

sintonizados por alguns autores. Classificam-se em rasos ou profundos. Esta categorização é baseada na relação entre a elevação da superfície da água na direção do movimento e a profundidade da água. Com a mesma função de um dispositivo de massa, transfere-se energia reduzindo a resposta da estrutura. O amortecimento no ALS com águas rasas é dado principalmente pela dissipação de energia através de forças viscosas do fluido e na quebra de ondas. Por outro lado, em águas profundas, além do amortecimento viscoso a presença dos defletores ou telas pode majorar o amortecimento. Estes amortecedores dependem da amplitude do movimento do fluido e de quebra de ondas (Bauer, 1984; Kareem, 1990).

O desempenho ótimo dos ALS é obtido com a sintonização da frequência fundamental do *sloshing* com a da estrutura principal. O uso deste sistema possui diversas aplicações entre outros edifícios altos, torres, pontes e plataformas *offshores*. Os dispositivos com líquidos atraem atenção devido à sua facilidade de aquisição e implementação, ao seu custo em geral e à baixas despesas de manutenção. Além disso, um sistema amortecedor com líquido, pode ser construído como um tanque de água. Neste caso, o sistema tende a não conferir penalidades à estrutura em relação a custos ou peso, pois pode-se projetá-lo para operar também como abastecimento de água e/ou reserva técnica para incêndio. Amortecedores líquidos sintonizados estão presentes no Shi Yokohama Prince Hotel, Nagasaki Airport Tower, Comcast Center e outros. (Kareem, 1990; Yamamoto; Kawahara, 1999; Tait; Isyumov; El Damatty, 2008; Lee, David Ng, 2010; Kuriakose; Lakshmi, 2016; Ashasi-Sorkhabi et al., 2017).

Um estudo recente observa a mitigação de respostas dinâmicas em estruturas verticalmente irregulares com o uso de ALS. Nesta pesquisa, é mostrado que a tecnologia pode ser eficaz, dependendo em qual frequência de ressonância a estrutura é excitada, pois é observado nos experimentos que alguns andares não apresentam a redução dos picos de respostas como deveriam para uma dada frequência (Pabarja et al., 2019).

A Figura 2.3 exemplifica o comportamento de um absorvedor dinâmico com fluido acoplado a uma estrutura. A diferença de deslocamentos presente entre o absorvedor e a estrutura é o ponto chave de controle de vibrações excessivas (De Souza et al., 2006; Veličko; Gaile, 2015).

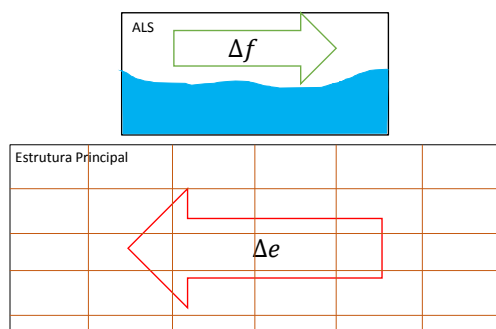


Figura 2.3 – Modelo de ALS acoplado a estrutura (Lee, David Ng, 2010).

2.3.1 Absorvedores Líquidos de Coluna Sintonizados (ACLS)

Nesta seção 2.3.1, será abordado de maneira mais específica o ACLS, bem como seu estado da arte.

Partindo do princípio de um tanque preenchido com água como absorvedor dinâmico (ALS), é proposta na literatura uma nova forma geométrica do reservatório. Sakai; Takaeda; Tamaki (1989) propõem como absorvedor dinâmico um tubo com fluido em formato de U, que necessariamente, possuem duas colunas (Sakai; Takaeda; Tamaki, 1989). O sistema com esse tubo denomina-se Amortecedor de Coluna Líquido Sintonizado (ACLS OU *TLCD*, em inglês). Sua viabilidade é apresentada pelo autor com a instalação do equipamento na Citicorp Centre em Nova Iorque e na Golden Tower no Japão. A sua efetividade como absorvedor dinâmico de vibrações está relacionada ao movimento do líquido dentro do tubo. Mais particularmente, a força de restauração está em função da gravidade agindo no líquido e o amortecimento do fluido é dado pela pressão hidráulica devido ao orifício presente dentro do tubo. Este movimento relativo não linear do líquido pode absorver e dissipar a energia da vibração do sistema estrutural. Um ponto importante deste equipamento é que a frequência de vibração do fluido depende unicamente do comprimento do líquido dentro do tubo, sendo então um parâmetro de extrema relevância para o sintonização ou até uma resintonização com a frequência da estrutura. Manobra esta, que não é tão fácil em sistemas de amortecimento massa sintonizado tradicionais, que requerem mudança de rigidez das molas ou até no comprimento de cabos em caso de sistemas pendulares (Samali; Kwok; Tapner, 1992; Gao; Kwok; Samali, 1997).

Para ter-se uma ideia inicial do problema do sistema, na Figura 2.4 é mostrado o esquema de um ACLS, onde a estrutura principal é reduzida a um grau de liberdade e acoplada ao absorvedor. Tal simplificação ocorre pelo fato do controlador estar focado em diminuir um modo específico de vibração das estruturas (Gao; Kwok; Samali, 1997).

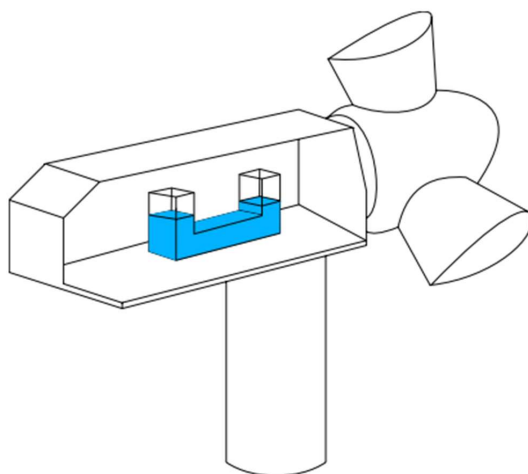


Figura 2.4 – Esquema de um ACLS acoplado a uma turbina eólica (Alkmim; Fabro; De Moraes, 2018).

Por quase quarenta anos, estudos relacionados ao absorvedor de coluna líquida têm sido realizados. Estes estudos buscam de maneira geral entender o comportamento do sistema bem como analisar parâmetros para ótimos resultados (Gao; Kwok; Samali, 1997; ??).

Balendra; Wang; Cheong (1995) realizaram estudos de determinação de parâmetros ótimos do ACLS para a máxima supressão da aceleração induzida pelo vento e deformação em torres de interesse prático, focando na razão de abertura do orifício. É citado também em seus estudos uma relação entre a abertura do orifício e o deslocamento do fluido, que está ligado diretamente ao coeficiente de perda de carga do líquido.

Os autores também observam uma comparação entre o AMS e o ACLS, e é comprovado que o ACLS produz efeito similar na redução de vibrações. Um importante ponto observado é que a redução da resposta é maior quando o sistema absorvedor é sintonizado a frequência da edificação, mas mesmo se não totalmente sintonizada o absorvedor de coluna líquida ainda continua obtendo expressivas respostas atenuadas. Ademais, conclui-se que ACLS com altas razões de largura do comprimento e altas massas tem maior eficiência, mas questões econômicas devem ser observadas em relação a razão de massa. Gao; Kwok; Samali (1997) apresentam parâmetros ótimos para um amortecedor de coluna líquido sintonizado. Além disso, parâmetros adequadamente selecionados para o amortecedor reduzem a resposta do sistema principal de forma efetiva.

Yalla; Kareem (2000) apresentam o estudo para a obtenção de parâmetros ideais que minimizam a variação do deslocamento do sistema primário. A razão de amortecimento ótimo do fluido e a razão ótima de frequências também são apresentadas, é mostrado que ambas as razões são dependentes da relação de massa (μ) e da relação de aspecto (α), que serão explicadas nos próximos capítulos. Ademais, também são investigados os valores ótimos de amortecimento para o caso de uso de múltiplos ACLS. Buscando aprimorar a eficiência destes sistemas de coluna sintonizada, é desenvolvida uma forma de usar múltiplos equipamentos. Shum; Xu (2002) apresentam esta ideia para controlar vibrações torcionais em estruturas, comparando-os com o uso de um simples ACLS. Além do mais, é observado que ao comparar as respostas de um ACLS com múltiplos dispositivos, este último caso apresenta uma sensibilidade menor em relação a sintonia de frequência, sendo mais robusto.

Hitchcock et al. (2007a) apresentam uma verificação em absorvedores de colunas líquidas onde as colunas horizontais e verticais podem apresentar diferentes áreas de seção transversal, dependendo dos requisitos de desempenho. Nesta configuração, o sistema dissipador possui um anel retangular no plano e mitiga as vibrações de uma estrutura livre ao se mover no plano horizontal pela força de restauração gravitacional atuando no fluido deslocado. Com isso, ocorre o fenômeno de dissipação de energia através da interação viscosa entre o recipiente rígido e o fluido, bem como os efeitos de transição que ocorrem quando o líquido se move entre as colunas horizontais e verticais. Ademais, apresenta-se um estudo experimental para determinar os fatores que afetam as características de

absorvedores de vibração com estas mudanças de dimensões em experimentos de vibração forçada e vibração livre. Na mesma vertente de pesquisa sobre os ACLS com seções modificadas, desenvolvem-se estudos numéricos (Chang; Hsu, 1998; Hitchcock et al., 2007a; Hitchcock et al., 2007b).

Shum (2009) desenvolve parâmetros ótimos usando estudos com o ACLS acoplado à estrutura. Em seu trabalho, o autor apresenta o estudo de uma solução fechada como forma de minimizar vibrações desnecessárias em estruturas. Ademais, é observado a obtenção de alguns parâmetros ótimos em função dos valores das razões do amortecimento estrutural (ξ_s). O autor, também, adota o método de linearização do amortecimento do fluido. Outra recente pesquisa sobre estudos dos parâmetros ótimos do absorvedor líquido de coluna é o trabalho de Di Matteo et al. (2014), onde é apresentada uma fórmula que permite escolher os parâmetros ótimos de maneira direta. Os autores comparam a solução com uma resposta numérica pelo método de Monte Carlo baseada em um sistema complexo não-linear. Para a validação dos resultados numéricos é apresentado um estudo experimental com um modelo simulando uma estrutura com de um grau de liberdade acoplada a um ACLS. Ademais, o estudo leva em conta a não linearidade na formulação do absorvedor. Neste trabalho, os autores concluem que as respostas obtidas pelo sistema linear equivalente através da formulação proposta são próximas daquelas obtidas pela formulação não linear e dos resultados experimentais. Com o foco em estudos de comportamentos não lineares de um ACLS, também é apresentado o estudo no amortecedor tanto aberto quanto selado com a identificação de suas propriedades, variáveis no tempo de amortecimento não linear, frequência e identificação de pressão de ar. Além disso, é realizado um experimento submetido ao ruído branco e a uma excitação harmônica, obtendo o resultado de que a razão de amortecimento é não-linear, variável no tempo e depende do nível de vibração. No caso selado, a pressão do ar acima do nível da água foi modelada e é revelada a sua natureza não-linear (Dziedziech et al., 2018). Lin (2016) também aborda estudos sobre a não linearidade do absorvedor.

Um ACLS de comportamento bidirecional (ACLS + ALS) é proposto por Lee; Min; Lee (2011), que mostra em um único equipamento o comportamento dos dois absorvedores. O sistema opera em dois eixos perpendiculares entre si, ou seja, cada absorvedor é projetado a operar em um eixo distinto. Foi realizado teste em mesa vibratória sob excitação de ruído branco de modo a compreender as características dinâmicas deste novo equipamento proposto, intitulado TLCSD (do inglês *Tuned Liquid Column and Sloshing Damper*). Além disso, as investigações desta técnica de absorvedor bidirecional foram realizadas testando o absorvedor em vários ângulos.

Mensah; Dueñas-Osorio (2014) em seus estudos sobre turbinas eólicas mostram a importância do uso de absorvedores de coluna de líquido sintonizado nelas, pois na atualidade tem-se como suporte destas turbinas altas torres levemente amortecidas que apresentam altas susceptibilidades a vibrações induzidas pelo vento. Os autores concluem que as respostas para o caso de ACLS com 1% da massa da estrutura primária minimiza

o pico de respostas da estrutura em até 47%, possivelmente assim evitando algum colapso nas torres destas turbinas eólicas. Com isso, verifica-se que além da diminuição da resposta estrutural do sistema, o uso de tais absorvedores aumenta a confiabilidade do sistema. Ainda tratando-se de estruturas de turbinas eólicas, é investigado o uso de um absorvedor dinâmico com coluna líquida em uma turbina eólica *offshore* flutuante, bem como mostra a sua efetividade (Coudurier; Lepreux; Petit, 2015).

Conforme mencionado anteriormente, a influência da razão de abertura do orifícios do absorvedor é de extrema valia, sendo assim estudos deste fator devem ser tomados em conta. Min; Kim; Kim (2015) apresenta um estudo analítico e outro experimental sobre a influência desta razão de abertura alterarem as características de amortecimento e a performance do ACLS para várias velocidades do vento. No primeiro estudo é analisado uma estrutura primária com um grau de liberdade, equipada com um absorvedor líquido de coluna para diferentes intensidades de carga de vento e razões de bloqueio. Já o segundo estudo investiga a propriedade de amortecimento, uma vez que ela é inerente a não linearidade do fluido, com o uso de uma mesa vibratória. É concluído pela observação que o absorvedor com uma baixa taxa bloqueio no orifício, isto é, o ACLS do tipo passivo, é robusto para um controle ótimo da resposta de uma estrutura sob forte excitação do vento (Min; Kim; Kim, 2015).

Di Matteo; Di Paola; Pirrotta (2016) Buscando inovar os estudos de modelagem de ACLS, é introduzido o efeito de *sloshing* na formulação. A partir dessa modificação, é concluído que há uma melhora satisfatória na previsão dos deslocamentos reais na superfície do líquido. Ademais, é realizado o estudo experimental para validar a formulação, e conforme a formulação fracionada proposta pode-se descrever com grande precisão o comportamento experimental real do líquido, enquanto, como esperado, a formulação clássica leva a diferenças inadequadas entre resultados experimentais e numéricos.

Uma abordagem sobre a técnica de absorvedores semiativos é apresentada Sonmez et al. (2016). Os autores estudam o uso desta tecnologia em equipamentos de coluna líquida sintonizados. O sistema adotado é conectado a estrutura primária com uma mola adaptativa. Outro exemplo de estudo que incorpora o método semiativo em ACLS é proposto Behbahani et al. (2017). Os autores adotam o uso de abas manobráveis, onde o valor de amortecimento do absorvedor é controlado pelo ângulo de abertura ou fechamento das abas. O resultado da ação com as abas é eficiente. É comprovado no estudo que para um ângulo de fechamento de 50° nas abas, é proporcionado uma redução de mais de 20% da resposta estrutural do que um ACLS convencional. Ainda sobre dispositivos semiativos, é investigado o comportamento de um ALS, que de acordo com a inclinação do fluido altera os parâmetros de amortecimento do sistema dissipador (Soliman; Tait; El Damatty, 2017).

De forma mais prática, no estudo de Cammelli; Li; Mijorski (2016) sobre absorvedor dinâmico é adaptado a uma dada estrutura, onde é realizado o protótipo de um ACLS para um edifício. Durante a concepção do projeto estrutural são realizados testes em túneis

de vento que provaram que os últimos andares poderiam apresentar algum desconforto às pessoas devido á altas taxas de vibrações ocasionadas por altas intensidades de vento, afetando assim o conforto dos moradores locados nesses. Com isso, propõe-se o acoplamento de uma estrutura secundária dissipadora, no caso o ACLS. Primeiro, é realizado um experimento em redução de escala do edifício com o absorvedor e depois um estudo de extrapolação computacionalmente. Como conclusão os autores apontam que ao introduzir um par destes equipamentos com configurações idênticas na construção é gerado um decréscimo de aproximadamente 30% do pico das respostas estruturais do edifício sob o carregamento de vento em questão e que esta melhoria atendeu aos critérios de ocupação preestabelecidos (Cammelli; Li; Mijorski, 2016).

Investigações sobre o uso de absorvedores de colunas líquidas em área afetadas por terremotos são estudadas (Adam et al., 2017; Espinoza; Carrillo; Suazo, 2018). Primeiramente, é apresentada uma aplicação com análises numérica e experimental baseado em uma estrutura isolada sujeito a terremotos com o uso de ACLS. Neste caso, o absorvedor é anexado a base de uma estrutura em escala reduzida. A comparação é feita do estudo do ACLS fixado a base sem a estrutura e dele fixado a base juntamente com o protótipo do edifício. Conclui-se que o resultado é satisfatório para o controle sísmico (Adam et al., 2017). Segundo, é abordado uma experimentação com imposição de uma largura de banda ampla e outra estreita, observando a não linearidade da estrutura. Os resultados mostram que para um processo de largura de banda ampla, o ACLS tende a sintonizar com a frequência equivalente linear do sistema no caso sem absorvedor, enquanto que para o processo de largura de banda estreita, o ACLS sintoniza-se com a frequência dominante de excitação. É apresentado nos resultados que o ACLS se torna desafinado em relação à frequência da edificação à medida que a estrutura se torna mais não-linear. Além disso, verifica-se que os parâmetros ótimos se tornam menos eficazes à medida que a estrutura entra na faixa não-linear (Espinoza; Carrillo; Suazo, 2018).

Caracterizar o modelo do absorvedor líquido é de grande interesse para a eficiência dos estudos. Alkmim (2017) investiga o sistema de maneiras acoplada e desacoplada a estrutura. Seu estudo aborda as respostas experimentais do sistema e suas conclusões se mostram coerentes em relação a minimização das respostas de amplitudes. Também é observado a variação da altura da coluna de água (h_a) para a caracterização do ACLS e o uso de massas adicionais sobre o sistema acoplado com a estrutura, mostrando que tais adições possuem um efeito predominante nas respostas. Outro estudo de caracterização apresentado fórmula averiguações numéricas e experimentais, porém foca em respostas de um modelo exposto a movimentações de terra (*ground motions*) em várias direções, consideradas de 0° a 90° , em intervalos de 15° . Os resultados são mais efetivos para excitações impostas quando o a base encontra-se a ângulos de 0° , 15° , 30° e 45° (Altunişik; Yetişken; Kahya, 2018). Outra investigação apresenta a modelagem de um estudo em elementos finitos comparado a dados experimentais de um ACLS desacoplado (Da Silva; De Moraes, 2018).

De maneira a modificar o modelo em busca de melhores resultados vão surgindo formas híbridas do sistema. Uma abordagem é a combinação de um absorvedor de massa combinado a um de coluna líquida, mostrando estudos analíticos e experimentais. De um lado os dispositivos de massa como sendo os mais usados, de outro, os de coluna líquida como uma alternativa de baixo custo e fácil instalação. A combinação conta com a alta efetividade do AMS e as vantagens econômicas do ACLS (Di Matteo; Pirrotta; Tumminelli, 2017). Outro tratamento é o uso de relevos (*embossment*) na parte interna do equipamento como forma de um melhoramento no sistema absorvedor. A comparação realizada com um simples ACLS mostra que o desempenho do sistema modificado apresenta melhor controle do que o convencional em termos de redução de resposta, eficiência e estabilidade (Park et al., 2018).

Outro conjunto de estudos, busca a influência do uso de amortecedores líquidos sintonizados na base de estruturas. Pesquisas abordam um sistema flutuador utilizando múltiplos ACLS em turbinas eólicas *offshores* (Coudurier; Lepreux; Petit, 2018). Outro trabalho, usa o ACLS em turbinas eólicas e se baseia no estudo da interação solo-estrutura como forma de observar o comportamento de resposta da estrutura e é encontrado que o solo desempenha função a ser avaliada ao projetar um ACLS para uma turbina (Buckley et al., 2018). Outra investigação observa a instalação de um ACLS na base para reduzir a demanda de deslocamento do subsistema de isolamento de base, com um estudo experimental. Por fim, é afirmado que esta conjuntura reduz a demanda de deslocamento na base e aumenta a performance dinâmica de todo o sistema estrutural, se adequadamente ajustados (Furtmüller et al., 2019). Considerando a interação solo-estrutura, é apresentado uma metodologia com a base dotada de um apoio flexível e no topo um absorvedor dinâmico. Além disso é trabalhada a ideia de múltiplos ACLS (Mendes, 2018).

3 Formulação Matemática de Coluna Líquida e com Aplicação de Absorvedor Dinâmico

O Capítulo 3 apresenta a formulação matemática de um Absorvedor de Coluna Líquida Sintonizada (ACLS), para uma abordagem mais profunda das equações propostas recomenda-se uma pesquisa nos trabalhos: [Gao; Kwok; Samali \(1997\)](#), [Yalla; Kareem \(2000\)](#), [Di Matteo; Di Paola; Pirrotta \(2016\)](#) e [Chaiviriyawong et al. \(2018\)](#). Posteriormente, são apresentadas as frequências analíticas do sistema observando as abordagens de vibração livre e forçada.

3.1 Modelagem Matemática

O ACLS, apresentado na Figura 3.1, submetido a uma aceleração \ddot{u} no sentido horizontal desenvolve o movimento vertical do líquido dentro das colunas a uma velocidade (\dot{w}) ([Di Matteo; Pirrotta; Tumminelli, 2017](#)). A partir do movimento a velocidade horizontal do líquido no tubo tem uma velocidade média $(v)\dot{w}$, onde v é a razão de áreas das colunas horizontais e verticais (A_v/A_h) e w é a elevação do nível de água com relação a posição de equilíbrio.

A Figura 3.1 apresenta os parâmetros geométricos do absorvedor: H a altura vertical da coluna de água no tubo, B comprimento horizontal, H' a altura do fluido descontada a seção transversal horizontal, B' a distância entre as colunas, a é o comprimento da seção transversal das colunas e A_v e A_h como as áreas das seções verticais e horizontais do tubo, respectivamente.

[Di Matteo; Di Paola; Pirrotta \(2016\)](#) explora a equação do movimento do fluido que é obtida a partir do seguinte princípio energético:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\partial(T - U)}{\partial \dot{w}} \right] - \frac{\partial(T - U)}{\partial w} = Q_w, \quad (3.1)$$

onde T é a energia cinética total do sistema e U a energia potencial. Q_w é a força total não conservativa do sistema na direção $w(t)$, relacionada à perda de carga.

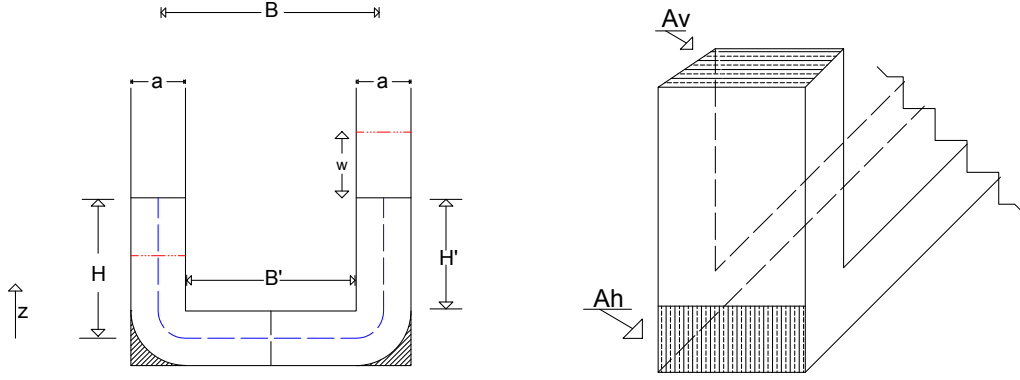


Figura 3.1 – Esquema do ACLS com medidas geométricas e definições de áreas verticais (A_v) e horizontais (A_h).

Assumindo um fluxo instável e não uniforme com comportamento de *sloshing* desprezível na superfície e a dimensão da seção transversal da coluna muito menor que o comprimento horizontal de um ACLS. A energia cinética (T) e a potencial (U) podem ser descritas por:

$$T = \frac{1}{2} \int_{V_L \cup V_R} \rho(\dot{w}^2 + \dot{u}^2) dV + \frac{1}{2} \int_{V_H} \rho(v\dot{w} + \dot{u})^2 dV = \rho A_v H(\dot{w}^2 + \dot{u}^2) + \frac{1}{2} \rho A_h B(v\dot{w} + \dot{u})^2, \quad (3.2)$$

$$U = \int_{V_L \cup V_R} \rho g z dV = \rho A_v g(H^2 + w^2), \quad (3.3)$$

onde V_R e V_L são os volumes do fluido nas colunas a direita e esquerda respectivamente e V_H é o volume na seção horizontal do tubo, g é aceleração gravitacional, ρ é a densidade do fluido e z é a coordenada de referência, como indicada na Fig. 3.1.

A força não conservativa Q_w é descrita pela seguinte Equação:

$$Q_w = -\frac{1}{2} w A_h \left(\frac{A_v}{A_h}\right)^2 \xi |\dot{u}| \dot{u}, \quad (3.4)$$

que considera a perda das cargas causada pela abertura do orifício e pelos cantos do ACLS. Considera, ainda, a transição entre as seções transversais e interação viscosa entre o líquido e a parede do equipamento (Di Matteo; Di Paola; Pirrotta, 2016).

Ao substituir as Equações (3.2) e (3.3) na Eq. (3.1), obtêm-se a Equação do movimento para o ACLS:

$$\rho A L \ddot{w}(t) + \frac{1}{2} \rho A \varepsilon |\dot{w}(t)| \dot{w}(t) + 2 \rho A g w(t) = -\rho A b \ddot{u}(t), \quad (3.5)$$

onde $w(t)$ representa o movimento do fluido, $u(t)$ o da estrutura principal, A corresponde a área da seção transversal da coluna, $L = 2h + B$ é o comprimento do fluido e ε é o

coeficiente de perda de carga. Ainda, na Equação (3.5), são definidos os parâmetros do ACLS como $m_a = \rho Al$, $c_a = \frac{1}{2}\rho A\varepsilon |\dot{w}(t)|$ e $k_a = 2\rho Ag$. O termo $-\rho Ab\ddot{u}(t)$ representa o acoplamento do sistema ACLS com a estrutura principal.

A Equação (3.5) pode ser reescrita da seguinte forma, se dividida pelo termo de inércia (ρAL):

$$\ddot{w} + \frac{1}{2} \frac{\varepsilon}{L} v |\dot{w}| \dot{w} + \omega_a^2 w = -\frac{B}{L} \ddot{u}. \quad (3.6)$$

Logo, define-se a frequência natural do absorvedor ω_a como:

$$\omega_a = \sqrt{\frac{2g}{L}}. \quad (3.7)$$

3.2 Considerações sobre a Frequência de Oscilação

Blevins (2016) apresenta formulações de tubos em formato "U". Na Figura 3.2, é mostrado um exemplo proposto pelo autor que se assimilar ao caso estudado.

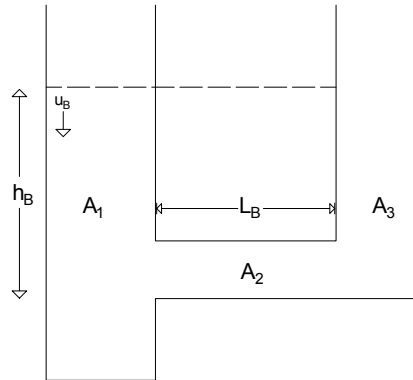


Figura 3.2 – Modelo dinâmico para dois tanques conectados no mesmo nível (Blevins, 2016).

O autor apresenta a formulação da frequência do absorvedor, para o caso apresentado na Fig. 3.2, como:

$$f_B = \frac{g \left(1 + \frac{A_1}{A_2}\right)}{h_B \left(1 + \frac{A_1}{A_2}\right) + \frac{A_2}{A_3} L_B}, \quad (3.8)$$

sendo, A_1 , A_2 e A_3 as áreas das seções, h_B a altura do fluido no tanque, u_B o deslocamento do fluido a partir do nível, L_B a distância média do duto ao longo da linha central e g a constante da gravidade.

Chaiviriyawong; Limkatanyu; Pinkaew (2007) demonstram, numericamente, que parte do fluido nos cantos inferiores (Fig. 3.1) não contribuem com inércia para o sistema

fluido oscilatório. De fato, os cantos inferiores apresentam velocidades com valores bem inferiores se comparadas aos do centro da linha de fluxo principal. Em outro trabalho, [Chaiviriyawong et al. \(2018\)](#) apresentam a dedução deste campo de velocidade. A integração do campo da velocidade desta linha de fluxo resulta em um comprimento efetivo (L_{ef}), frente ao uso do método de estimativa elíptica do campo de fluxo.

Logo, os autores concluem que o comprimento efetivo L_{ef} é dado por:

$$L_{ef} = vB' + 2H' + \frac{\pi a}{2}, \quad (3.9)$$

onde é percebido que os termos são fatores geométricos do dimensionamento do absorvedor, como indicado na Fig. 3.1.

Os resultados analíticos foram comparados com os valores experimentais e numéricos para os mesmos parâmetros do sistema, no qual é observado uma margem de erro entre as soluções. Para diminuir esta diferença entre as soluções, é sugerido na literatura um fator de correção com adoção do comprimento efetivo L_{ef} . Ademais, como forma de exemplificar esta diferença, os resultados analíticos com e sem a adoção do L_{ef} são apresentados na Fig. 3.3, em comparação aos resultados obtidos numérico e experimentalmente.

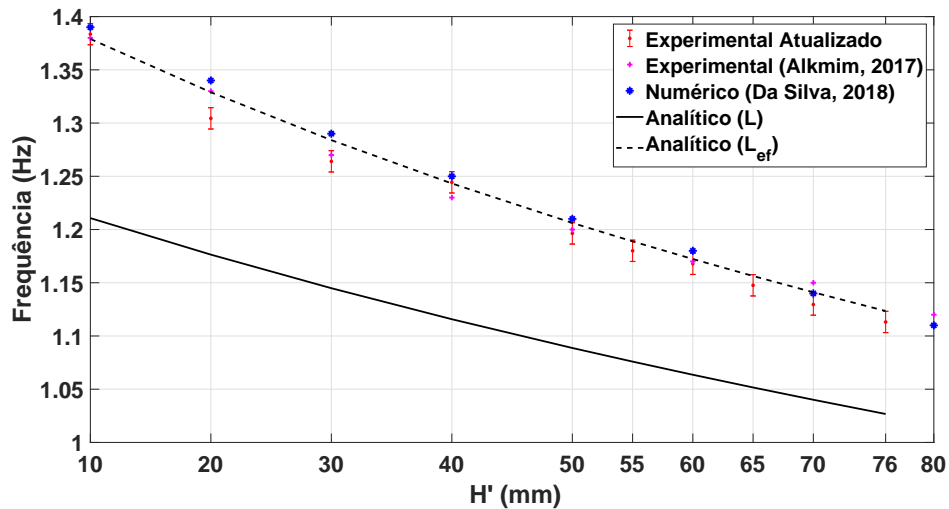


Figura 3.3 – Dados comparativos das frequências do absorvedor para diversas colunas de água com as soluções analíticas com e sem adoção do comprimento efetivo L_{ef} , numérica ([Da Silva, 2018](#)), experimental ([Alkmim, 2017](#)) e experimental atualizado.

3.3 Amortecimento Linear e Não-Linear

Os Absorvedores de Massa Sintonizados Líquidos apresentam a particularidade de amortecimento não-linear que dificulta a obtenção de uma solução analítica ([Balendra; Wang; Cheong, 1995; Gao; Kwok; Samali, 1997; Yalla; Kareem, 2000; Shum, 2009; Furtmüller et al., 2019](#)). Este comportamento não-linear é notado através dos coeficientes como o

de perda de carga e o da velocidade da oscilação do líquido. Assim, [Gao; Kwok; Samali \(1997\)](#) apresentam uma linearização do ACLS, considerando o amortecimento equivalente c_{eq} .

Desse modo, é necessário minimizar o erro entre as abordagens não-linear e linearizada:

$$\epsilon = \frac{1}{2} \rho A \varepsilon |\dot{w}| \dot{w} - c_{eq} \dot{w}. \quad (3.10)$$

O coeficiente de amortecimento equivalente é determinado minimizando o quadrado do erro:

$$\frac{d}{dc} (E [\epsilon^2]) = 0, \quad (3.11)$$

onde, $E[\cdot]$ indica a média estatística da esperança de um processo aleatório gaussiano estacionário. Substituindo a Equação (3.10) em (3.11), tem-se como resultado:

$$c_{eq} = \frac{\rho A \varepsilon E (|\dot{w}| \dot{w}^2)}{2E (\dot{w}^2)}. \quad (3.12)$$

Considerando uma resposta harmônica para o movimento oscilatório do fluido, w é descrita como:

$$w = W_0 \cos(\omega_f t + \phi_0), \quad (3.13)$$

onde W_0 e ϕ_0 são constantes. Logo, obtêm-se a seguinte expressão:

$$c_{eq} = \frac{\rho A \varepsilon \frac{\omega_f}{T} \int_0^T |W_0 \cos(\omega_f t + \phi_0)| [W_0 \cos(\omega_f t + \phi_0)]^2 dt}{\frac{1}{T} \int_0^T (W_0 \cos(\omega_f t + \phi_0))^2 dt} = \frac{4\rho A \varepsilon}{3\pi} \omega_f W_0, \quad (3.14)$$

onde, ε é o coeficiente de perda de carga da coluna líquida.

Segundo [Shum \(2009\)](#), o sistema de forma linearizada possui a equivalência. Logo,

$$c_{eq} = 2m_a \xi_a \omega_a = \frac{4}{3\pi} \rho A \varepsilon \omega_f W_0. \quad (3.15)$$

3.4 Estrutura com ACLS

A Figura 3.4 apresenta o sistema acoplado que consiste do sistema principal e Absorvedor de Coluna Líquida Sintonizada.

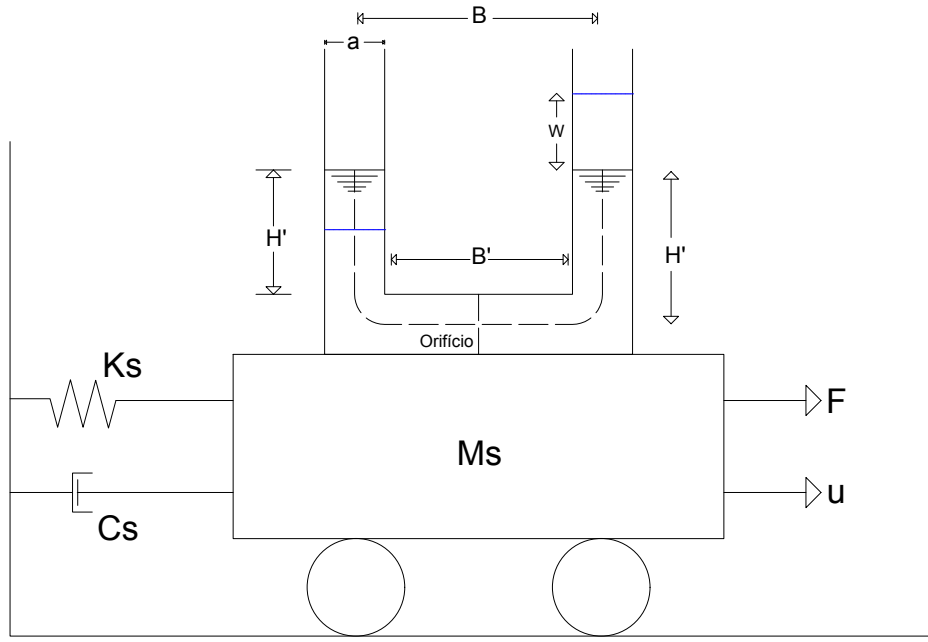


Figura 3.4 – Modelo de ACLS acoplado a estrutura (Shum, 2009).

O formulação referente ao comportamento do absorvedor foi apresentada na Eq. (3.5). A Equação apresentada a seguir diz respeito a equação do movimento da estrutura:

$$(m_s + m_a)\ddot{u}(t) + \rho Ab\ddot{w}(t) + c_s\dot{u}(t) + k_s u(t) = F(t), \quad (3.16)$$

onde m_s , c_s e k_s são, respectivamente, a massa, o amortecimento e a rigidez da estrutura principal. $F(t)$ é a força de excitação do sistema e o termo $\rho Ab\ddot{w}(t)$ é caracterizado como a reação produzida no líquido a partir do movimento da estrutura principal que corresponde ao acoplamento do sistema absorvedor com a estrutura.

Dadas as Equações (3.5), (3.15) e (3.16), o sistema de equações de movimento em forma matricial pode ser descrito, conforme Shum (2009). Logo, tem-se:

$$\begin{bmatrix} m_s + m_a & (B/L)m_a \\ (B/L)m_a & m_a \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & 0 \\ 0 & c_d \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & 0 \\ 0 & k_a \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u \\ w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F(t) \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (3.17)$$

$$|w| \leq \frac{L - B}{2}, \quad (3.18)$$

onde $c_s = 2m_s\omega_s\xi_s$, $k_s = 2m_s\omega_s^2$, $k_a = 2m_a\omega_a^2$ e c_a corresponde ao amortecimento do fluido, que nesse caso é considerado a sua forma linearizada c_{eq} .

São considerados como parâmetros adimensionais os dispostos nas equações a seguir, onde μ é conhecido como a razão entre as massas do absorvedor m_a e a da estrutura m_s , e α é a razão de aspecto do absorvedor.

$$\mu = m_a/m_s, \quad (3.19)$$

$$\alpha = B/L. \quad (3.20)$$

Logo, a Equação matricial (3.17) pode ser reescrita em sua forma adimensional:

$$\begin{bmatrix} 1 + \mu & \alpha\mu \\ \alpha\mu & \mu \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{w} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 2\omega_s\xi_s & 0 \\ 0 & c_{eq} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_s^2 & 0 \\ 0 & \omega_a^2\mu \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u \\ w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{F(t)}{m_s} \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (3.21)$$

3.5 Soluções Analíticas

A Seção 3.5 tem como objetivo apresentar as soluções analíticas para resposta em função das frequências e das formas modais a partir da Equação (3.21).

3.5.1 Vibração Livre

Inicialmente, apresenta-se a solução de vibração livre não-amortecida (Savi; de Paula, 2017):

$$(\mathbf{k} - \omega_n^2\mathbf{m})N = 0, \quad (3.22)$$

onde $N = \{U \ W\}^T$.

Para simplificar a resolução considera-se que $\mathbf{Z} = ([k] - \omega_n^2\mathbf{m})$ e $\lambda = \omega_n^2$, sendo assim:

$$\mathbf{Z}N = 0. \quad (3.23)$$

O primeiro passo é a solução de Z , que é expresso abaixo:

$$\begin{bmatrix} -(1 + \mu)\lambda + \omega_s^2 & -\alpha\mu\lambda \\ -\alpha\mu\lambda & -\mu\lambda + \mu\omega_a^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} U \\ W \end{pmatrix} = 0. \quad (3.24)$$

Efetando o determinante de Z , tem-se:

$$((1 + \mu)\mu - \alpha^2\mu^2)\lambda^2 - (((1 + \mu)\omega_a^2 + \omega_s^2)\mu)\lambda + \mu\omega_a^2\omega_s^2 = 0. \quad (3.25)$$

Dessa forma, para encontrar as frequências do sistema, basta extrair as raízes da Equação (3.25). Retomando que $\lambda = \omega_n^2$, obtêm-se:

$$\omega_{n1,2}^2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4qc}}{2q}, \quad (3.26)$$

onde, $q = (1 + \mu)\mu - \alpha^2\mu^2$, $b = ((1 + \mu)\omega_a^2 + \omega_s^2)\mu$ e $c = \mu\omega_a^2\omega_s^2$.

A frequência ω_a do ACLS está relacionada com a razão de massas μ . Isto ocorre pois a massa do fluido m_a depende da altura da coluna de água. Dessa forma, as equações principais referentes ao comportamento são manipuladas de modo a confirmar que o termo μ depende da frequência do absorvedor ω_a da altura da coluna de água h_a .

A razão de frequências, também conhecida como a razão de sintonização, é dada por:

$$\gamma = \omega_a/\omega_s. \quad (3.27)$$

A partir da Equação (3.27) são substituídos os valores de cada frequência: ω_a representada pela Eq.(3.7) e $\omega_s = \sqrt{k_s/m_s}$, o que resulta em:

$$\gamma^2 = \frac{2g/L}{k_s/m_s}. \quad (3.28)$$

Manipula-se a Equação (3.28), multiplicando ambos os termos por ρA :

$$\gamma^2 = \frac{2gm_s\rho A}{Lk_s\rho A}. \quad (3.29)$$

Em seguida, substitui-se na Equação (3.29) os termos $k_a = 2Sg\rho$ e $\mu = m_a/m_s$, tem-se:

$$\gamma^2 = \frac{k_a}{\mu k_s}. \quad (3.30)$$

Retomando a definição de $\gamma = \omega_a/\omega_s$ e isolando o termo ω_a^2 do lado esquerdo da equação, resulta-se em:

$$\omega_a = \sqrt{\frac{\omega_s^2 k_a}{\mu k_s}} = \sqrt{\frac{2\rho A g}{\mu m_s}}, \quad (3.31)$$

onde A é a área da seção do ACLS e g a constante referente à aceleração da gravidade.

Logo, a frequência ω_a passa a ser descrita conforme a Eq. (3.31). Por fim, propõe-se um exemplo de uma turbina eólica acoplada a um ACLS, em que $\alpha = 0,7097$, $\mu = 0,1205$, $\xi_s = 0$, $\xi_a = 0,035$, $\omega_s = \sqrt{k_s/m_s}$, $m_s = 7,5Kg$ e $490N/m$ (Alkmim, 2017). Quando substituídos na Eq.(3.26), têm-se as seguintes frequências: $\omega_{n1} = 1,0737Hz$ e $\omega_{n2} = 1,3647Hz$.

3.5.2 Formas Modais

Ao expandir de um sistema de um grau de liberdade (1GDL) para um sistema de nGDL, tem-se frequências naturais correspondentes ao número de graus de liberdade

discretizados. Nestes sistemas é possível extrair as formas modais. De forma breve, uma forma modal é um vetor que descreve o movimento relativo entre duas massas ou entre os graus de liberdade. Múltiplas frequências e formas modais estão diretamente ligadas aos conceitos matemáticos de autovalores e autovetores (Inman, 2011).

Considerando que cada frequência possui uma forma modal associada, substitui-se os valores das frequências encontradas na Eq. (3.24). No caso proposto, o sistema é discretizado em 2GDL e como solução tem-se U_n/W_n para os modos associados, sendo $n = 1$ para o primeiro modo e $n = 2$ para o segundo modo.

As soluções associadas ao primeiro modo de vibrar ω_{n1} são dadas por:

$$\begin{bmatrix} -(1 + \mu)\omega_{n1}^2 + \omega_s^2 & -\alpha\mu\omega_{n1}^2 \\ -\alpha\mu\omega_{n1}^2 & -\mu\omega_{n1}^2 + \mu\omega_a^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} U \\ W \end{pmatrix} = 0. \quad (3.32)$$

onde,

$$U_1/W_1 = \frac{\alpha\mu\omega_{n1}^2}{-(1 + \mu)\omega_{n1}^2 + \omega_s^2} \quad (3.33)$$

ou,

$$U_1/W_1 = \frac{\omega_a^2 - \omega_{n1}^2}{\alpha\omega_{n1}^2}. \quad (3.34)$$

Por fim, repete-se a mesma operação para a segunda frequência ω_{n2} , substituindo na Eq.(3.24), resultando em uma relação U_2/W_2 dependente de ω_{n2} , ou seja, o segundo modo de vibrar.

A partir da consideração dessa solução, são exibidas as formas modais associadas a primeira ω_{n1} e segunda ω_{n2} frequência natural do ACLS acoplado na Fig.3.5. Na Fig. 3.6, são apresentados desenhos esquemáticos indicando o comportamento do fluido a partir das formas modais. Por fim, na Fig.3.7, é mostrada a primeira forma modal da estrutura acoplada ao ACLS a partir de solução numérica no *software Ansys* (da Silva, 2018).

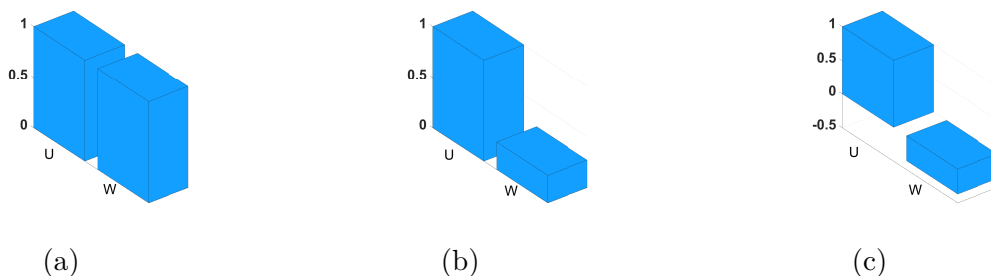


Figura 3.5 – Representação das formas modais para o sistema 2GDL a partir da Eq.(3.34), U e W: (a) Forma no Repouso, (b) Forma Modal ω_{n1} e (c) Forma Modal ω_{n2} .

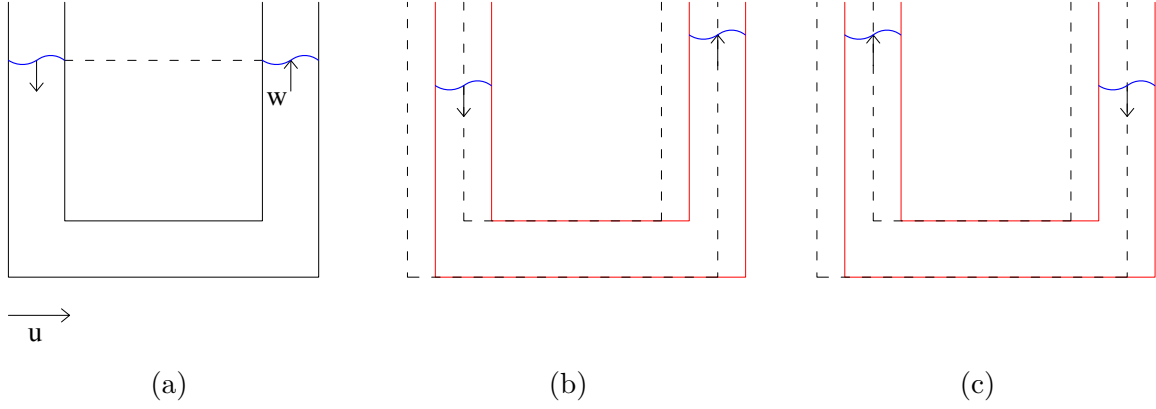


Figura 3.6 – Representação das formas modais de um ACLS quando submetido a um deslocamento u : (a) ACLS, (b) 1º modo ACLS ω_{n1} e (c) 2º modo ACLS ω_{n2} .

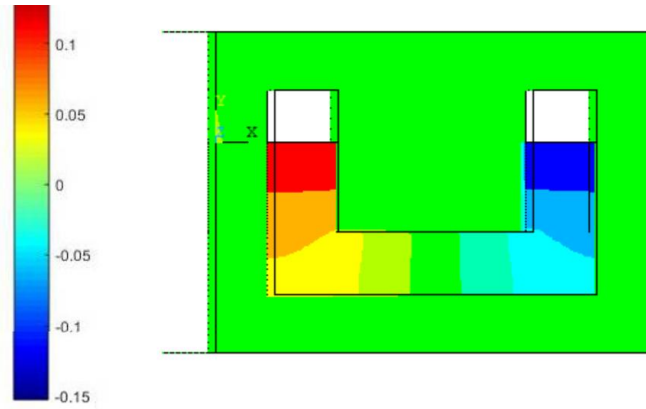


Figura 3.7 – Primeira forma modal do sistema ACLS acoplado a estrutura quando submetido a um deslocamento u , obtida no *software* ANSYS (Da Silva, 2018).

3.5.3 Vibração Forçada

No caso de um sistema forçado, a solução das equações de movimento do sistema pode ser dada pela suposição da solução de um comportamento harmônico (Savi; de Paula, 2017), dado por:

$$u = u_0 e^{i\Omega t}; w = w_0 e^{i\Omega t}; F = F_0 e^{i\Omega t}. \quad (3.35)$$

Substituindo-se a Eq. (3.35) na Eq. (3.21), tem-se:

$$\begin{bmatrix} -(1 + \mu)\Omega^2 + 2\omega_s \xi_s i\Omega + \omega_s^2 & -\alpha\mu\Omega^2 \\ -\alpha\mu\Omega^2 & -\mu\Omega^2 + 2\mu\omega_a \xi_a i\Omega + \mu\omega_a^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_0 \\ w_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_0/m_s \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (3.36)$$

ou seja,

$$\mathbf{K}_d(i\Omega) \begin{pmatrix} u_0 \\ w_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_0/m_s \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (3.37)$$

Logo, a matriz de transferência $H_{i\Omega}$, é dada por:

$$H_{i\Omega} \begin{pmatrix} u_0 \\ w_0 \end{pmatrix} = \mathbf{K}_d^{-1}(i\Omega). \quad (3.38)$$

Dessa forma, pode-se obter a resposta do sistema multiplicando-se a matriz de transferência na Eq. (3.38) pelo vetor de carregamento F_0 . Os termos de $H_{i\omega}$ são dados por:

$$H_{i\Omega}(u_0) = \frac{(-A_1\Omega^2 + A_2\Omega + A_3)}{(B_4\Omega^4 - B_3\Omega^3 - B_2\Omega^2 + B_1\Omega + B_0)}, \quad (3.39)$$

$$H_{i\Omega}(w_0) = \frac{(-A_4\Omega^2)}{(B_4\Omega^4 - B_3\Omega^3 - B_2\Omega^2 + B_1\Omega + B_0)}, \quad (3.40)$$

onde, $A_1 = -\mu$, $A_2 = 2\mu\xi_a\omega_a i$, $A_3 = \mu\omega_a^2$, $A_4 = -\alpha\mu$, $B_0 = \omega_s^2\mu\omega_a^2$, $B_1 = 2\mu\xi_s\omega_s i\omega_a^2 + 2\mu\xi_a\omega_a i\omega_s^2$, $B_2 = \omega_s^2\mu + (1 + \mu)\mu\omega_a^2 + 4\xi_s\omega_s\mu\xi_a\omega_a$, $B_3 = (1 + \mu)2\mu\xi_a\omega_a i + 2\xi_s\omega_s\mu i$ e $B_4 = (1 + \mu)\mu - \alpha^2\mu^2$.

Deste modo, pode-se afirmar que a resposta da estrutura em um sistema acoplado irá depender dos fatores adimensionais, descrito da seguinte forma:

$$H_u = f(\gamma, \alpha, \mu, \xi_a, \xi_s). \quad (3.41)$$

A partir do exemplo em vibração livre apresentado anteriormente, busca-se solucionar o caso via vibração forçada. Através das Equações (3.39) e (3.40), os resultados obtidos são expressos na Fig. 3.8, em função do vetor de excitação Ω .

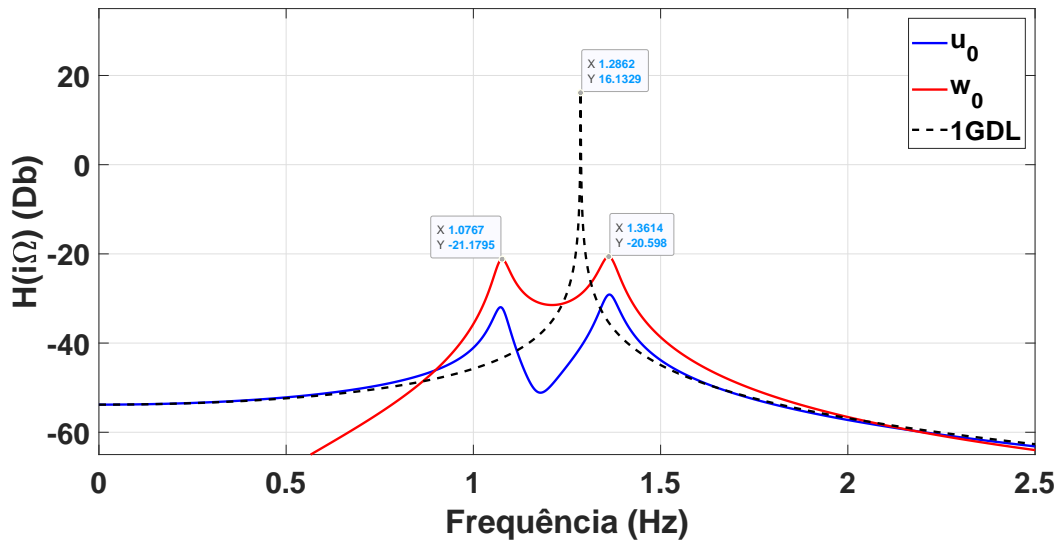


Figura 3.8 – Resposta da função de transferência $H(i\Omega)$ Eq.(3.38)

Observa-se que os picos correspondem às frequências de ressonância do sistema. A ressonância representa uma frequência que ocasiona um aumento considerável da amplitude

da resposta do sistema. Logo, esta é definida como uma resposta que possui um fator de amplificação máximo (Savi; de Paula, 2017).

Dentre as respostas apresentadas na Fig. 3.8, u_0 é a resposta da estrutura quando acoplada ao absorvedor e w_0 do absorvedor no sistema acoplado. Já a resposta do sistema de 1GDL é para a estrutura desacoplada. A partir dessa análise numérica-analítica inicial, é possível afirmar de modo prévio que o sistema ADV tem um efeito positivo sobre a estrutura onde observa-se a queda do pico da resposta nas frequências de ressonância.

4 Otimização via Mapa de Respostas

A eficácia de um absorvedor dinâmico de vibrações na redução de amplitudes em estruturas depende da sintonização das características dinâmicas destes osciladores com a estrutura primária (Constantinou; Soong; Dargush, 1998). O uso de ACLS acoplado à estrutura necessita de sintonização com parâmetros dinâmicos ótimos para bom desempenho do absorvedor dinâmico de vibrações.

A técnica de otimização paramétrica realiza uma varredura dos parâmetros de razão de massa (μ) e razão de frequência (γ) para uma dada razão de aspecto (α), gerando um mapa de respostas (Υ) com as amplitudes máximas de resposta do sistema estrutural. A partir das informações geradas no mapa de respostas, torna-se possível obter projetos de ACLS mais eficazes.

Ademais, neste capítulo, é apresentada uma breve discussão sobre vibração aleatória e exemplos de ventos sintéticos. Os fundamentos apresentados têm por finalidade criar uma base para a solução do problema proposto baseado na literatura (Azevedo, 1996; Newland, 2005; Hammond, 2008; Alkmim, 2017). Por fim, é apresentada uma solução de mapas de respostas considerando a excitação com modelos dos ventos.

4.1 Fundamentos de Vibração Aleatória

Nos estudos de vibrações, conhece-se os processos determinísticos e estocásticos, cujos conjuntos de valores variam em função da variável tempo (t) e representam um fenômeno físico. Nos processos determinísticos as respostas do sistema são conhecidas para um dado espaço de tempo (t), também são classificadas como periódicos e não periódicos. (Bendat; Piersol, 2010)

Nos processos estocásticos (Fig. 4.1), os registros efetuados em cada ocorrência diferem entre si, mesmo que apresentem condições iniciais iguais, como exemplo os registros sísmicos. Eles possuem uma série de realizações dependentes do tempo ($x_i(t); i = 1, 2, \dots, n$) e com possibilidade de serem descritos por propriedades estatísticas. Os processos estocásticos se classificam em estacionários quando as propriedades estatísticas não variam

com o tempo. Por exemplo, ao dividir a série temporal em intervalos, estas seções do processo estocástico irão exibir essencialmente as mesmas características estatísticas. Logo, o termo estacionário refere-se à distribuição de probabilidade e não às próprias amostras. Isto implica que todas as médias, médias quadradas e desvio padrão das amostras são independentes do tempo absoluto.

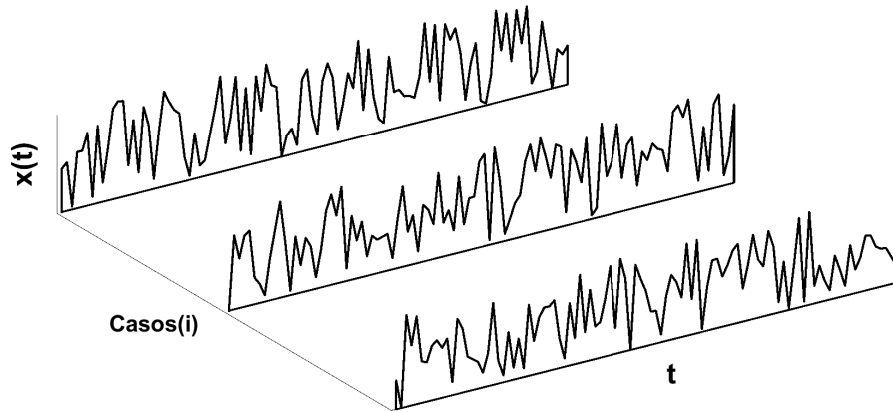


Figura 4.1 – Exemplos de Processos Aleatórios.

Nos sistemas de vibração aleatória, é importante conhecer as funções de correlação e autocorrelação, as quais são baseadas em conceitos estatísticos dos valores esperados. Estes valores são definidos como a média dos processos aleatórios. Então, para uma função de processo aleatório $x(t)$ com período T e função probabilidade de densidade $p(t)$ pode-se definir a esperança $E[x]$ como:

$$E[x] = \int_0^T x(t) \frac{dt}{T} = \int_{-\infty}^{+\infty} xp(t)dx, \quad (4.1)$$

com isso, a partir de uma probabilidade de densidade conhecida é possível determinar a média de um processo aleatório.

A partir da média, determina-se a média quadrada $E[x^2]$ e a variância ($\sigma^2 = E[x^2] - E[x]^2$). O conceito de média quadrada permite comparar duas funções ou a mesma função em intervalos diferentes, ou seja, a base para a correlação e autocorrelação.

A função de autocorrelação em um processo estocástico é o valor esperado do produto $x(t)x(t + \tau)$, no qual deve-se obter o valor de cada registro num instante t e outra vez num instante $t + \tau$, sendo τ diferentes intervalos de tempo. No caso de ser um processo estacionário o valor esperado ($E[...]$) não depende do instante t , sendo então denominado $R_x(\tau)$:

$$R_{xx}(\tau) = E[x(t)x(t + \tau)]. \quad (4.2)$$

⁰ média aritmética $\bar{x} = \sum x_i = \sum x_i p_i \therefore p = 1$

Para analisar as funções periódicas no domínio da frequência, é necessário aplicar os espectros de frequência, entendendo também o comportamento do processo. Nesses casos, os componentes de frequência em um processo aleatório não são periódicos. Portanto, não podem ser expressos pela série de Fourier, pois o comportamento da função não é conhecido. A função de densidade espectral de potência de um processo estacionário aleatório permanece invariante quando sob variação de tempo.

Porém, este problema pode ser sanado a partir aplicação da função de autocorrelação $R_x(\tau)$ em vez da função aleatória. A função de autocorrelação fornece informações sobre a frequência em um processo aleatório. Na análise de correlação, é possível obter as frequências de uma amostra aleatória. Define-se a transformada de Fourier da autocorrelação através de:

$$S_{xx}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} R_x(\tau) e^{i\omega\tau} d\tau, \quad (4.3)$$

e a transformada inversa é dada por:

$$R_{xx}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_{xx}(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega, \quad (4.4)$$

no qual, $S_x(\omega)$ corresponde a transformada de Fourier da autocorrelação também nomeada como Densidade Espectral do Processo $x(t)$ (do inglês: *Power Spectral Density*). Portanto, a densidade espectral $S_{xx}(\omega)$ é a transposição da função de autocorrelação para o domínio da frequência. A Figura 4.2 ilustra este processo para o PSD $S_{yy}(\omega)$.

Sendo $E[x^2] = R_{xx}(0)$, logo $S_{xx}(\omega)$ surge quando $\tau = 0$:

$$E(x^2) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_{xx}(\omega) d\omega. \quad (4.5)$$

Logo, supondo o valor esperado $E(x) = 0$, a variância $\sigma^2(x)$ consiste na área sobre a densidade espectral.

4.2 Análise Espectral

A relação entre a função de Densidade Espectral da Resposta e a excitação pode ser extraída das relações de entrada e saída de um sistema linear determinístico, como um sistema massa mola. A Figura 4.2 exemplifica possíveis caminhos de soluções do problema por meio do uso abordagens da frequência ou do tempo.

Considerando $x(t)$ e $y(t)$ como a entrada e saída do sistema, respectivamente. E a partir, disso, essas funções no domínio da frequência são obtidas como:

$$y(t) = \int_0^{\infty} h(v)x(t-v)dv, \quad (4.6)$$

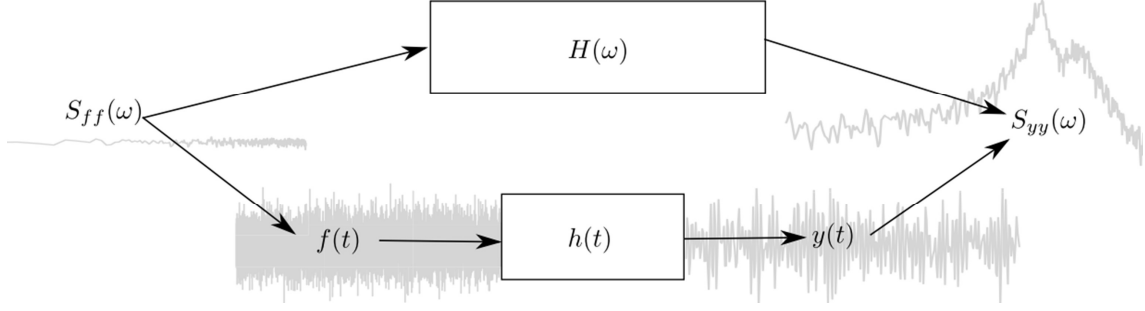


Figura 4.2 – Resposta PSD $S_{yy}(\omega)$ obtida da função de resposta em frequência (caminho superior), e resposta temporal (caminho inferior) (Alkmim; Fabro; De Moraes, 2018).

$$Y(\omega) = H(\omega)X(\omega), \quad (4.7)$$

Considera-se que $x(t)$ e $y(t)$ representam respostas estocásticas, logo precisam ser considerados a partir da teoria probabilística. A correlação de saída relaciona com a correlação de entrada como abaixo:

$$R_{yy}(t_1, t_2) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} h(t_1 - v_1) R_{xx}(v_1, v_2) h^T(t_2 - v_2) dv_1 dv_2, \quad (4.8)$$

nos quais as variáveis v_1 e v_2 podem ser interpretadas como o um atraso do tempo. Quando $x(t)$ é estacionário, $R_{xx}(t_1, t_2)$ dependerá apenas da diferença $\tau = t_2 - t_1$, e então $R_{yy}(t_1, t_2)$ também dependerá apenas de τ . Logo, ao reescrever a Eq.(4.8) mudando as variáveis, tem-se:

$$R_{yy}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} h(v_1) R_{xx}(\tau + v_1 - v_2) h^T(v_2) dv_1 dv_2. \quad (4.9)$$

A transformada de Fourier apresentada na Eq.(4.9) é aplicada considerando os conceitos de PSD, solucionando em:

$$S_{yy}(\omega) = 1/2\pi \int_{-\infty}^{\infty} d\tau e^{i\omega\tau} \int_{-\infty}^{\infty} dv_1 \int_{-\infty}^{\infty} dv_2 h(v_1) h^T(v_2) R_{xx}(\tau + v_1 - v_2), \quad (4.10)$$

$$S_{yy}(\omega) = 1/2\pi \int_{-\infty}^{\infty} dv_1 h(v_1) \int_{-\infty}^{\infty} dv_2 h^T(v_2) \int_{-\infty}^{\infty} D\tau e^{i\omega\tau} R_{xx}(\tau + v_1 - v_2), \quad (4.11)$$

onde, $\int_{-\infty}^{\infty} e^{i\omega\tau} R_{xx}(\tau + v_1 - v_2) d\tau = 2\pi S_{xx}(\omega) e^{i\omega(v_1 - v_2)}$.

Logo,

$$S_{yy}(\omega) = S_{xx}(\omega) \int_{-\infty}^{\infty} h(v_1) e^{i\omega v_1} dv_1 \int_{-\infty}^{\infty} h^T(v_2) e^{i\omega v_2} dv_2 \int_{-\infty}^{\infty} D\tau e^{i\omega\tau} R_{xx}(\tau + v_1 - v_2), \quad (4.12)$$

dessa forma, pela definição da função de impulso, têm-se:

$$S_{yy} = H^*(\omega)H(\omega)S_{xx}(\omega), \quad (4.13)$$

onde H^* é o conjugado da função de transferência.

Como o produto de um número complexo por seu conjugado é igual a sua magnitude ao quadrado, obtêm-se:

$$S_{yy} = |H(\omega)|^2 S_{xx}(\omega). \quad (4.14)$$

Baseando-se na solução acima descrita e a partir da Eq.(4.14), a variância para uma entrada simples é determinada como:

$$\sigma^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} |H(\omega)|^2 S_{xx}(\omega) d\omega, \quad (4.15)$$

que fornece a relação simples e direta entre a entrada e saída do PSD.

4.3 Densidade Espectral - Perfis de Vento

O estudo sobre ventos apresenta uma série de fatores, que devem ser observados. Conhecer o tipo de vento predominante na região em que se quer dimensionar uma estrutura é de alta relevância. Também, ventos podem causar vibrações excessivas em estruturas e o uso de absorvedores dinâmicos podem auxiliar na atenuação destas.

A natureza do vento, as variações geográficas (de relevos), de longas da velocidade do vento, de estação, diurnas, e o conhecimento da turbulência são fatores que caracterizam o vento. A turbulência refere-se as oscilações na velocidade do vento numa escala de tempo relativamente curta, tipicamente inferior a cerca de dez minutos, em outras palavras, é um pico espectral de maior frequência. A intensidade da turbulência depende da rugosidade da superfície do solo e da altura acima da superfície. O espectro de turbulência descreve o conteúdo de frequência das variações da velocidade do vento. De acordo com a lei de Kolmogorov, o espectro deve se aproximar de um limite assintótico proporcional a $n^{5/3}$ em alta frequência (n denota a frequência, em Hz). Esta relação é baseada no decaimento de redemoinhos turbulentos para frequências cada vez mais altas à medida que a energia turbulenta é dissipada como calor. (Burton et al., 2011)

Perfis de ventos podem ser representados por PSDs pois estas excitações possuem carregamentos irregulares além de possuírem características dinâmicas. Com isso, é mostrado, por exemplo, os modelos de PSD para ruído Branco, Kanai-Tajime, Kaimal e Davenport. O ruído branco apresenta um PSD de valor constante que abrange todas as bandas de frequência, enquanto os outros modelos de PSD podem ser considerados como ventos reais por apresentar relevância a rugosidade, alturas, forças do vento entre outros.

Os modelos dos PSDs e as equações que os descrevem são apresentados na Tabela(1). A Figura 4.3 ilustra o comportamento dos perfis de ventos.

Modelo	Power Spectral Density (PSD)
White Noise	$S_{WN}(\omega) = S_0$
Kanai - Tajimi	$S_{KT}(\omega) = \frac{1+4\xi_g^2(\omega/\omega_g)S_0}{1+(\omega/\omega_g)^2+4\xi_g^2(\omega/\omega_g)^2}$
Kaimal	$S_{Kai}(\omega) = \left(\frac{4S_0^2(L_k/v_{hub})}{1+(6\omega(L_k/v_{hub}))}\right)^{5/3}$
Davenport	$S_{Dav}(\omega) = \frac{4\kappa Lv_{hub}^2 \chi}{(1+\chi^2)^{4/3}}$, onde $\chi = \omega L/v_{hub}$

Tabela 1 – Modelos de *Power Spectral Density* (PSD) para Ventos.

Sendo L_k um parâmetro escalar que envolve a altura da estrutura e v_{hub} a velocidade média do vento para o espectro Kaimal. No Davenport κ é o coeficiente de arrasto e L a altura do eixo. Por fim, no modelo Kainai-Tajimi ω_g e ξ_g são respectivamente a frequência e o amortecimento característico.

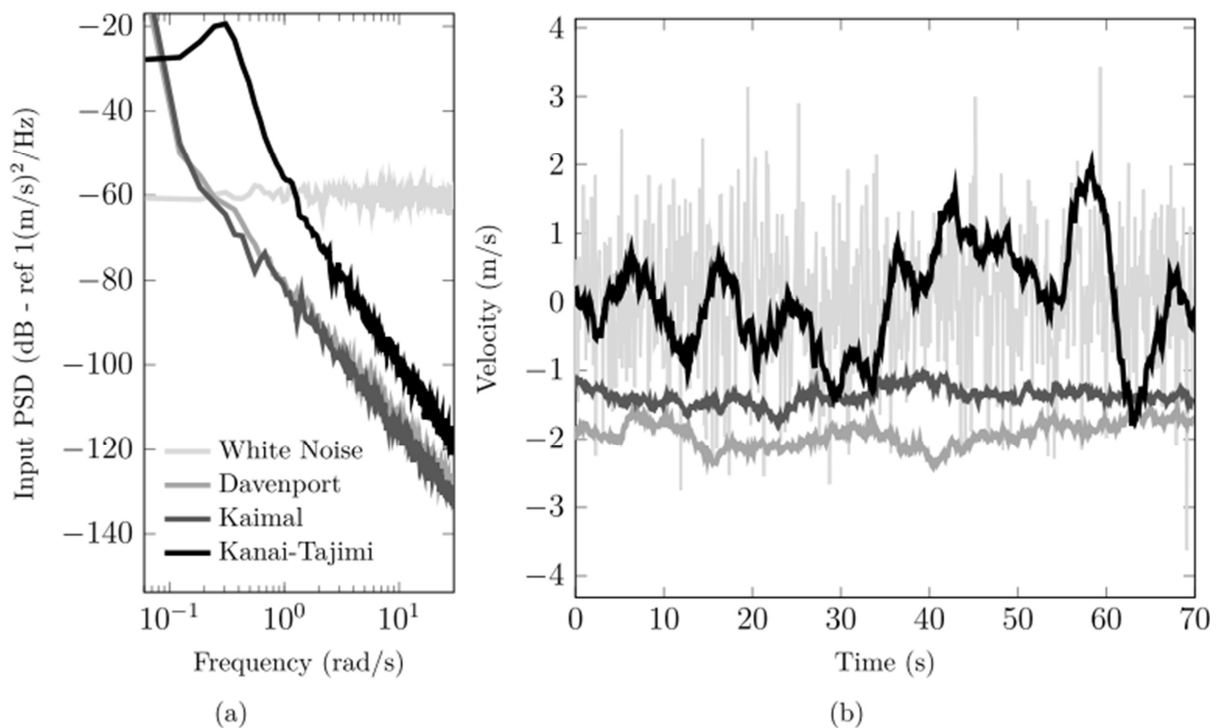


Figura 4.3 – (a) PSD e (b) velocidade média do vento no tempo médio zero para os modelos da Tabela 1. (Alkmim, 2017)

4.4 Mapa de Respostas (Υ)

As respostas de estado estacionário do sistema acoplado 2GDL sob excitação de uma força harmônica ($F = F_0 e^{i\Omega t}$) são fornecidas por:

$$\begin{Bmatrix} u \\ w \end{Bmatrix}^T = \begin{Bmatrix} U_0 \\ W_0 \end{Bmatrix}^T e^{i\Omega t} = \begin{Bmatrix} Z_0 \end{Bmatrix} e^{i\Omega t}, \quad (4.16)$$

Substituindo a Eq. (4.16) na Eq. (3.21) obtêm-se:

$$\left(\begin{bmatrix} \omega_s^2 & 0 \\ 0 & \omega_a^2 \mu \end{bmatrix} + i\Omega \begin{bmatrix} 2\omega_s \xi_s & 0 \\ 0 & c_{eq} \end{bmatrix} - \Omega^2 \begin{bmatrix} 1 + \mu & \alpha\mu \\ \alpha\mu & \mu \end{bmatrix} \right) \begin{pmatrix} Z_0 u \\ Z_0 w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{F_0}{m_s} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (4.17)$$

ou seja,

$$K_d(\Omega) Z_0 = F_0 \rightarrow Z_0 = H(\Omega) F_0, \quad (4.18)$$

onde a matriz dinâmica $K_d(\Omega) = \mathbf{K} + i\Omega\mathbf{C} - \Omega^2\mathbf{M}$ é a função de impedância $H(\Omega) = (K_d(\Omega))^{-1}$. Ao dividir $K_d(\Omega)$ por ω_s^2 denotam-se a razão de frequência $r = \Omega/\omega_s$ e a razão de sintonização γ , conforme Eq. (3.27). Com isso, a resposta dinâmica máxima $U_o(r)$ da estrutura principal é dada por:

$$\max(U_0) = f(\gamma, \mu, \alpha, \xi_s, \xi_w, F_0, r), \quad (4.19)$$

na qual a resposta é função dos parâmetros adimensionais de razão de massa μ , razão de aspecto α , razão de sintonização γ , amortecimento estrutural ξ_s e fluido ξ_w , e amplitude da força de excitação F_0 para vários valores de razão frequência r . No caso de excitações estocásticas, esta análise da resposta dinâmica máxima deve ser feita analisando a variância de deslocamento σ_u^2 , mostrada na Eq(4.15).

Estruturas delgadas têm baixas razões de amortecimento. Para o pior cenário, supõe-se que não haja amortecimento estrutural ($\xi_s = 0$). Colheirinhas (2015) explorou um estudo de otimização para o Absorvedor de Massa Sintonizado (AMS), concluiu que o amortecimento do absorvedor não tem influência direta na configuração das razões de massa μ e de sintonização γ , apenas na resposta de amplitude σ_u^2 . Portanto, espera-se que ocorra similaridades no caso de ACLS, ou seja, o amortecimento do fluido pode não ter uma influência considerável no design ACLS.

A partir da Equação (4.19), a resposta de deslocamento dinâmico foi obtida por $U_0/F_0 = f(\mu, \gamma, r)$, dada uma razão de aspecto α constante, $\forall r$. Assim, um mapa de resposta Υ é definido como variância de deslocamento σ_u^2 para uma dada combinação de μ e γ para um valor constante de α . A elaboração do mapa pode ser descrita da seguinte forma:

$$\Upsilon : \mathbb{R} \times \mathbb{R} \times \mathbb{R} \longrightarrow \mathbb{R}$$

$$(\mu, \gamma, \alpha \doteq \bar{\alpha}) \longrightarrow \sigma_u^2 = 2 \int_0^{\Delta\Omega} H^* S_{xx} H d\Omega,$$

onde a integral de variância de deslocamento é definida para o intervalo $[0, \Delta\Omega]$ maior quanto possível para permitir sua determinação em um tempo de computação viável.

A meta de minimização é encontrar combinações (μ, γ) que resultem na amplitude mínima da resposta dinâmica do sistema principal. A presente abordagem pode determinar os parâmetros ótimos do sistema acoplado (estrutura principal + ACLS) sujeitos a excitação aleatória com um espectro de banda larga, por exemplo, em ações de vento. O fluxograma apresentado na Fig. 4.4 apresenta o processo de construção do mapa de respostas para as duas abordagens estudadas. Vale salientar, que cada combinação de μ, γ e ξ_a é responsável por um ponto no mapa de respostas.

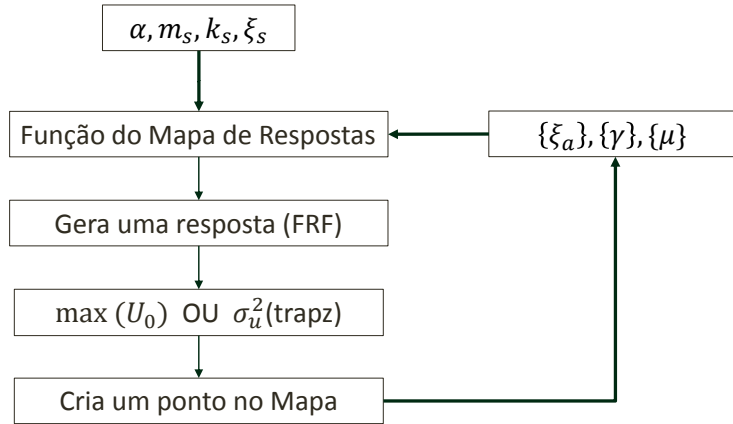


Figura 4.4 – Fluxo para construção o mapa de respostas.

Para comparar os dois métodos propostos, $\max(U_0)$ e σ_u^2 , para encontrar a região de maior amplitude, é suposta uma excitação de ruído branco, ou seja, S_{xx} tem um valor constante, logo não dependente de ω :

$$\sigma_u^2 = 2S_{xx} \int_0^{\Delta\Omega} |H|^2 d\Omega. \quad (4.20)$$

Além disso, a Equação (4.20) é obtida a partir da Eq. (4.15).

A Figura 4.5 apresenta o deslocamento típico de FRF (Função de Resposta em Frequência) da estrutura principal $H_u(\Omega)$ acoplada ao absorvedor para as duas abordagens: com o máximo da amplitude de deslocamento U_0 e com a consideração da resposta com a área da integral da Eq. 4.20. Nota-se que a área abaixo da reta $\max(U_0)$ é maior que a resposta da integral de σ_u^2 . A variância do deslocamento é proporcional ao $\max U_0(r)$, ou seja, $(\sigma_u^2 \propto \max(U_0))$. Então, o mínimo do deslocamento da variância ($\min(\sigma_u^2)$) é obtido com a mesma combinação de (μ, γ) necessária para a outra abordagem: o mínimo de $\max(U_0(r))$.

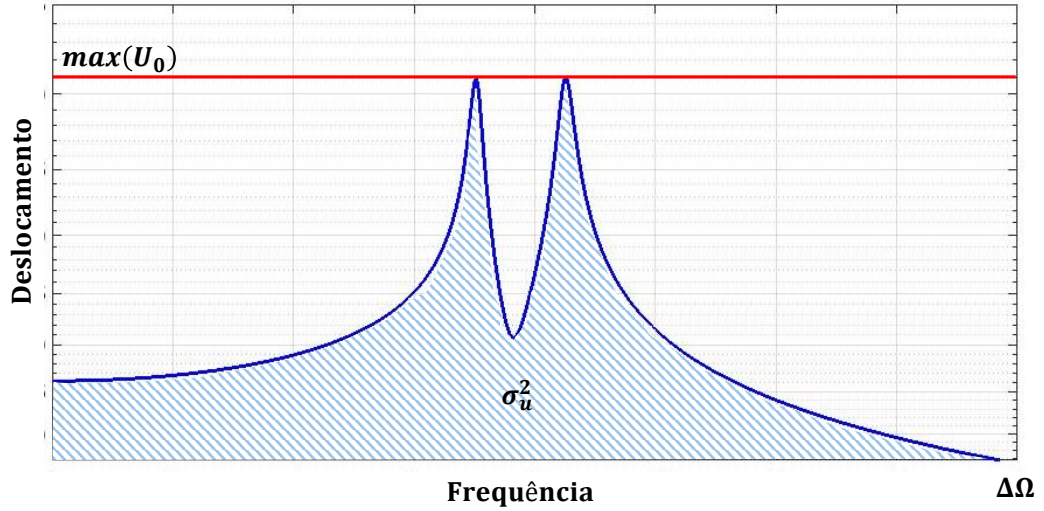


Figura 4.5 – Função de deslocamento da frequência de resposta $H_u(\Omega)$ em função da frequência Ω para sistema mecânico acoplado (sistema principal + ACLS) para duas abordagens $\max(U_0)$ e σ_u^2 .

4.5 Validação do Mapa de Respostas

Yalla; Kareem (2000) obtêm os parâmetros ótimos de um sistema ACLS acoplado à estrutura submetidos a um ruído branco. Para o caso de estruturas principais sem amortecimento ($\xi_s = 0$) e após manipulações impostas pelos autores, são apresentadas as seguintes equações:

$$\gamma_{opt} = \frac{\sqrt{1 + \mu(1 - \frac{\alpha^2}{2})}}{1 + \mu}, \quad (4.21)$$

$$\xi_{opt} = \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2\mu(\alpha^2 \frac{\mu}{4} - \mu - 1)}{\alpha^2 \mu^2 + \alpha^2 \mu - 4\mu - 2\mu^2 - 2}}, \quad (4.22)$$

onde γ_{opt} é o parâmetro ótimo para a razão de sintonização entre as frequências e ξ_{opt} é o parâmetro ótimo para a razão de amortecimento do absorvedor. A Figura 4.6 mostra os parâmetros ótimos da razão de amortecimento ξ_{opt} em função das razões de massa μ , Eq. (4.22). Por outro lado, a Fig. 4.7 apresenta o comportamento da Eq. (4.21) para as variações de μ . De fato, há uma dependência da relação de μ e α com os parâmetros ótimos (ξ_{opt} e γ_{opt}). Dessa forma, espera-se que os resultados ótimos encontrados nos mapas propostos, comportem-se de maneira semelhante ao exposto na Figura 4.6 e 4.7.

Trabalhos recentes apresentam resposta com parâmetros adimensionais ao analisar um pêndulo, nos quais os resultados mostram-se favoráveis. Além disso, um modelo mais apurado de um pêndulo invertido foi otimizado e as soluções foram propícias para dar segmento aos estudos (Colheirinhas, 2015; Bernardes, 2018).

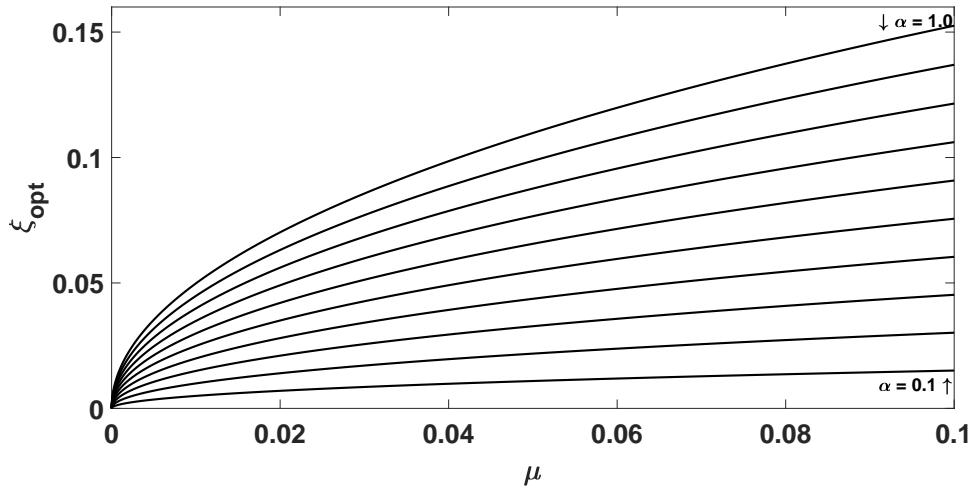


Figura 4.6 – Razão de Amortecimento Ótimo (ξ_{opt}) em função da razão de massa (μ) para diversos valores de razão de aspecto (α) - Eq. (4.22).

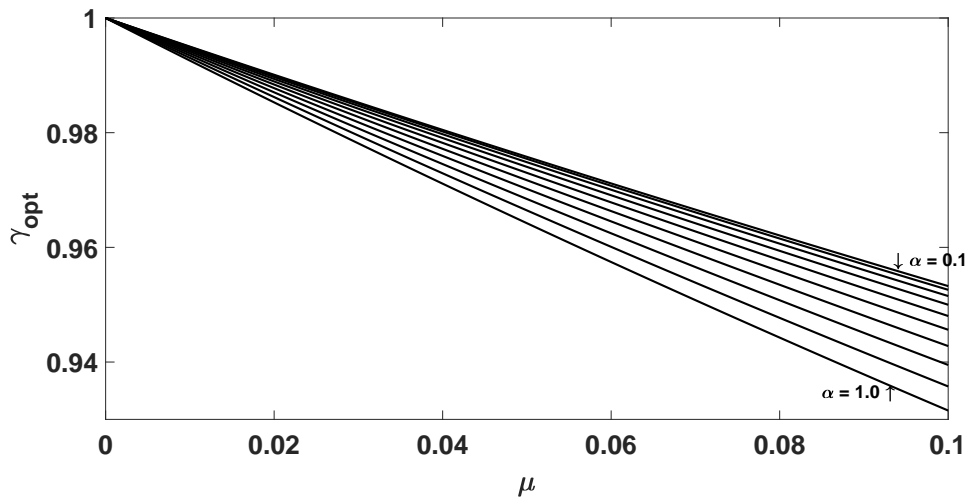


Figura 4.7 – Razão de Frequência Ótima (γ_{opt}) em função da razão de massa (μ) para diversos valores de razão de aspecto (α) - Eq. (4.22)

4.5.1 Estudo de Turbina Eólica

Alkmim; Fabro; De Moraes (2018) realizaram o estudo numérico para uma turbina eólica reduzida a 1GDL cujos parâmetros $k_{t_s} = 470685N/m$, $m_{t_s} = 34975kg$, $\xi_s = 0$, descritos como rigidez, massa e razão de amortecimento, respectivamente. O ACLS utilizado nas investigações tem uma razão de aspecto (α) fixada como 0,80. Logo, são apresentados estudos de mapas de respostas com soluções para as duas abordagens apresentadas na Figura 4.5.

PSD Ruído Branco (S_{WN})

O primeiro método abordado utiliza a resposta da integral da Eq.(4.20) via regra do trapézio (comando Matlab *trapz*), conforme Fig. 4.8a. O segundo método busca encontrar

o valor máximo de deslocamento na FRF ($\max(H_u(\Omega))$) e é apresentado na Fig. 4.8b. A partir dos mapas, busca-se encontrar os parâmetros ótimos do ACLS para a estrutura em estudo. Logo, são propostas as validações dos resultados dos mapas com as soluções da literatura nas Equações (4.21) e (4.22). Estas comparações são ilustradas nas Figuras 4.9 e 4.10.

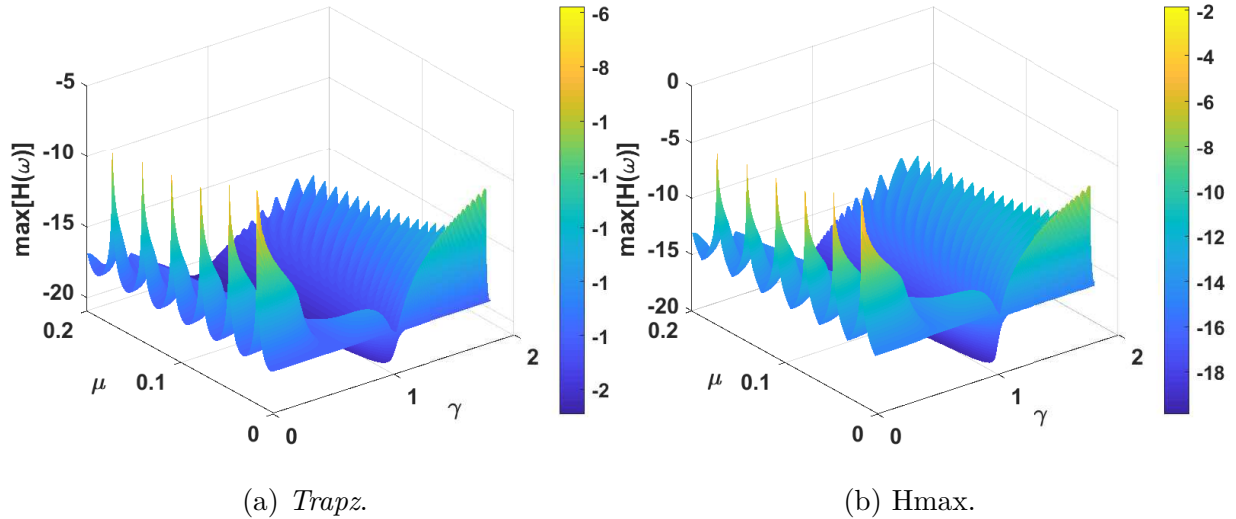


Figura 4.8 – Mapa de Respostas (Υ) para PSD tipo Ruído Branco com $\alpha = 0.8$ e $\xi_s = 0$.
(a) Método 1: Regra do trapézio (trapz) e (b) Método 2: Hmax.

Na Figura 4.9, é apresentada uma combinação ótima de razão de sintonização γ e razão de massas μ no mapa de respostas que atenuam $H_u(\Omega)$ para as duas abordagens estudadas com uma comparação obtida com uma grade no mapa de respostas de discretização de 100×100 e utilizando uma razão de amortecimento analítica para o fluido ξ_{opt} (Eq. 4.22) ou um ξ automatizado por uma técnica de procura de minimização (*searched* ξ). É possível perceber que os resultados mostram a influência do valor ótimo de amortecimento do absorvedor $\xi_{w,opt}$.

A Figura 4.10 compara os resultados obtidos técnicas de busca automatizada do ξ (*searched* ξ) com a solução analítica da Eq. (4.22).

É observado que os valores ótimos obtidos pela Eq.(4.20) mostram um bom ajuste com a solução analítica e que as abordagem com a busca do ($\max(H_u(\Omega))$) apresentam-se mais distante da solução analítica.

PSD Kaimal (S_{Kai})

Embora o espectro de ruído branco cubra uma ampla faixa de frequência com um valor constante, outros tipos de espectro de banda larga podem representar fisicamente os perfis de vento. Um modelo é o espectro de Kaimal descrito pela Equação indicada na Tabela 1. Os parâmetros da equação são: $L_k = 340.2$ e $v_{hub} = 16m/s$, sendo o primeiro associado a altura da turbina e o segundo a velocidade do vento.

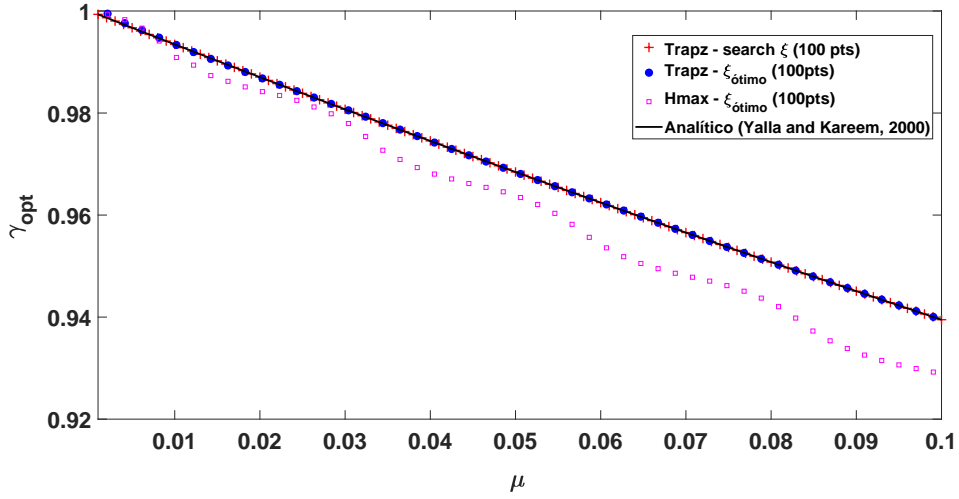


Figura 4.9 – Valores ótimos de razão de massas μ e razão de frequências γ para minimizar respostas sujeitas a um excitação do tipo ruído branco ($\alpha = 0.80$) (Yalla; Kareem, 2000)

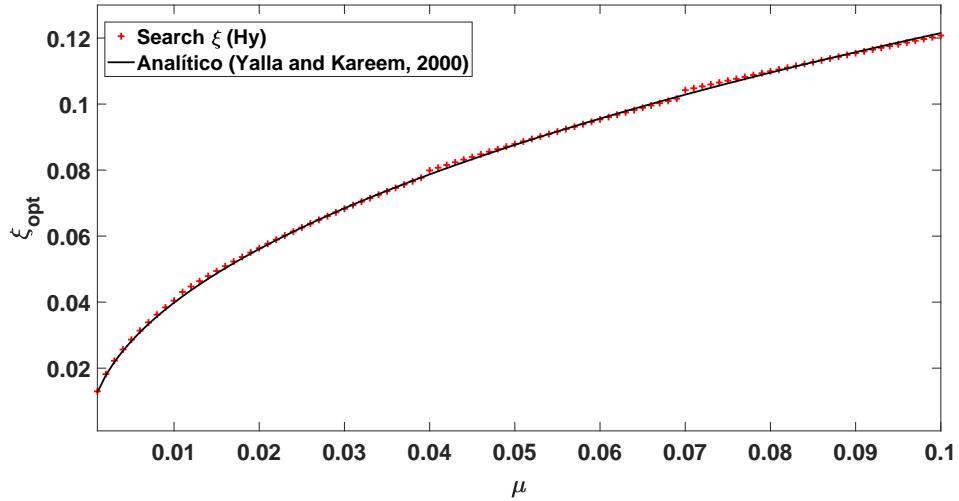


Figura 4.10 – Valores ótimos de razão de massas μ e razão de amortecimento ξ para minimizar respostas sujeitas a um excitação do tipo ruído branco ($\alpha = 0.80$) (Yalla; Kareem, 2000)

O mapa de respostas deste espectro é apresentado nas Figuras 4.11a e 4.11b para a abordagem da variância com o uso da regra do trapézio (*trapz*), já que esta abordagem mostra-se mais coerente a resposta analítica comparada anteriormente.

Na Figura 4.12, os valores ótimos de razão de massas μ e razão de frequência γ são exibidos correspondentes a variação da razão de amortecimento ξ_w . Primeiramente, é apresentado o resultado para a busca automatizada (*searched* ξ) seguido de outro teste com valor constante $\xi = 0,3$. Por fim, compara-se estas soluções ao resultado numérico de Alkmim; Fabro; De Moraes (2018), demonstrando bons resultados. A curva da solução analítica é identificada a fim de comparar a diferença da resposta com a aplicação de diferentes carregamentos visto que esta solução proposta na Eq. 4.21 é feita para estudos com ruído branco.

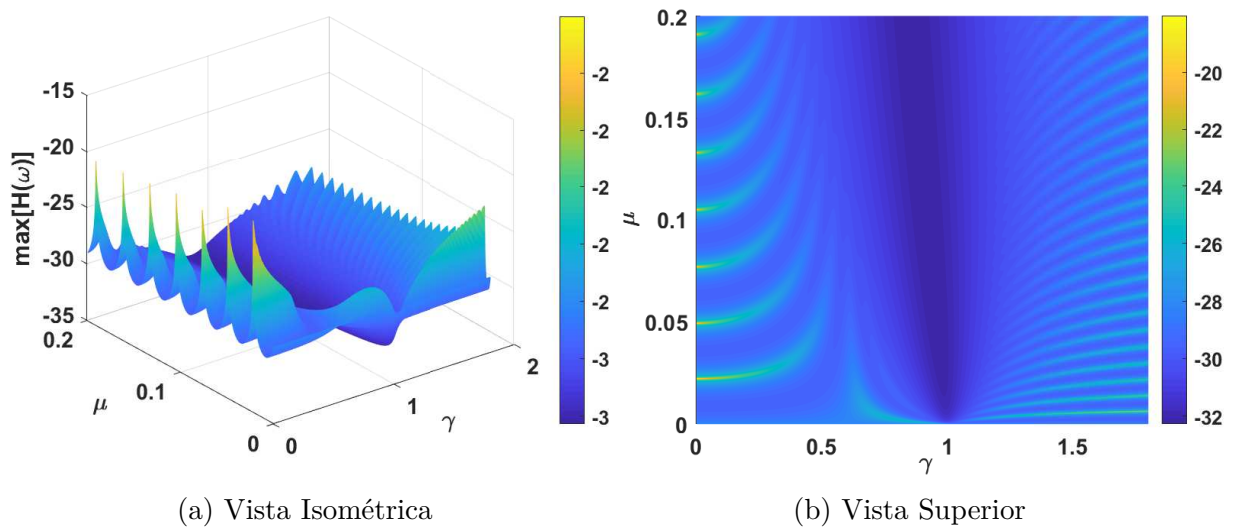


Figura 4.11 – Mapa de Respostas para o espectro PSD Kaimal com $\alpha = 0.8$. Método 1: Trapz (4.11a) Vista Isometrica e (b) Vista Superior

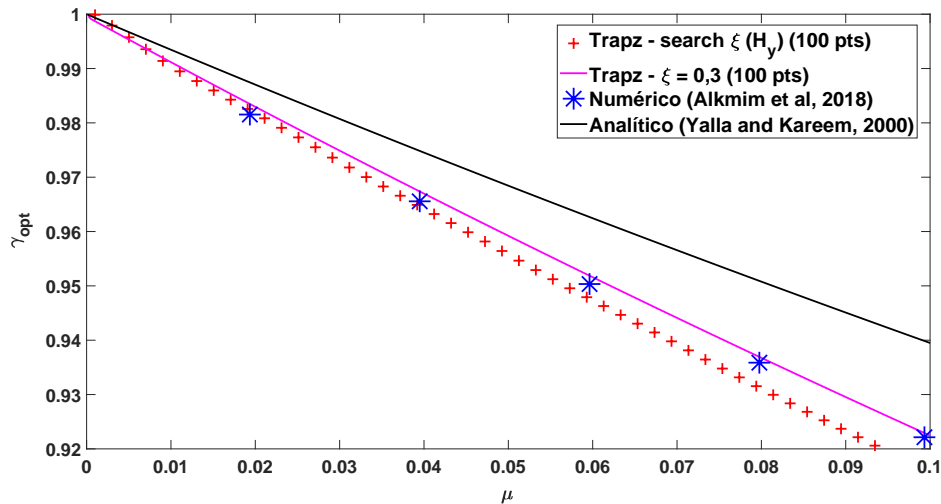


Figura 4.12 – Valores ótimos de razão de massas μ e razão de frequências γ para minimizar respostas sujeitas a um excitação do tipo Kaimal comparado com (Alkmim; Fabro; De Moraes, 2018) ($\alpha = 0.80$) (Yalla; Kareem, 2000)

A solução da Fig. 4.13 mostra a relação dos ξ_{opt} com a razão de massa (μ) em comparação com a solução analítica. Como mostrado em Alkmim; Fabro; De Moraes (2018), o amortecimento é menos sensível a uma mudança de excitação estocástica. Além disso, a relação de sintonia mostra uma diferença com a literatura inferior a 1% que poderia ser melhorada com um aumento na discretização do mapa de respostas.

Este exemplo prático realiza uma otimização paramétrica usando mapas de resposta para obter parâmetros ótimos de ACLS para várias excitações estocásticas arbitrárias. Primeiramente, os parâmetros ótimos de ACLS acoplados à estrutura principal, utilizando mapas de resposta sujeitos ao espectro de ruído branco, foram comparados com a solução analítica. Finalmente, o mesmo procedimento foi reproduzido para obter um parâmetro ideal para uma excitação estocástica do vento (espectro Kaimal), usando uma técnica de

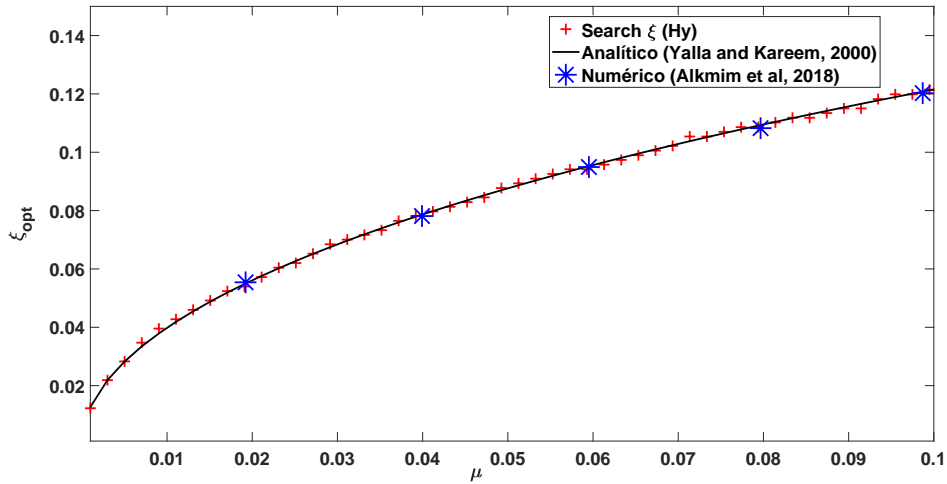


Figura 4.13 – Valores ótimos de razão de massas μ e razão de frequências ξ para minimizar respostas sujeitas a um excitação do tipo Kaimal comparado com (Alkmim; Fabro; De Morais, 2018) ($\alpha = 0.80$) (Yalla; Kareem, 2000)

otimização paramétrica, chamada de resposta do mapa.

Este Capítulo apresenta uma teoria de otimização que permite identificar os parâmetros ótimos do ACLS para excitações estocásticas arbitrárias: ruído branco e espectro Kaimal. As forças de amortecimento ocorrem devido à oscilação da massa líquida com um deslocamento de fase em relação ao movimento da estrutura principal. Este movimento tem uma particularidade não linear no amortecimento do fluido, e a linearização já foi previamente apresentada no Capítulo 3.

Os parâmetros ótimos são estabelecidos para ocorrer no vale do mapa de resposta. Nesta área são observados os valores de μ e γ para um específico α e ξ_a . Os resultados da melhor região se encaixam com os resultados esperados pela literatura (Alkmim; Fabro; De Morais, 2018; Yalla; Kareem, 2000). Além disso, quando a estrutura está sujeita a ruído branco, os resultados mostram grande dependência do amortecimento do fluido (ξ_a) entre os parâmetros ótimos. No caso H_{max} , é demonstrado que o método não mostra a precisão esperada.

Para o espectro de ruído branco, os valores ótimos da razão de frequência γ e da razão de massa μ obtidos mostram uma precisão razoável em comparação com a solução analítica (Yalla; Kareem, 2000). Com esta validação realizada, obtêm-se os valores ótimos (γ, μ) para o espectro de vento Kaimal. Estes valores ótimos paramétricos são comparados com (Alkmim; Fabro; De Morais, 2018) com uma boa aproximação.

5 Metodologia Experimental

Nesta seção, são apresentados os materiais e meios utilizados no desenvolvimento experimental deste trabalho. Os testes experimentais foram realizadas no Laboratório de Dinâmica da Universidade de Brasília, UnB. Este estudo integra aos trabalhos experimentais do Grupo de Dinâmica de Sistemas (GDS), que abordam estudos com o ACLS(Alkmim, 2017) e o Amortecedor de Massa Sintonizado do tipo Pêndulo Invertido (AMSPI) (Bernardes, 2018).

5.1 Estrutura

A estrutura em estudo pode ser considerada como um modelo reduzido de edificação. É composta por dez módulos ligados por quatro barras com dimensões apresentadas na Fig. (5.1). O material é o aço SAE 1020 (espessura 6,3 mm) com módulo de Young E igual a 205 GPa e peso específico ($\gamma_{aço}$) igual a 7870 kg/m³.

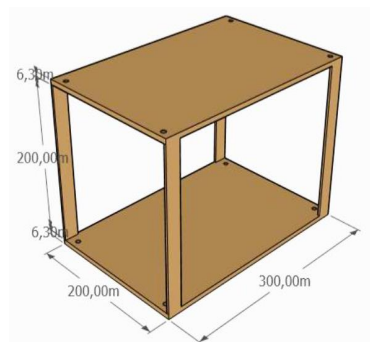


Figura 5.1 – Dimensões reais do módulo utilizado para construção da estrutura.

A Figura 5.2 exibe a estrutura com seus módulos parafusados e sua altura final é de 2,12 metros com uma esbeltez aproximadamente de 1:10. As massas adicionais acopladas nos últimos três andares da estrutura foram necessárias para atingir a frequência requerida para este estudo, uma vez que ACLS possuem ótima performance em sistemas operando em baixas frequências. Cada massa possui 20 kg, totalizando um conjunto de massa adicional total de 120 kg.

A estrutura foi previamente analisada por Bernardes (2018), cuja massa total equivale a 56,935 kg, porém, devido as massas adicionais, a estrutura é definida com



Figura 5.2 – Modelo estrutural com massas acopladas.

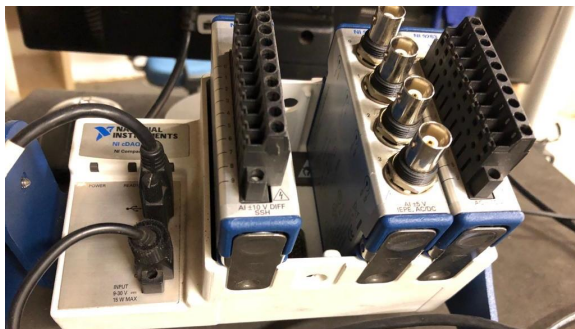
uma massa total de 176,935 kg. A Tabela 2 exibe as massas da estrutura estudada em cada andar, sem o acréscimo das massas adicionais. No presente trabalho realiza-se a identificação do amortecimento estrutural via coleta de dados em vídeo e ajuste de curva via Cftool.

Tabela 2 – Propriedade de massa da estrutura considerada (Bernardes, 2018)

<i>Andar</i>	<i>kg</i>
1 ^o	5,983
2 ^o	6,009
3 ^o	6,046
4 ^o	6,023
5 ^o	6,022
6 ^o	5,978
7 ^o	5,980
8 ^o	6,002
9 ^o	5,968
10 ^o	2,924

A Figura 5.3 apresenta o *setup* dos testes experimentais realizados. Para a aquisição de dados, foi utilizada a placa da NI9234 (*National Instruments*), conforme apresentada na Fig. Fig.5.3a, conectada ao acelerômetro a célula de carga. Os sinais da respostas da estrutura são coletados pelo acelerômetro de modelo 626B03 (*Low Frequency PCB*®) posicionado no topo da estrutura, como indicado na Fig. 5.3b. Nos testes de vibração

forçada, foi utilizado um excitador que é composto por duas partes como mostra a Fig.5.3c. A primeira (1) tem por finalidade movimentar a estrutura e a segunda (2), calibrar a frequência de entrada. Na Figura 5.3d, são mostradas as peças utilizadas para realizar o deslocamento na estrutura. Conectado ao excitador há uma corda (1) fixada a uma mola (2) e um gancho(3) preso na célula de carga modelo 208C01 (*Low Frequency PCB*®) (4) que mensura a intensidade da força. Para o deslocamento da estrutura a partir da força de entrada, a célula de carga é fixada a uma haste acoplada a estrutura(5), por um parafuso (6). Logo, quando o excitador causa um deslocamento ele movimenta todos os equipamentos até deslocar a haste, que conseqüentemente desloca a estrutura.



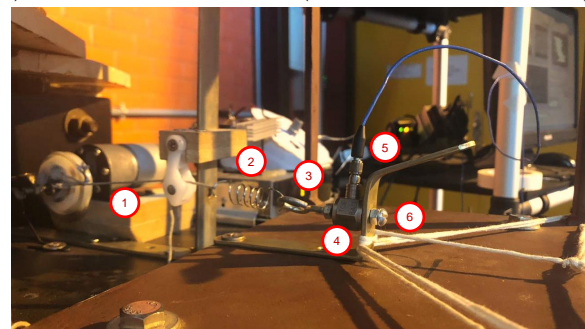
(a) Placa NI9234 (*National Instruments*)



(b) Acelerômetro 626B03(*Low Frequency PCB*®)



(c) Excitador



(d) Sistema que liga estrutura ao excitador

Figura 5.3 – Instrumentação utilizada no experimento - Parte I.

Na Figura 5.4, é mostrada a configuração do experimento de forma global, onde é possível identificar o local no qual é aplicada a força na estrutura (A). Este ponto é localizado a meia altura, no quinto andar, e recebe um sinal do excitador. O excitador é responsável por emitir um sinal de comportamento harmônico. É mostrado o computador utilizado no experimento com *software LabView* (B). Já nos ensaios de vibração livre, é dado um deslocamento inicial na haste fixa a estrutura, conforme apresentado na Fig. 5.3d (5), com isso, o único instrumento utilizado para adquirir o sinal é o acelerômetro fixado no topo.

Os *softwares* utilizados na aquisição e processamento dos dados: *LabView* (Fig. 5.5) emite os sinais da estrutura, logo é possível obter informações da estrutura, tais como, amplitude de deslocamento e força, diferença de fase e os curvas de Lissajous. Por outro lado, alguns dados são coletados por vídeos com uma câmera digital aparelho celular com capacidade de 60 *frames per second* (fps) fixada por um tripé. Na Figura 5.6, é

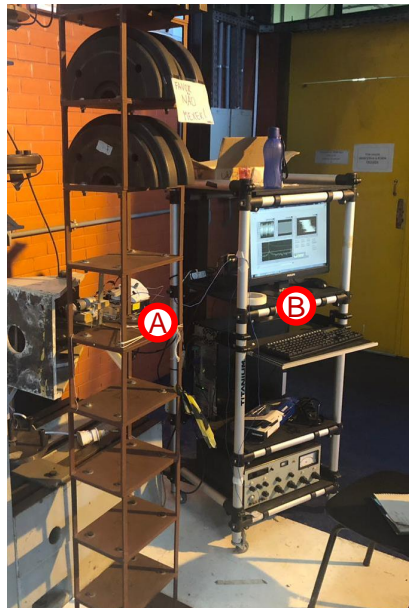


Figura 5.4 – Instrumentação utilizada no experimento - Parte II.

mostrado o *software* Livre CvMob que foi utilizado para capturar as trajetórias dos vídeos, e, posteriormente, esses dados foram processados pela *toolbox* do *MATLAB®Cftool* (Fig. 5.7). A qualidade do ajuste é definida por um índice de confiança calculado com base na curva gerada e nos pontos experimentais. Este valor é chamado de índice de confiança (R^2). Quanto mais perto o valor encontra-se de 1, mais a curva ajustada pela equação de referência se aproxima dos pontos da amostra experimental.

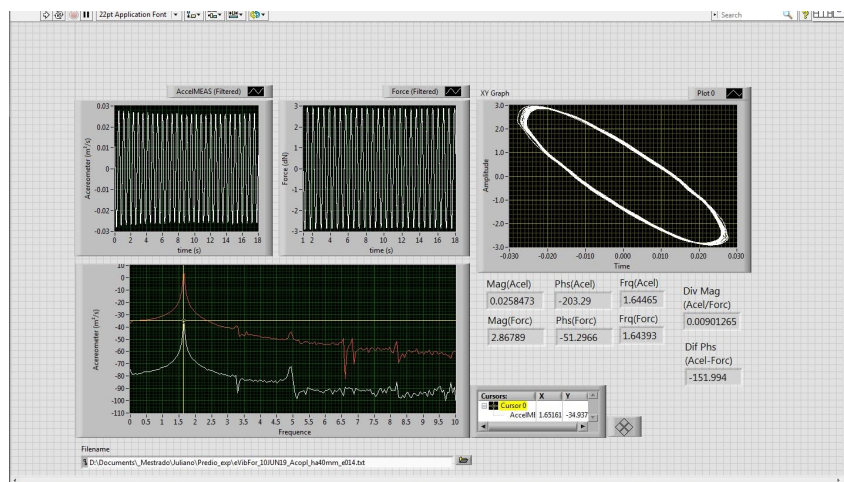


Figura 5.5 – Plataforma do *software* LabView.

Na identificação dos sinais feitas a partir *toolbox* Cftool é esperado que o sistema responda a uma senoide amortecida, com isso a trajetória identificada é ajustada a partir da seguinte Equação:

$$x(t) = ae^{-bt} \sin(ct + d) + e, \quad (5.1)$$

nas quais, as constantes a , b , c e d correspondem aos coeficientes de ajuste. Logo, é possível

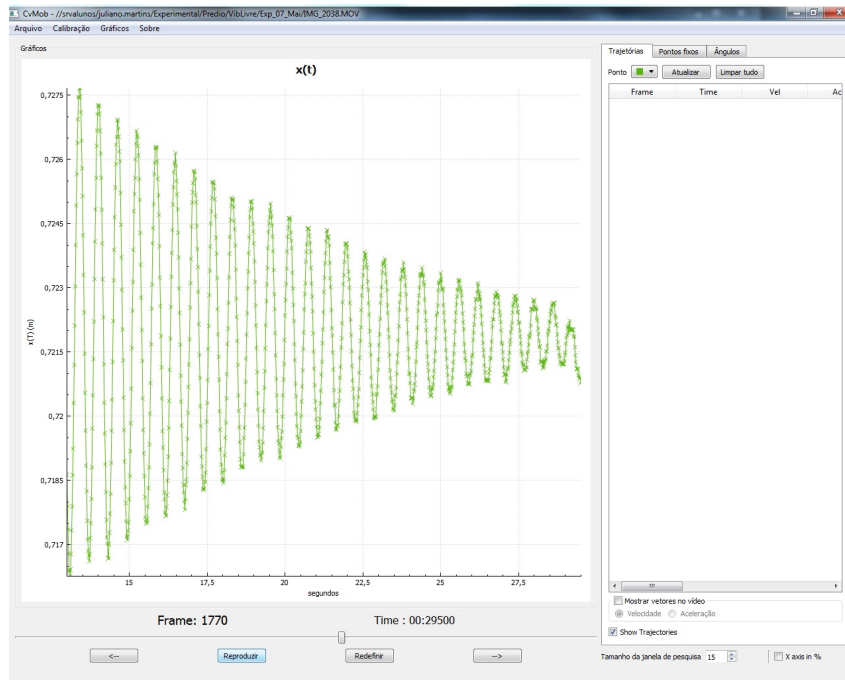


Figura 5.6 – Plataforma *Software CbMob*.

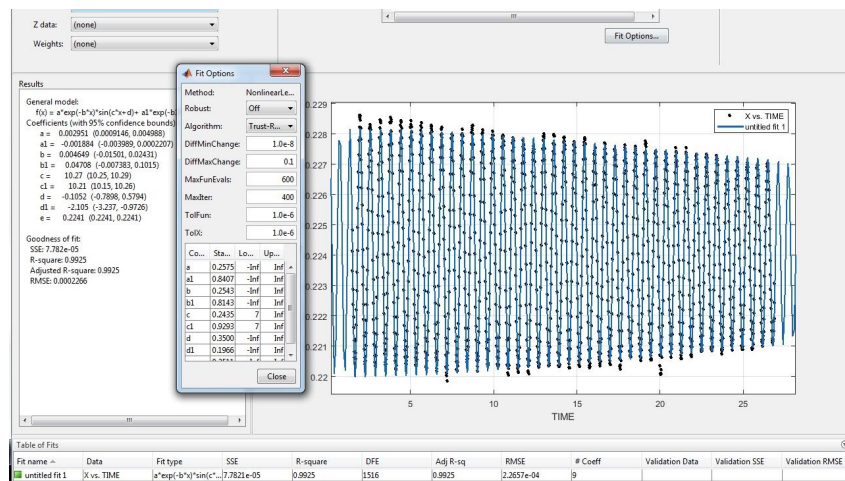


Figura 5.7 – Plataforma *toolbox Cftool - Matlab*.

obter a frequência ω_s e a razão de amortecimento ξ_s :

$$\omega_{exp} = ac^2 + b^2, \quad (5.2)$$

$$\xi_{exp} = \frac{b}{\omega}. \quad (5.3)$$

5.2 Absorvedor de Coluna Líquida Sintonizada

O equipamento ACLS foi construído a partir de um reservatório de vidro retangular, com espessura de 3 mm e formato de "U", que foi dividido com poliestireno estendido

(isopor). A Figura 5.8 mostra as medidas de projeto do absorvedor bem como a indicação do local do preenchimento de modo a obter o formato de "U" do ACLS (hachura), pela inserção do isopor, neste caso. O equipamento construído é apresentado na Fig. 5.9.

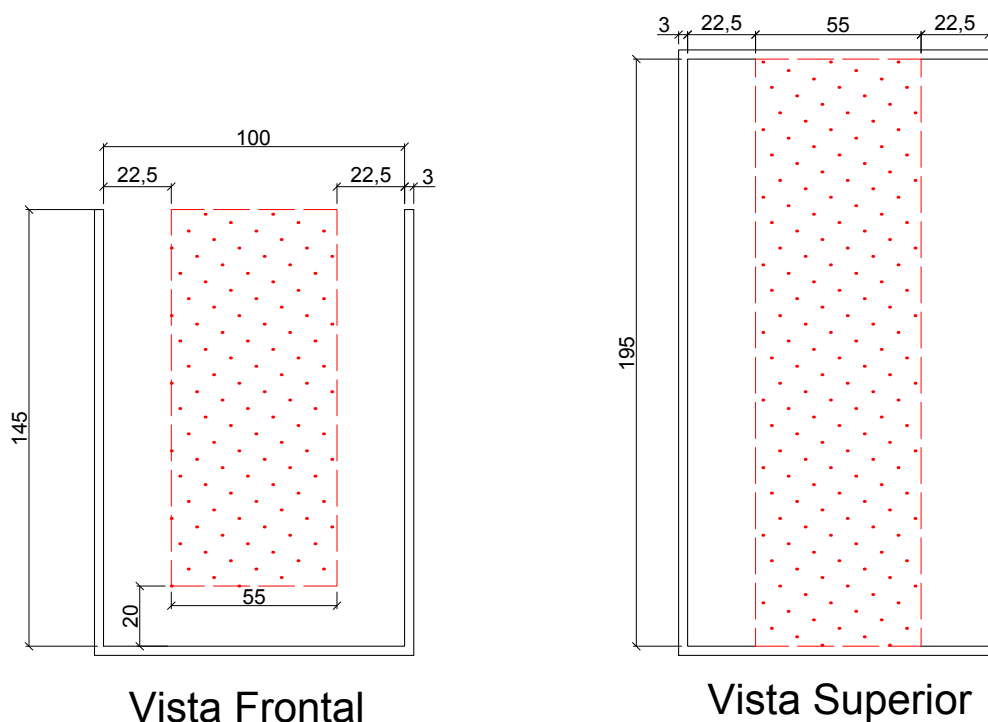


Figura 5.8 – Dimensões geométricas de projeto do ACLS

As medidas são identificadas a partir de análises previamente realizadas na busca de um ACLS que obtenha sintonização com a estrutura. Logo, o ACLS deve ser capaz de ter a sua frequência natural abrangendo a frequência natural da estrutura. No próximo capítulo é abordado a definição da altura ótima de fluido para o ACLS sintonizar-se com a estrutura experimental. Ademais, de forma a capturar o movimento da coluna de água no ACLS, fez-se o uso de uma boia limitada a deslocar-se apenas no sentido vertical da



(a)



(b)

Figura 5.9 – ACLS Experimental (a) vista frontal e (b) vista lateral.

coluna de água. Sendo assim, a boia instalada flutua na superfície do fluido reproduzindo seu deslocamento. O aparato pode ser identificado na Fig. 5.9.

A identificação dos parâmetros do absorvedor ocorre por vibração livre a partir de um deslocamento inicial em uma base a qual o ACLS está apoiado. A partir deste deslocamento, é realizada a captura do vídeo seguida da análise do resultado por ajuste de curva a partir da Eq.(5.1), como demonstra o esquema proposto na Fig. 5.10.

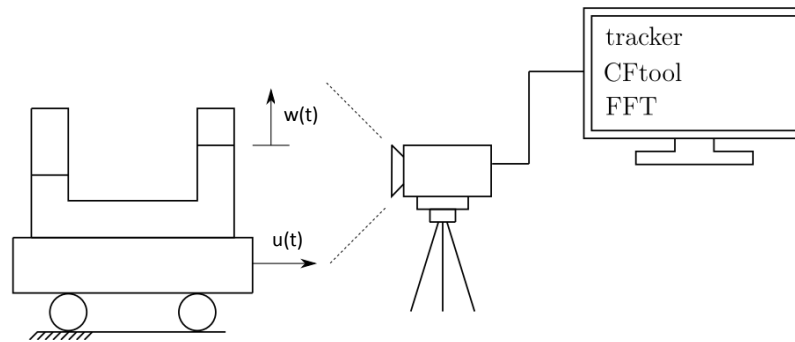


Figura 5.10 – Representação Esquemática do Procedimento Experimental do ACLS (Alk-mim, 2017)

O fluido utilizado nos experimentos foi a água. Foram repetidos os testes para várias alturas de coluna de fluido (H') no absorvedor, de 5mm a 110mm. Logo, as frequências experimentais do absorvedor foram identificadas.

5.3 Sistema Acoplado

São realizados testes em um sistema acoplado, apresentados na Fig. 5.11, com o intuito de observar a eficácia do absorvedor em reduzir as amplitudes da estrutura, sob vibração livre e forçada, conforme metodologia descrita neste Capítulo. As investigações foram feitas para várias colunas de H' . A partir disto, é possível identificar uma altura ótima para a sintonização do ACLS com a estrutura. Estes resultados são expressados no próximo capítulo.

5.4 Observações Finais

A estrutura e o absorvedor foram apresentados e caracterizados separadamente. O próximo capítulo apresenta os resultados obtidos nos experimentos. O estudo também tem como finalidade apresentar a escolha de parâmetros ótimos pelos mapas de respostas previamente definidos.



(a)



(b)

Figura 5.11 – Sistema acoplado: (a) vista geral do sistema e (b) detalhe da posição do ACLS.

6 Resultados

Neste capítulo, serão apresentados os resultados experimentais e numéricos obtidos. A eficácia do absorvedor é mostrada quanto à diminuição da amplitude de resposta do sistema principal. Também, buscou-se otimizar o absorvedor para a estrutura experimental.

Após a escolha e caracterização dos equipamentos, foram feitos testes tanto em vibração livre como em vibração forçada. A estrutura foi ensaiada de maneira acoplada e desacoplada. Os resultados encontrados foram verificados com soluções numéricas.

6.1 Identificação da Estrutura Principal

De início, é realizada a identificação de parâmetros da estrutura, onde procuram-se encontrar, a partir de uma implementação de vibração livre, a frequência natural, e também a razão de amortecimento. Para isto, aplica-se um deslocamento inicial sobre a estrutura, nos quais os dados são adquiridos por um período de 20 segundos.

Pode-se observar na Fig. 6.1 as frequências naturais da estrutura equipada com as massas adicionais a partir da FRF. Também são apresentados o sinal de fase e o sinal temporal. Percebe-se que o primeiro pico ocorre com a frequência de aproximadamente 1.62 Hz. Outros testes foram realizados, e observou-se o valor médio dos experimentos, com a primeira frequência da estrutura de 1,62Hz. Além disso, as duas próximas frequências naturais da estrutura são identificadas como 3,03 Hz e 5,11 Hz.

De modo a comparar os resultados experimentais, e com base nos estudos de [Pippi et al. \(2019\)](#), foi realizado, também, uma análise numérica da estrutura experimental através do *software* SAP2000. Os modos de vibração numéricos estão representados na Fig. 6.2. Logo ao comparar os resultados das frequências numéricas (Fig. 6.2) e experimentais (Fig. 6.1) estes se mostram coerentes. É importante ressaltar que nos resultados numéricos é considerado um engaste na base da estrutura, o que não se pode afirmar totalmente no ensaio experimental.

No cálculo do amortecimento, a identificação foi realizada através de vídeo feito por câmera de aparelho celular e analisada através da coleta da trajetória do sinal pelo *software* CvMob. Foram gravados vídeos da estrutura submetidas a vibração livre preservando ao máximo a intensidade do deslocamento inicial. Por fim, foi realizada a média dos valores

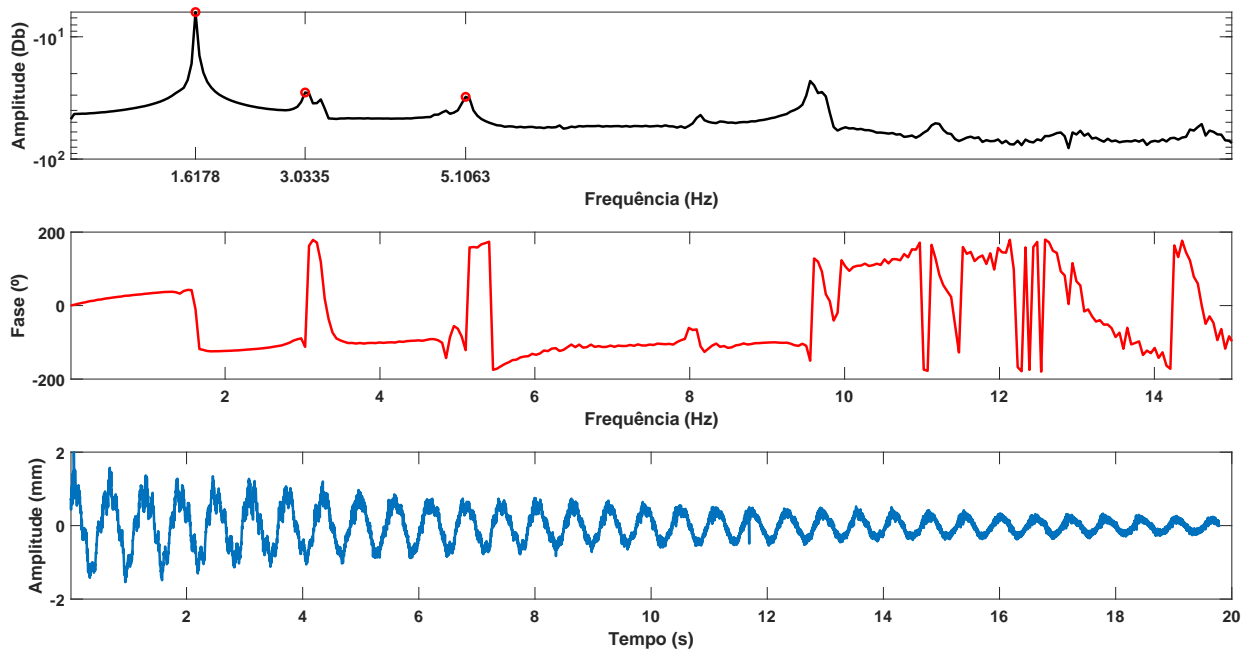


Figura 6.1 – Resposta da Estrutura a Vibração Livre com um Deslocamento Inicial

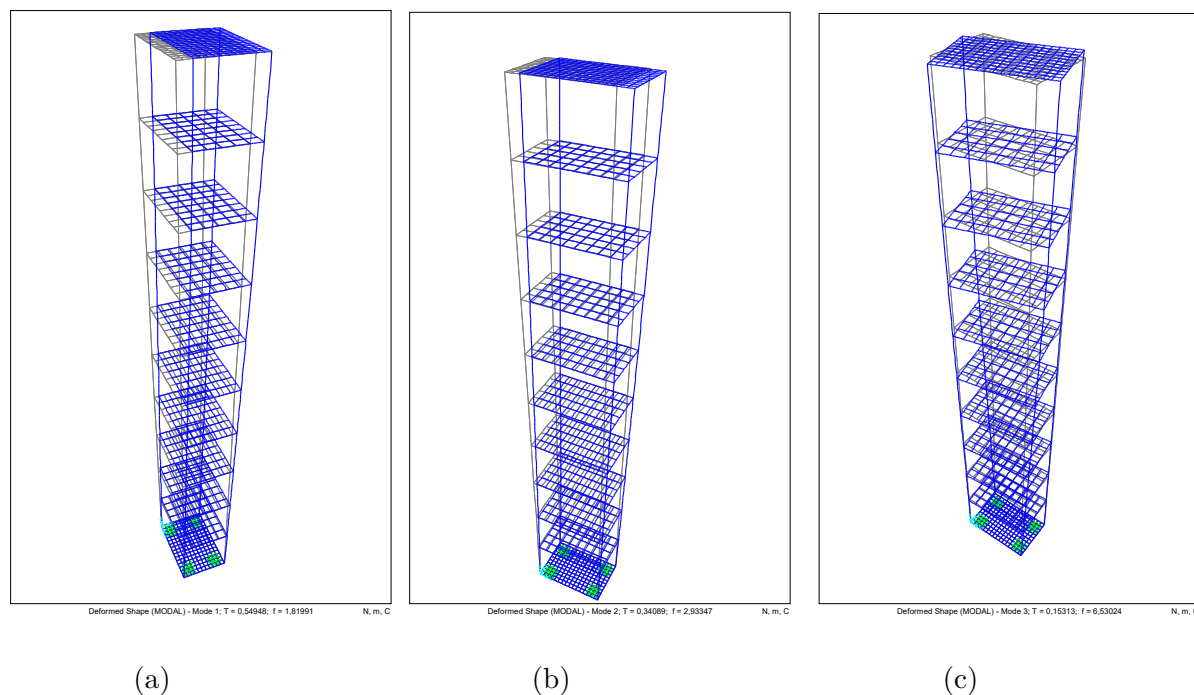


Figura 6.2 – Três primeiras formas modais da estrutura experimental via Sap2000: (a) 1º Modo ($f = 1.81991$ Hz), (b) 2º Modo ($f = 2.93347$ Hz) e (c) 3º Modo ($f = 6.53024$ Hz)

encontrados nos testes via 5.3.

Na Figura 6.3, são apresentadas as trajetórias da estrutura e a curva ajustada pela Eq.(5.1). O valor da razão de amortecimento estrutural médio considerado foi $\xi_{s,exp} = 0.0102$.

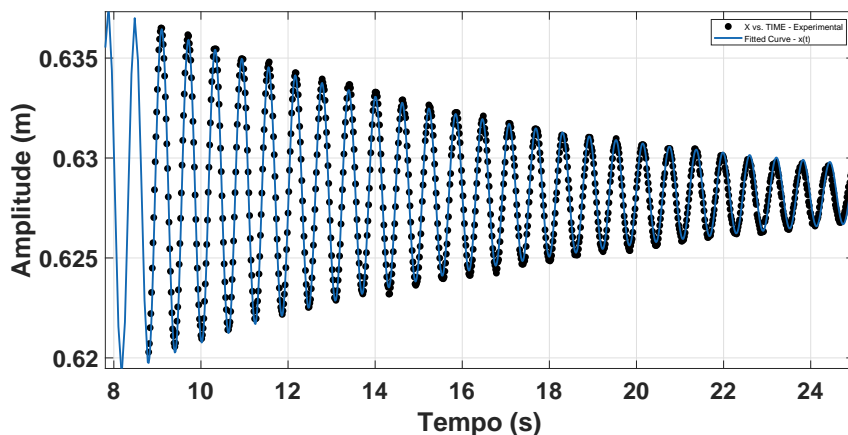


Figura 6.3 – Resposta da estrutura a um deslocamento inicial - Vibração livre obtida via CvMob e ajustada pela Eq.(5.1) e $R = 0,988$.

6.1.1 Identificação do Absorvedor de Coluna Líquida Sintonizado

A identificação do ACLS foi realizada totalmente por recurso de vídeo. Foram executados testes para cada altura H' , compreendidas entre 5 e 110mm. Os valores considerados são as médias dos resultados. Para obter o sinal de deslocamento do fluido dentro da coluna, foca-se o ponto de captura na boia instalada no ACLS. Na Figura 6.4, nota-se o ajuste do sinal experimental pela Eq. (5.1) para o ACLS.

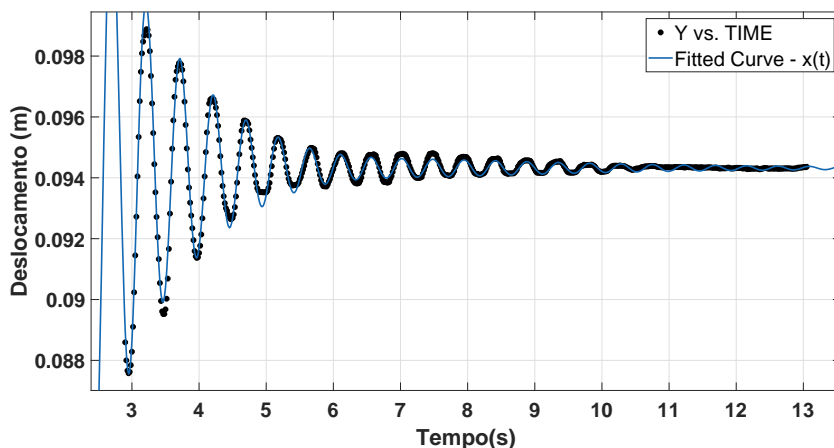


Figura 6.4 – Resposta do deslocamento vertical do ACLS - Vibração livre obtida via CvMob e ajustada pela Eq.(5.1)

Os resultados do experimento são apresentados na Tabela 3. Conforme esperado pela expressão da solução analítica, no Capítulo 3, percebe-se que a frequência do absorvedor diminui de acordo com o aumento de H' .

Os resultados experimentais são comparados aos resultados analíticos levando em consideração o comprimento de fluido teórico e efetivo(Chaiviriyawong et al., 2018), conforme Fig. 6.5. O comprimento de fluido efetivo L_{ef} se assemelha mais dos resultados obtidos experimentalmente.

Tabela 3 – Resultados Experimentais para um ACLS via Vibração Livre.

$H'(mm)$	$H(mm)$	α	m_a (Kg)	ω_{Aexp} (Hz)	ξ_a
5	15	0,72	0,43	2,41	0,033
10	20	0,66	0,48	2,20	0,058
20	30	0,56	0,56	1,93	0,097
30	40	0,49	0,65	1,96	0,091
40	50	0,44	0,74	1,77	0,109
50	60	0,39	0,83	1,73	0,068
60	70	0,36	0,91	1,65	0,116
70	80	0,33	1,00	1,53	0,065
80	90	0,30	1,09	1,50	0,090
90	100	0,28	1,18	1,40	0,076
100	110	0,26	1,26	1,36	0,111
105	120	0,25	1,31	1,33	0,060
110	130	0,24	1,35	1,31	0,051

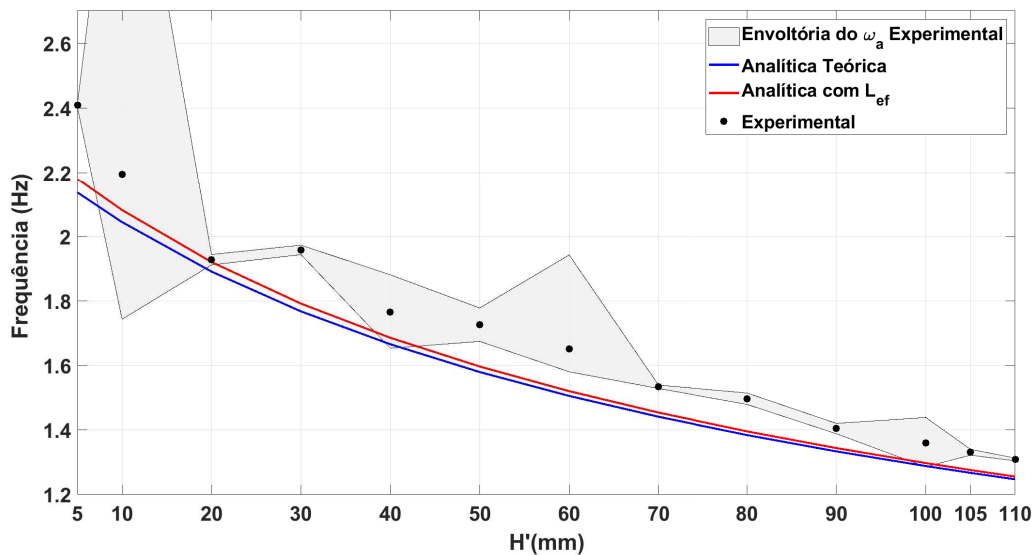


Figura 6.5 – Frequências do ACLS para diferentes alturas de fluido (H'): analíticas teórico (L) e corrigida (L_{ef}) (Chaiviriyawong; Panedpojaman; Limkatanyu, 2011), experimentais ajustadas a curva senoidal amortecida (Eq.5.1) com envoltória de ajustes superior e inferior

Apesar dos pontos experimentais não estarem bem próximos dos analíticos L_{ef} , a curva experimental denota tendência semelhante as formas analíticas. Conclui-se que essa diferença se deve aos fatores do ACLS construído, como uma razão de aspecto pequena e até mesmo a rugosidade do material que foi usado para seccionamento do tanque.

São identificadas, também, a envoltória dos valores experimentais das frequências ajustadas. Esta envoltória é encontrada através do ajuste de curvas, no qual é apresentado uma região de valores que contém 95% de confiança determinada pelo coeficiente de determinação R^2 . Nesta região qualquer valor pode ser considerado como solução para o ajuste, mas trabalha-se com o valor médio deste intervalo.

6.2 Sistema Acoplado

A partir das caracterizações dos sistemas, estrutura principal (E.P.) e absorvedor, de forma independente, é apresentada a forma acoplada. Sabe-se que a estrutura experimental é a representação de um pórtico espacial de 10 andares com n-GDL. Porém, é identificado nos ensaios preliminares que o primeiro modo apresenta resposta predominante em relação aos outros, com isso, é proposto a utilização da técnica de redução modal para 1GDL, para o primeiro modo associado (Soong; Dargush, 1997). Sendo assim, no presente trabalho a estrutura principal desacoplada será referida como 1GDL. Logo, é retomada a representação da Figura (3.4), com as seguintes características da estrutura: $m_s = 176,935Kg$, $k_s = \omega_s^2 m_s = 1,833 \times 10^4 N/m$ e $c_s = 2m_s \xi_s \omega_s = 36,73Ns/m$

Nesta seção são apresentados os resultados numéricos e experimentais para o sistema acoplado: ACLS + estrutura para as abordagens de vibração livre e forçada.

6.2.1 Identificação da Altura Ótima de Fluido (H'_{opt}) para o ACLS

Com o intuito de conhecer a melhor forma de atenuar a resposta da estrutura estudada, foi necessário definir a altura ótima de coluna de água H'_{opt} do absorvedor líquido. Entende-se por altura ótima aquela que, quando ajustada ao ACLS e acoplada a estrutura, será responsável pela maior redução de amplitude. Conforme explicitado anteriormente, a frequência do absorvedor é diretamente ligado à altura de fluido presente. A altura de fluido esperada para atingir a menor amplitude foi obtida a partir de um estudo numérico com a entrada dos dados do sistema experimental.

A partir de várias entradas de H' , foi observado que em um desses valores a estrutura acoplada ao ACLS apresenta uma amplitude menor. Contudo, todos os valores de H' apresentam considerável redução na amplitude. Na Fig. 6.6, são apresentadas soluções da estrutura acoplada com diversos H' e comparados a solução da estrutura desacoplada (1GDL), com visualização de zoom na região dos picos da FRF. A partir dessa análise é possível identificar o valor de H'_{opt} como $H' = 50mm$.

Por se tratar de um sistema de absorvedor dinâmico sintonizado, o melhor resultado de decréscimo na amplitude é esperado quando a frequência do absorvedor e da estrutura se sintonizam, ou seja, γ próximo de 1. Neste caso, para $H' = 50mm$ é encontrada uma frequência analítica de 1.6 Hz, enquanto a da estrutura principal desacoplada é definida como 1.62Hz. Neste estudo numérico também foram obtidas as amplitudes de resposta do sistema desacoplado e acoplado, iguais a 6.44 dB e -101,07 dB. Na Figura 6.7 é apresentada a solução numérica acoplada a H'_{opt} comparada ao sistema de 1GDL com a resposta no domínio da frequência e sua fase.

Ademais na Figura 6.8 é identificada a resposta em frequência do ACLS quando acoplada na estrutura. Nesse caso, pode-se observar o aparecimento da segunda frequência

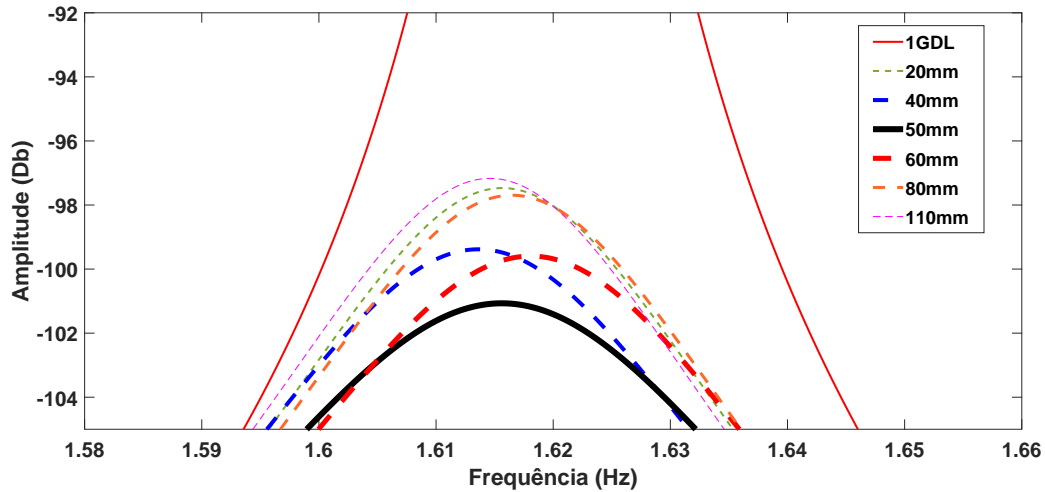


Figura 6.6 – Resposta em frequência numérica da estrutura acoplada ao ACLS com várias alturas de fluido H' , comparando com 1GDL.

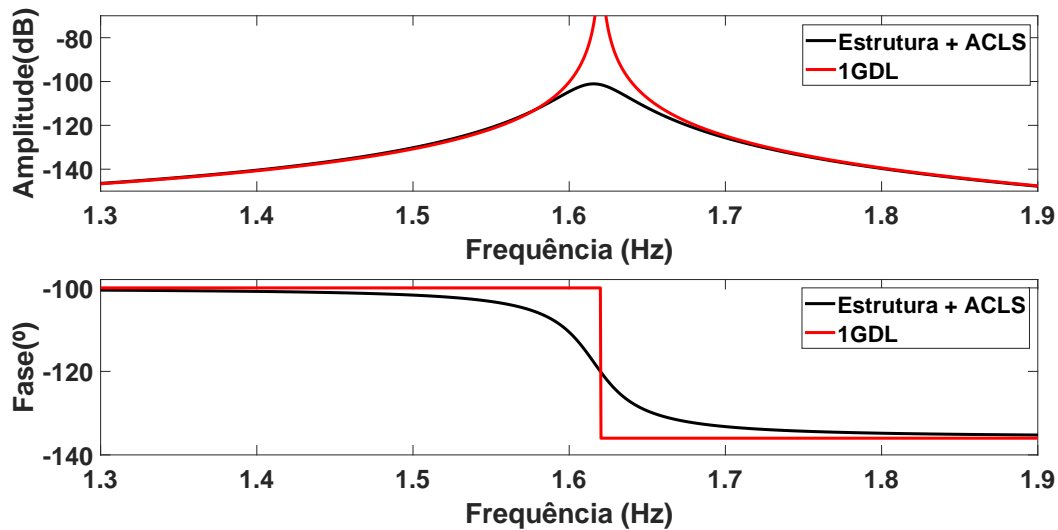


Figura 6.7 – Resposta numérica em frequência da estrutura acoplada ao ACLS com H'_{opt} comparando com 1GDL

pertinente ao sistema acoplado. Este fenômeno não é possível perceber na resposta acoplada da estrutura, pois o sistema apresenta uma razão de massa μ muito pequena, não sendo perceptível quando somente a resposta da estrutura é analisada. Outro fato importante, é que quanto menor o valor de H' maior é a frequência, o que condiz com a formulação teórica apresentada na Eq. (3.7).

A partir dos resultados numéricos observa-se que o $H'_{opt} = 50mm$ e que a estrutura principal quando acoplada ao ACLS apresenta uma boa atenuação em sua resposta, mesmo com diferentes H' . A seguir, nas próximas seções são apresentados os resultados experimentais em vibração livre e forçada, de modo a observar os comportamentos previstos.

Buscar uma resposta ótima faz-se necessário para ter-se um absorvedor dinâmico o mais eficaz possível. Uma análise com mapas de respostas Υ é realizada para o sistema

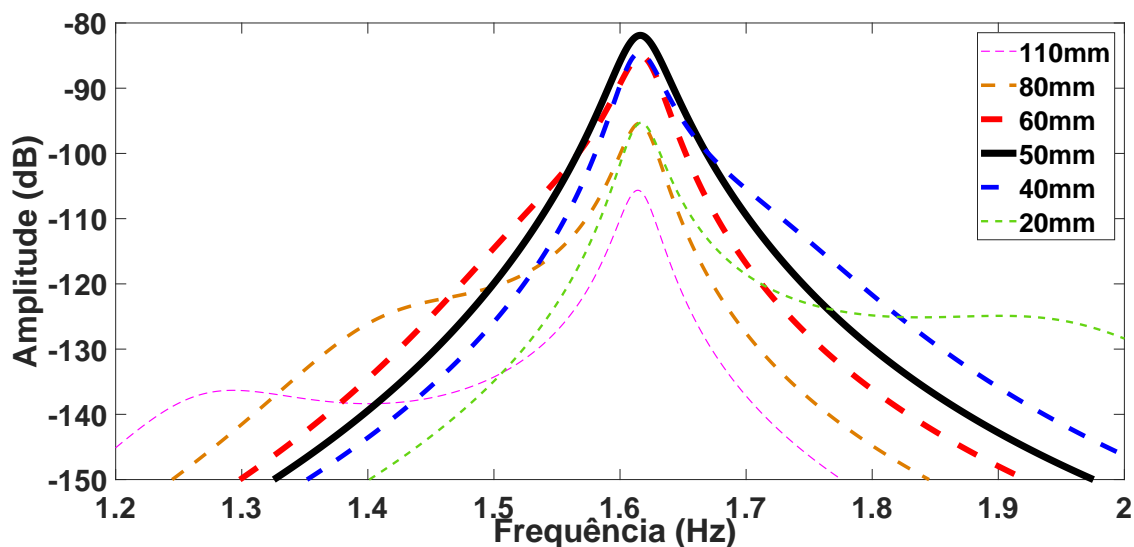


Figura 6.8 – Resposta em frequência numérica do ACLS acoplado a estrutura com várias alturas de fluido H'

estudado com a altura ótima $H'_{opt} = 50mm$ definida de forma numérica.

Nas Figuras 6.9 e 6.10 são exibidos os mapas construídos a partir das informações obtidas na caracterização inicial do sistema. O valor de μ para a consideração de $H'_{opt} = 50mm$ equivale a 0,0046. Este pequeno valor de razão de massas μ indica que a estrutura contém uma proporção maior de massa do que o absorvedor.

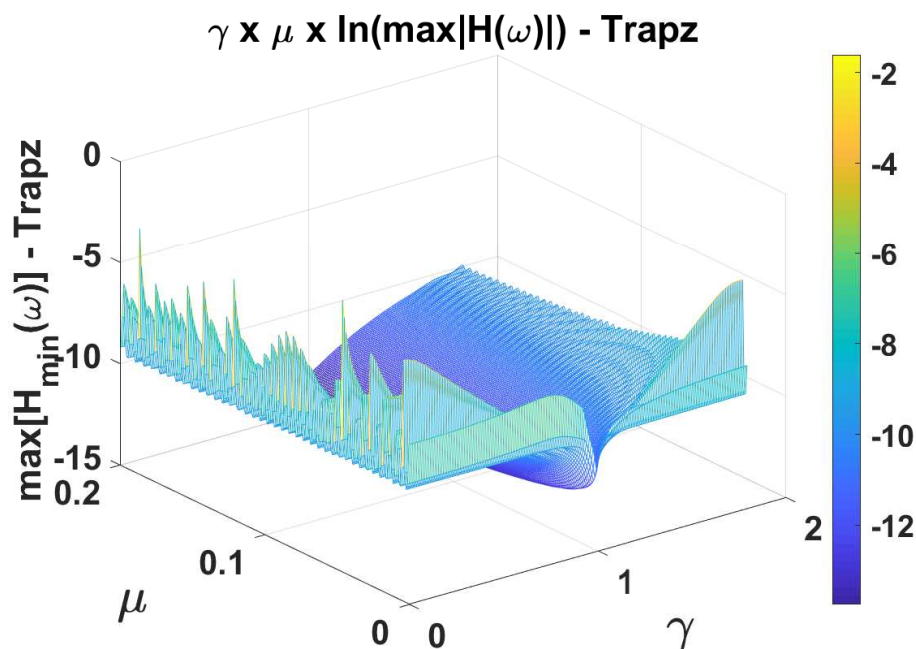


Figura 6.9 – Mapa de respostas com ACLS com H'_{opt} com $\alpha = 0,39$ com respostas em função de γ e μ (Tabela 3).

De forma a coletar uma informação coerente nos mapas de respostas, foram gerados mapas com uma segunda configuração estipulando os valores de μ entre 0,002 e 0,005 apresentados na Fig. 6.11 e Fig. 6.12.

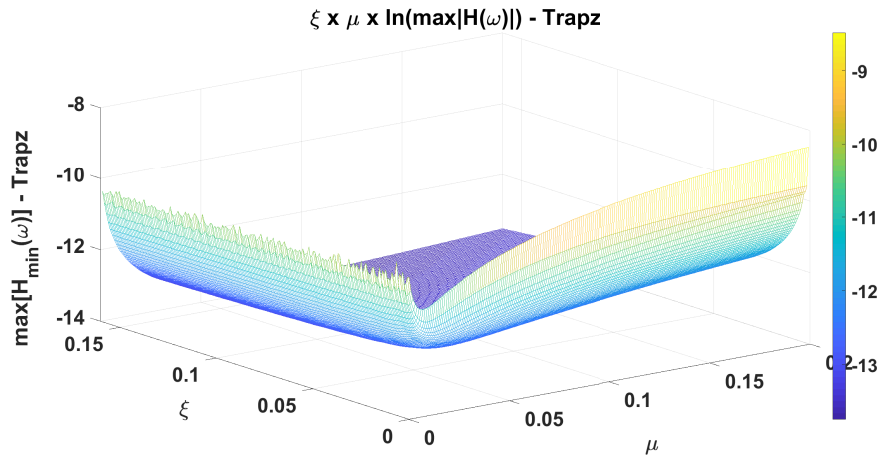


Figura 6.10 – Mapa de respostas com ACLS com H'_{opt} com $\alpha = 0,39$ com respostas em função de ξ e μ (Tabela 3).

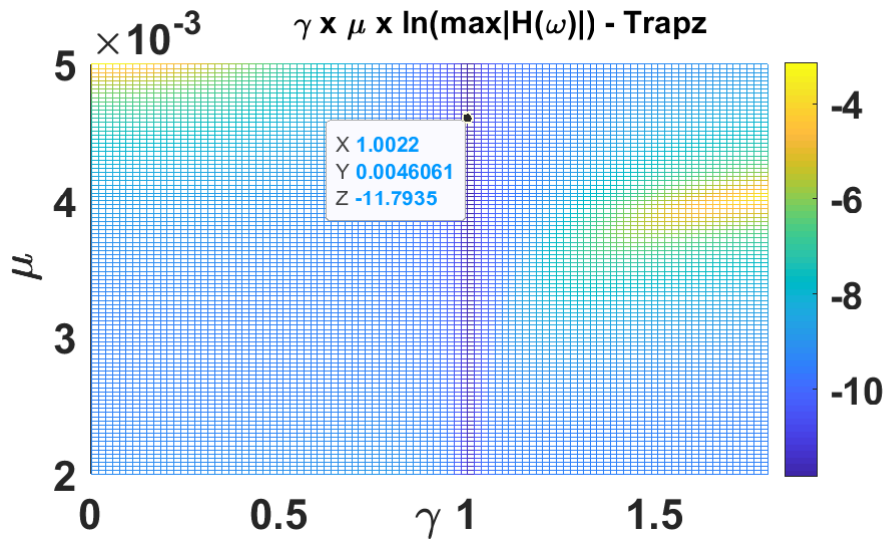


Figura 6.11 – Mapa de respostas da Estrutura Acoplada ao ACLS com H'_{opt} com $\alpha = 0,39$ com respostas em função de γ e μ (Tabela 3) para μ entre 0,002 e 0,005.

A partir dos valores coletados nos mapas, são traçadas funções de respostas em frequências de modo a observar a resposta do sistema com os resultados dos mapas. Sabe-se que H'_{opt} já foi previamente definido em estudo numérico. Logo, no mapa gerado busca-se para esta configuração de comprimento de fluido o valor de μ . Com isso, é encontrado o $\mu = 0,004606$ no mapa conforme Fig. 6.11. A busca se repete para o ξ na Fig. 6.12. Estes resultados coletados são observados juntamente com uma resposta interpolada que considera a varredura para cada μ . Esta interpolação busca assemelhar-se a solução analítica de Yalla; Kareem (2000) conforme previamente demonstrado.

Na Figura 6.13, são mostradas as respostas em frequência da estrutura acoplada ao ACLS com H'_{opt} a partir dos parâmetros coletados nos mapas de respostas para os valores na curva ótima (ponto de menor amplitude no mapa), como também pontos coletados antes e depois do valor ótimo, ou seja com diferentes valores de γ para um mesmo μ . Além disso, os valores são comparados a estrutura sem controle (1GDL).

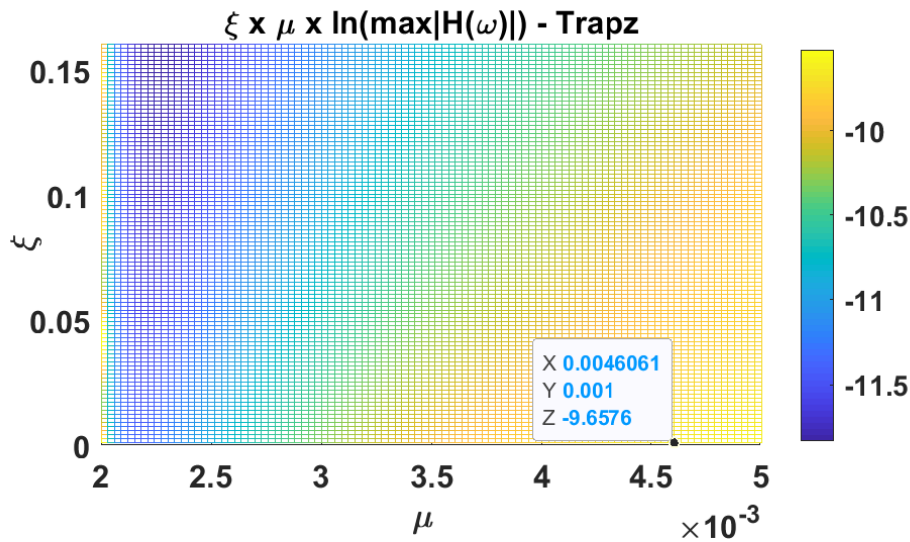


Figura 6.12 – Mapa de respostas da Estrutura Acoplada ao ACLS com H'_{opt} com $\alpha = 0,39$ com respostas em função de ξ e μ (Tabela 3) para μ entre 0,002 e 0,005.

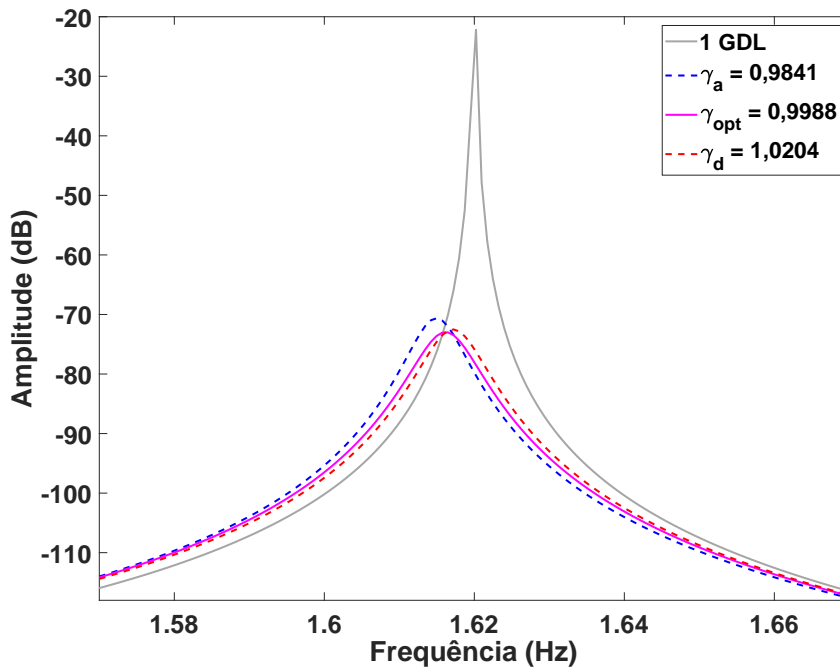


Figura 6.13 – Resposta da Estrutura Acoplada ao H'_{opt} solução via mapa de respostas Υ para o caso 2 $\mu = 0,0046061$ com diferentes valores de γ .

Dessa forma, a partir destas análises é possível perceber que apesar de uma razão de massas muito pequena, o absorvedor continua a ter efeito na atenuação das amplitudes de resposta da estrutura 1GDL. Logo, a eficácia do absorvedor em estudo se dá particularmente pelo sintonização das frequências do ACLS com a estrutura principal 1GDL.

6.2.2 Vibração Livre

Os ensaios em vibração livre foram realizados a partir da aplicação de um deslocamento inicial na estrutura. Na Figura 6.14 são apresentados, por meio de um zoom na região dos picos da FRF, os resultados obtidos no ensaio de vibração livre com a representação do sistema 1GDL e da estrutura acoplada ao ACLS com diversas alturas de coluna de água H' .

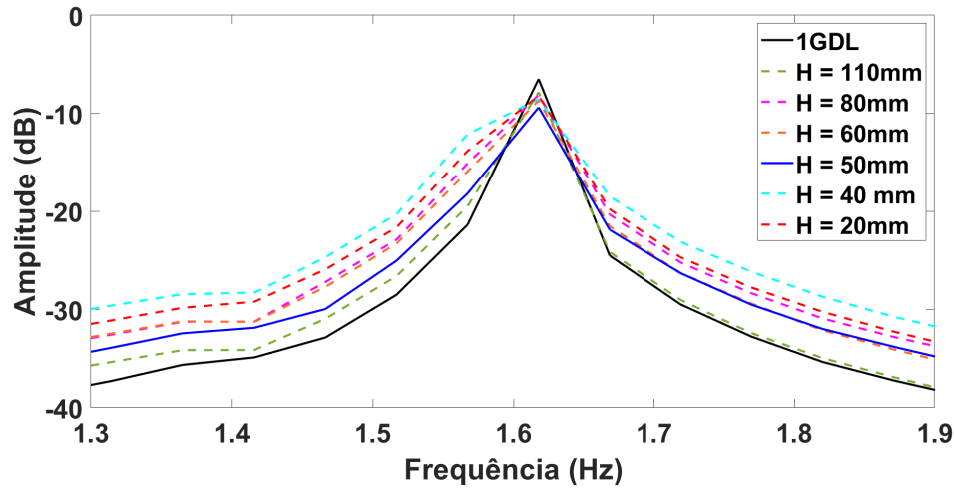


Figura 6.14 – Resposta em frequência experimental de 1GDL e Estrutura acoplada ao ACLS com várias alturas de fluido H' para vibração livre.

Na Figura 6.15 é apresentado o sinal experimental de vibração livre de 1GDL junto com o resultado da estrutura acoplada ao ACLS com $H'_{opt} = 50mm$. Por fim, a Figura 6.16 apresenta o sinal temporal obtido experimentalmente para os casos sem controle e com controle ajustado à $H'_{opt} = 50mm$.

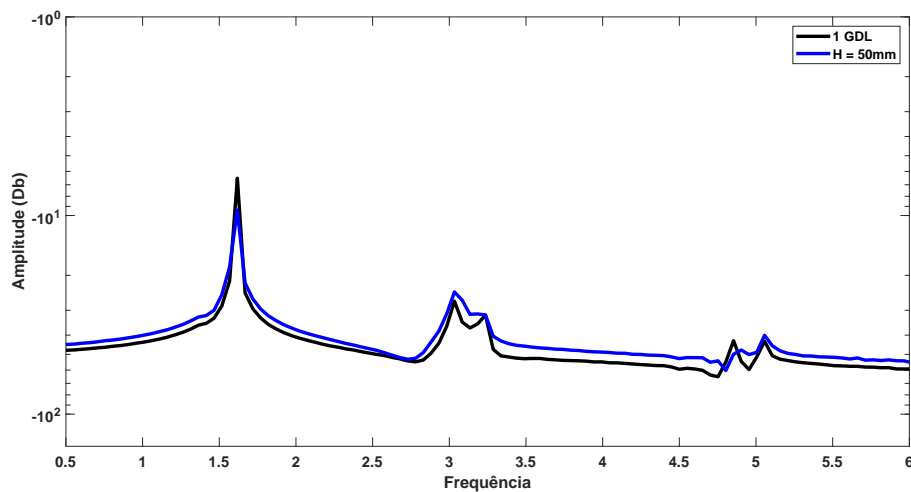


Figura 6.15 – Resposta em frequência experimental de 1GDL e estrutura acoplada ao ACLS com altura de fluido H'_{opt} para vibração livre.

Com o intuito de investigar a razão de amortecimento estrutural ξ_s para o sistema acoplado ao ACLS, foram feitas análises por vídeo com identificação da razão de amor-

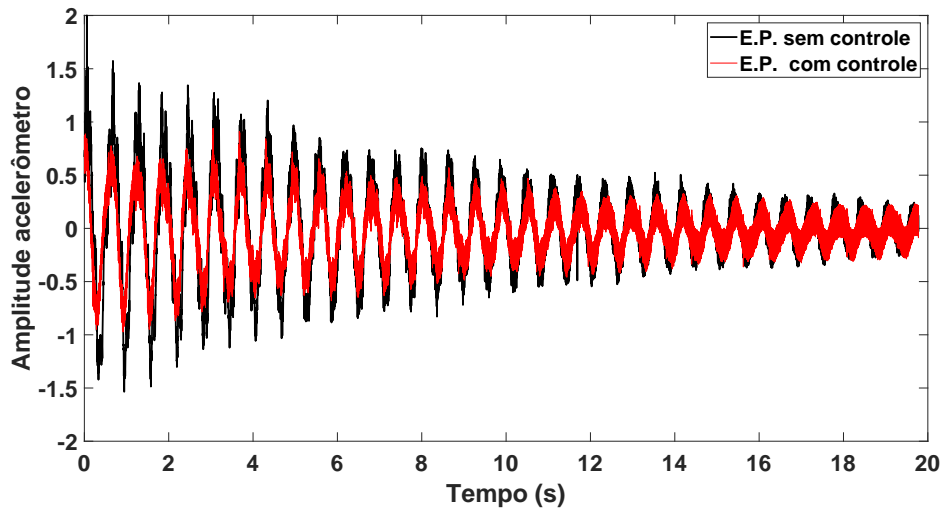


Figura 6.16 – Resposta temporal experimental da estrutura principal 1GDL e estrutura acoplada ao ACLS com altura de fluido H'_{opt} para vibração livre.

tecimento para diversos H' . Como resultado, foram obtidas as razões de amortecimento estruturais experimentais $\xi_{s,exp}$ apresentados na Fig. 6.17, onde percebe-se que o amortecimento estrutural tem uma relação direta com a altura de fluido na coluna do ACLS. Nota-se que o maior valor da razão $\xi_{s,exp}$ é para a H'_{opt} .

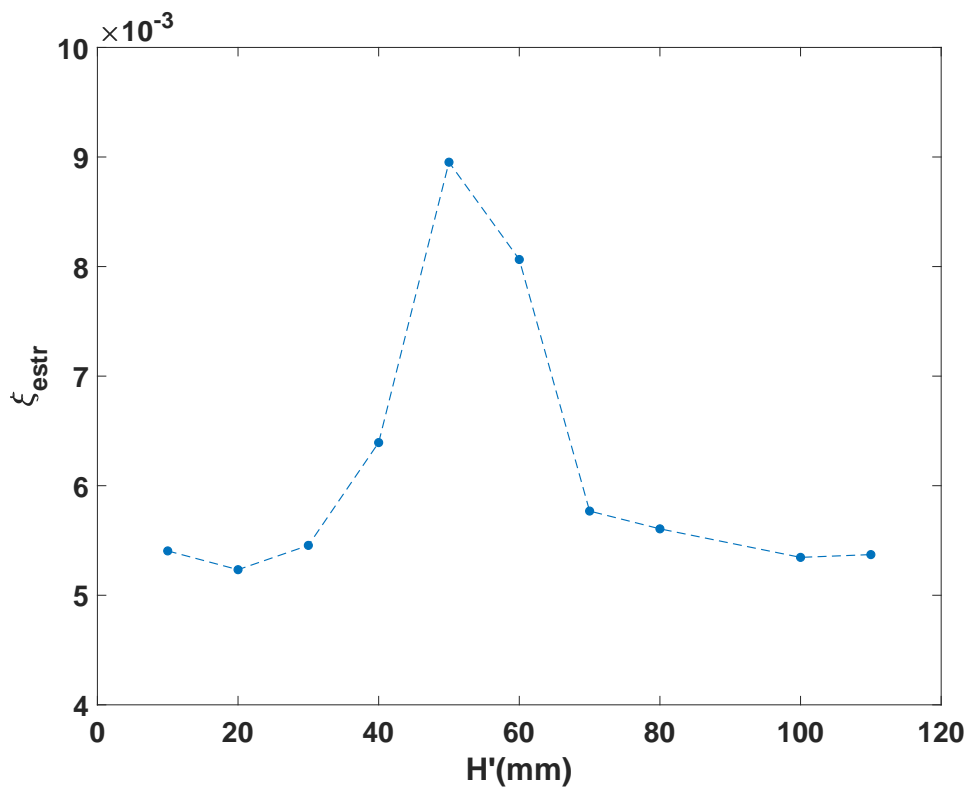


Figura 6.17 – Valores de razões de amortecimento estruturais experimentais $\xi_{s,exp}$ para diversas colunas de água H'

Por fim, os resultados do ensaio de vibração livre do sistema em estudo apresentam-se coerentes quanto a investigação numérica previamente apresentada na Fig. 6.6 e Fig.6.7,

na qual exibe o ACLS com H'_{opt} . Nos resultados experimentais, Fig. 6.14, pode-se observar que a menor amplitude de resposta da estrutura é quando está acoplada com H'_{opt} .

6.2.3 Vibração Forçada

Os ensaios de vibração forçada foram realizados de duas maneiras: a primeira variando a frequência de excitação de entrada de forma crescente e a segunda de forma decrescente. O intuito dessa abordagem é buscar possíveis pontos não-lineares na estrutura. Na Figura 6.18 é apresentada a resposta em frequência da estrutura 1GDL submetida a uma força harmônica. Percebe-se que em ambas as abordagens as amplitudes permaneceram coerentes. Logo, é percebido que a estrutura tem um comportamento linear.

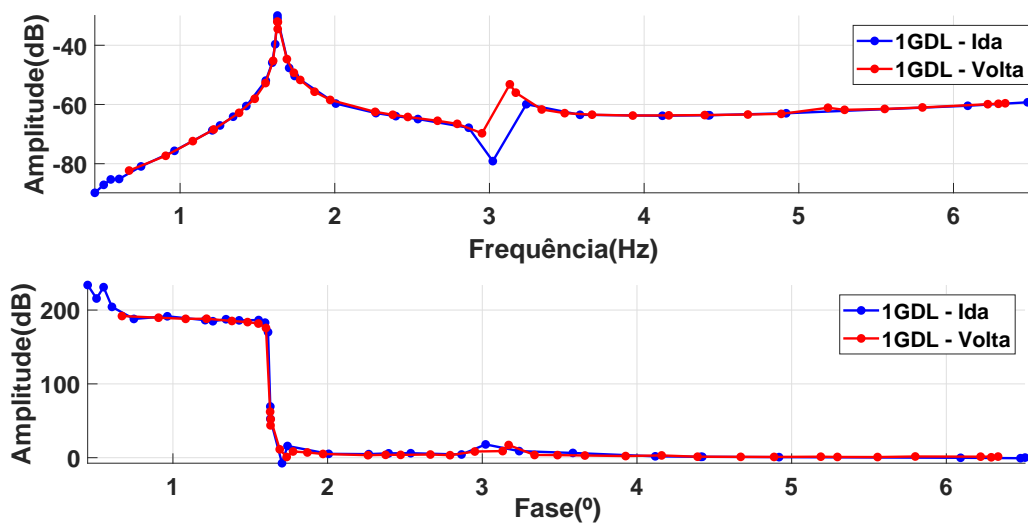


Figura 6.18 – Resposta experimental da estrutura 1GDL para vibração forçada com excitação crescente e decrescente.

Vale ressaltar que o excitador está posicionado no meio da estrutura, dessa forma os deslocamentos apresentados são menores do que posicioná-lo no topo da estrutura. Certamente, características não-lineares são propensas a surgir na estrutura experimental caso ela emita altas amplitudes, por exemplo ao posicionar o excitador no topo.

Para a construção do gráfico mostrado na Fig. 6.18 são coletados os picos de amplitude máxima de acordo com a variação das frequências de excitação aplicada na estrutura principal. Esses pontos são agrupados e então plotados conforme amplitude e frequência de excitação correspondente. É esperado que próximo a frequência de ressonância a estrutura tenha uma amplitude maior, que nesse estudo, ocorre com uma frequência de excitação próximo a 1.62Hz.

Outra forma de reconhecer a frequência de ressonância é pela identificação das curvas de Lissajous. As curvas são definidas como a relação entre os sinais de força coletados pela célula de carga e da resposta pelo acelerômetro. A identificação ocorre

devido a mudança de fase, que altera o sentido da curva. O surgimento de um círculo é notado nas curvas quando próximo das frequências de ressonância do sistema. As curvas Lissajous obtidas neste experimento são mostradas na Fig. 6.22 para a 1GDL e na Fig. 6.23 para estrutura acoplada a H'_{opt} .

Com intuito de obter respostas que validem a informação da altura ótima definida via método numérico e configurada no ensaio de vibração livre, foram realizados ensaios para H'_{opt} , $H' = 40mm$ e $H' = 60mm$. Na Figura 6.19 apresentam-se os resultados experimentais para estes casos. Já a Figura 6.20 detalha a região de amplitude máxima para a primeira frequência exibida na Fig. 6.19. Retoma-se a afirmação feita anteriormente, que mesmo não sintonizando o ACLS à H'_{opt} , os resultados de atenuação da resposta da estrutura são satisfatórios.

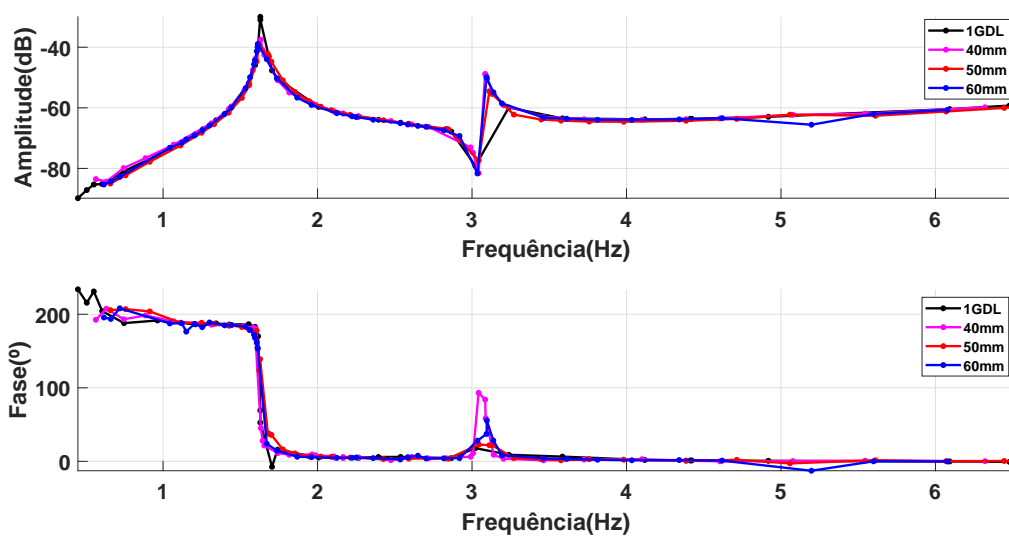


Figura 6.19 – Resposta experimental de 1GDL comparada com valores da estrutura acoplada ao ACLS para $H' = 40mm$, H'_{opt} e $H' = 60mm$.

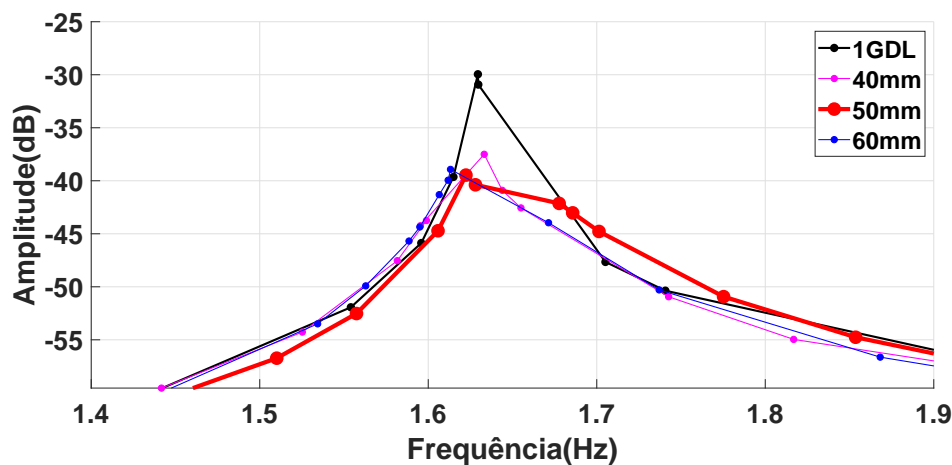


Figura 6.20 – Detalhe com aproximação dos picos das amplitudes de resposta experimental de 1GDL comparada com valores da estrutura acoplada ao ACLS para $H' = 40mm$, H'_{opt} e $H' = 60mm$.

Na Tabela 4 estão listadas as frequências de ressonância identificadas no experimento bem como as suas amplitudes associadas como mostra a Fig. 6.19 e o detalhe dos picos na Fig. 6.20 para as diferentes alturas de fluido no absorvedor. Estas respostas, de amplitude são referentes a estrutura acoplada ao ACLS.

Tabela 4 – Amplitudes de resposta do sistema 1GDL + ACLS via vibração forçada

	1GDL	Acoplada $H' = 40mm$	Acoplada H'_{opt}	Acoplada $H' = 60mm$
Frequência (Hz)	1,6295	1,6332	1,6224	1,6132
Amplitude (dB)	-29,9542	-37,5016	-39,4653	-38,9272

Por fim, são apresentados os dados para 1GDL e a estrutura acoplada com o ACLS com altura coluna de água H'_{opt} . Na Figura 6.21, são apresentadas as curvas de resultado experimental da resposta em frequência da E.P. do sistema acoplado com H'_{opt} .

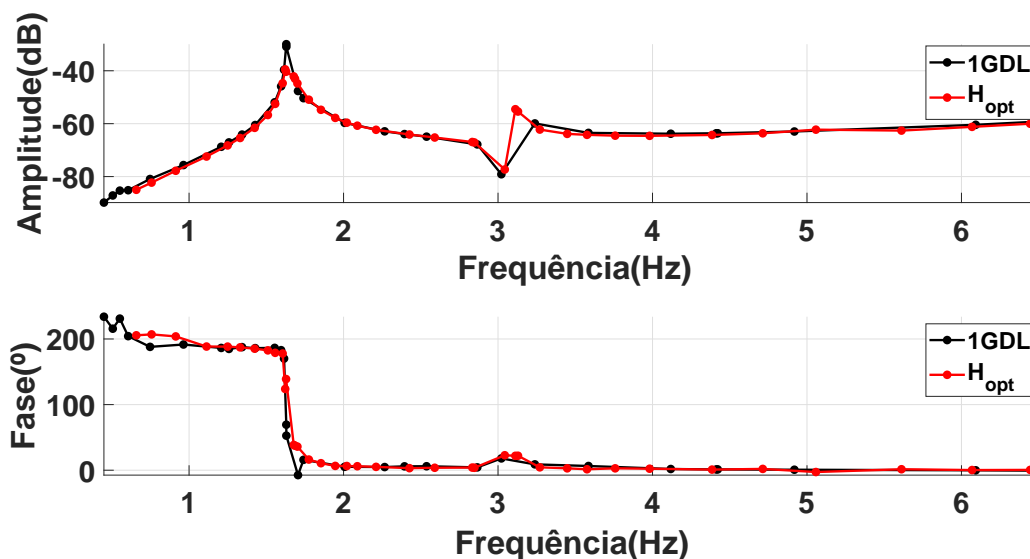


Figura 6.21 – Resposta experimental de 1GDL comparada com valores da estrutura acoplada ao ACLS para H'_{opt} .

Além disso, são apresentados as relações dos sinais de amplitude de força e de deslocamento em forma de curvas Lissajous na Fig. 6.22 e Fig. 6.23 para estrutura acoplada e desacoplada, respectivamente. A performance do absorvedor em reduzir os deslocamentos da estrutura próximo a frequência de ressonância são verificados.

A partir dos dados expostos na Tabela 4 percebe-se que a redução da amplitude de resposta da estrutura desacoplada (1GDL) em relação a acoplada com ACLS com H'_{opt} foi de 9,51 dB, o que corresponde a uma redução de 31,75%.

A eficácia do absorvedor também pode ser visualizada na Fig. 6.24 a partir de uma abordagem de sinal temporal de 1GDL sobreposto ao resultado da estrutura acoplada com H'_{opt} . Em termos de resposta RMS (do inglês: *Root Mean Square*) o sistema apresenta uma redução de 31,6%.

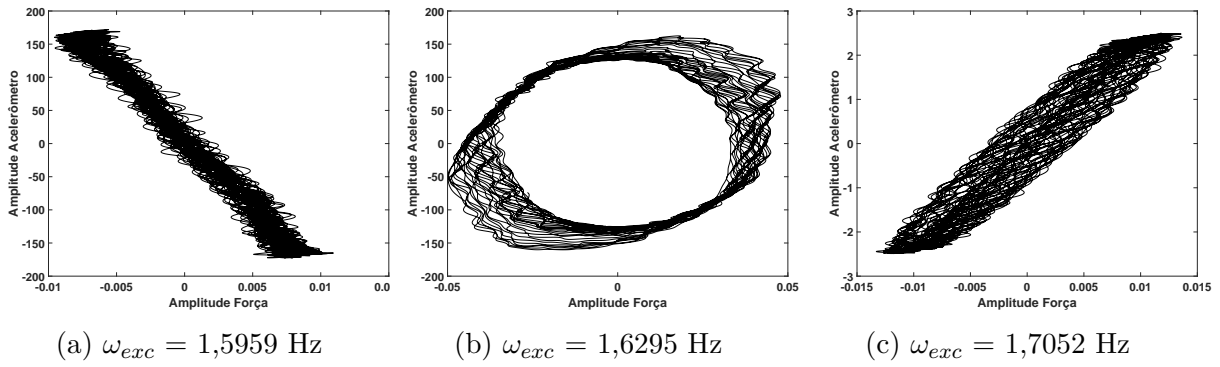


Figura 6.22 – Formas *Lissajous* experimentais para frequências de excitação antes, durante e após a ressonância de 1GDL

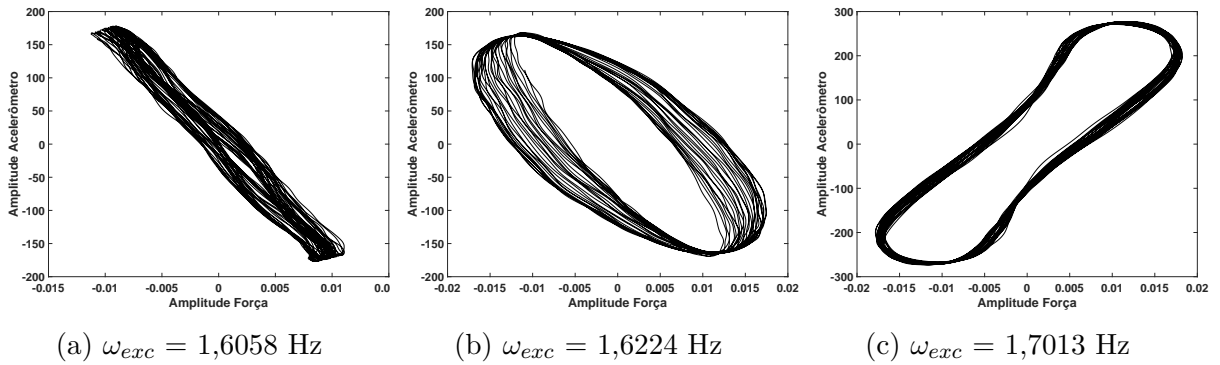


Figura 6.23 – Formas Lissajous experimentais para frequências de excitação antes, durante e após a ressonância da estrutura acoplada a H'_{opt}

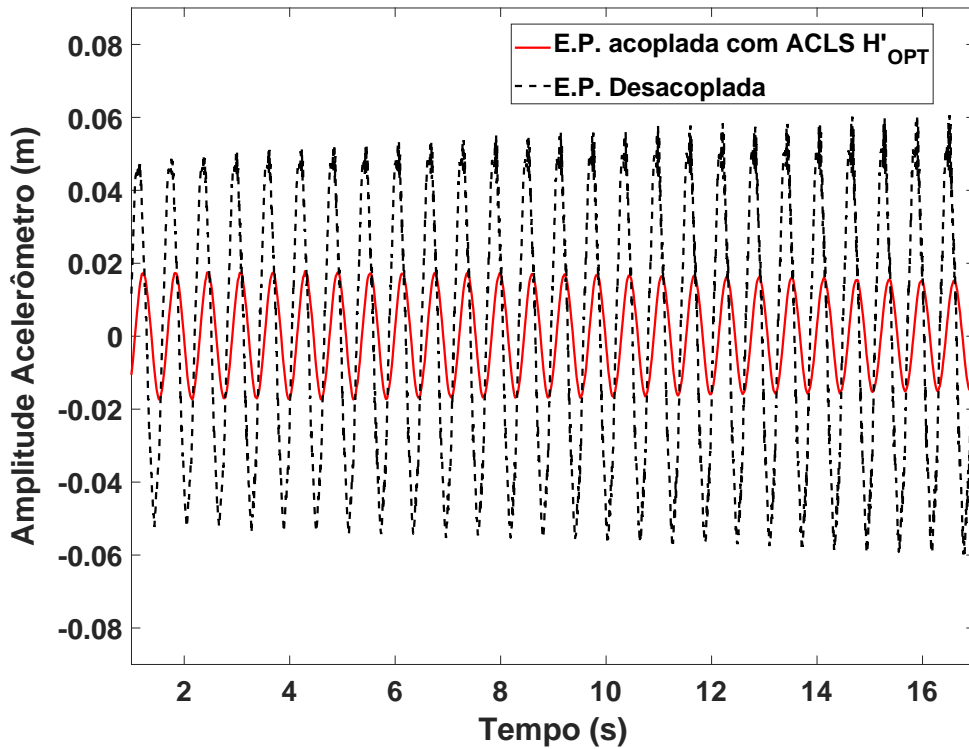


Figura 6.24 – Resposta temporal experimental da estrutura desacoplada (1GDL) comparada com valores da estrutura acoplada ao ACLS para H'_{opt} .

7 Conclusões

Diante da problemática sobre estruturas submetidas a carregamentos intensos que causam vibrações excessivas, foi abordada uma solução possível para minimizar este efeito através do uso de absorvedores dinâmicos de vibrações, mais especificamente, com o uso do ACLS. Este trabalho divide-se em uma otimização paramétrica e outra análise experimental.

Conhecendo o sistema a ser estudado, buscou-se determinar os parâmetros ótimos de um ACLS. Para isso utilizou-se a técnica de mapa de respostas. Este mapa coleta informações pertinentes ao ACLS posteriormente comparadas com a literatura. Os resultados apresentaram boa concordância com solução analítica e resultados na bibliografia. Esta técnica de otimização ordem zero possibilitou o projeto dos parâmetros do absorvedor em virtude da simplicidade do problema acoplado.

A metodologia experimental abordou a forma em que os experimentos foram conduzidos. Os dados foram obtidos a partir de análises em vídeo e dos sinais coletados por *softwares* ligados ao acelerômetro e célula de carga. Identificações dinâmicas da estrutura e do ACLS desacoplados foram feitas inicialmente e observou a coerência com resultados numéricos, como as formas modais da estrutura. Por fim, os resultados experimentais foram expostos, no qual é notado que a estrutura quando acoplada ao absorvedor apresenta uma queda de 9,51 dB (31,75%) na sua resposta estrutural, para o caso de vibração forçada. Além disso, o valor em termos de redução percentual analisando o RMS dos sinais da estrutura com e sem controle para o caso de vibração forçada é de 31,61%.

A estrutura é construída a partir de módulos de aço, e para o trabalho foram necessárias adições de massa extra para atingir a frequência de estudo. Já o absorvedor é adaptado a partir de um reservatório de vidro, onde o enchimento se deu com o uso de poliestireno estendido (isopor). Foram capturados dados abordando vibração livre e forçada tanto do sistema desacoplado (1GDL) como acoplado (1GDL + ACLS).

De início foi determinado qual seria a altura de fluido ótimo na coluna do ACLS necessária a apresentar a menor amplitude de resposta da estrutura. Esta altura foi definida como $H'_{opt} = 50mm$. Testes foram realizados para vários H' e, conclui-se também, que mesmo fora do valor considerado ótimo, percebe-se a atenuação na amplitude de resposta da estrutura controlada. Dessa forma, o ACLS se mostra eficaz no controle de estruturas de baixa frequência.

Entende-se que a contribuição deste trabalho foi a verificação do ACLS de forma experimental e numérica. É sintetizado que para baixas razões de massa μ a sintonização da frequência do absorvedor com a estrutura principal γ é suficiente para obter considerável controle. Percebe-se também nos resultados que o amortecimento da parede do ACLS acrescentou uma grande razão de amortecimento ξ_a ao sistema, sendo responsável pela eficiência do sistema.

Por fim, sugere-se para os próximos trabalhos:

- Estudos experimentais do ACLS com amortecimento não linear para comparação com os resultados linearizados deste trabalho;
- Análise do ACLS com diferentes fluidos;
- Realização de novos ensaios visando simular cargas aleatórias como sismos e ventos;
- Estudos numéricos e experimentais com modificações como ACLS bidirecional (ACLS + ALS), ACLS posicionado na base da estrutura e abordagens de ACLS como controle semi-ativo.;
- Ensaios para diferentes geometrias de ACLS criados a partir de impressões 3D.
- Estudar amortecimento viscoso por meios numéricos e experimentais para verificar as limitantes da linearização estocástica.

Referências

- Adam, C. et al. Earthquake Excited Base-Isolated Structures Protected by Tuned Liquid Column Dampers: Design Approach and Experimental Verification. *Procedia Engineering*, Elsevier B.V., v. 199, p. 1574–1579, 2017. ISSN 18777058. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2017.09.060>>. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 14.
- Alkmim, M. H. *Análise de um Amortecedor de Coluna de Líquido Sintonizado em uma Turbina Eólica sujeita a carregamento aleatório*. 2017. 107 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília. Citado 10 vezes nas páginas x, xi, 2, 14, 19, 23, 28, 33, 42 e 48.
- Alkmim, M. H.; Fabro, A. T.; De Moraes, M. V. G. Optimization of a Tuned Liquid Column Damper Subject to an Arbitrary Stochastic Wind. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Springer Berlin Heidelberg, v. 3, 2018. ISSN 1806-3691. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s40430-018-1471-3>>. Citado 10 vezes nas páginas x, xi, 2, 4, 10, 31, 37, 39, 40 e 41.
- Altunişik, A. C.; Yetişken, A.; Kahya, V. Experimental Study on Control Performance of Tuned Liquid Column Dampers Considering Different Excitation Directions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 102, p. 59–71, 2018. ISSN 10961216. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 14.
- Ashasi-Sorkhabi, A. et al. Experimental investigations of tuned liquid damper-structure interactions in resonance considering multiple parameters. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 388, p. 141–153, 2017. ISSN 10958568. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2016.10.036>>. Citado na página 9.
- Avila, S. M. *Controle Híbrido para Atenuação de Vibrações em Edifícios*. 2002. 261 p. Tese (Doutorado) — Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Disponível em: <www.civ.puc-rio.br/wp-content/view/down{_}pdf.php?pdf=../pdf/389>. Citado na página 1.
- Azevedo, J. R. T. *Apontamentos da Disciplina de Dinâmica e Engenharia Sísmica: Vibrações Aleatórias - Dinâmica Estocástica*. Lisboa: [s.n.], 1996. Citado na página 28.
- Balendra, T.; Wang, C. M.; Cheong, H. F. Effectiveness of tuned liquid column dampers for vibration control of towers. *Engineering Structures*, v. 17, n. 9, p. 668–675, 1995. ISSN 01410296. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 19.
- Bauer, H. F. Oscillations of immiscible liquids in a rectangular container: A new damper for excited structures. *Journal of Sound and Vibration*, v. 93, n. 1, p. 117–133, 1984. ISSN 10958568. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 9.
- Behbahani, H. P. et al. Effects of TLCD with maneuverable flaps on vibration control of a SDOF structure. *Meccanica*, Springer Netherlands, v. 52, n. 6, p. 1247–1256, 2017. ISSN 15729648. Citado na página 13.

Bendat, J. S.; Piersol, A. G. *Random Data*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2010. (Wiley Series in Probability and Statistics). ISBN 9781118032428. Disponível em: <<http://doi.wiley.com/10.1002/9781118032428>>. Citado na página 28.

Bernardes, P. L. *Amortecedor tipo pêndulo invertido para controle de vibrações em edifícios altos*. 2018. 85 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília. Citado 3 vezes nas páginas 36, 42 e 43.

Blevins, R. D. *Formulas for Dynamics, Acoustics and Vibration*. 1. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2016. ISBN 9781119038115. Citado 2 vezes nas páginas x e 18.

Buckley, T. et al. Mitigating the structural vibrations of wind turbines using tuned liquid column damper considering soil-structure interaction. *Renewable Energy*, Elsevier Ltd, v. 120, p. 322–341, 2018. ISSN 18790682. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.12.090>>. Citado na página 15.

Burton, T. et al. *Wind Energy Handbook, Second Edition Chapter 2: The wind resource*. [S.l.: s.n.], 2011. ISSN 9781119992721. ISBN 9780470699751. Citado na página 32.

Cammelli, S.; Li, Y. F.; Mijorski, S. Mitigation of wind-induced accelerations using Tuned Liquid Column Dampers: Experimental and numerical studies. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Elsevier, v. 155, p. 174–181, 2016. ISSN 01676105. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jweia.2016.06.002>>. Citado 3 vezes nas páginas 2, 13 e 14.

Chaiviriyawong, P.; Limkatanyu, S.; Pinkaew, T. Simulations of Characteristics of Tuned Liquid Column Damper Using an Elliptical Flow Path Estimation Method. In: *The 14th World Conference on Earthquake Engineering*. [S.l.: s.n.], 2008. p. 10. Citado na página 18.

Chaiviriyawong, P.; Panedpojaman, P.; Limkatanyu, S. Comparison of Shaking table Experiments of Tuned Liquid Column Damper with an Elliptical Flow Path Estimation Method. p. 0–7, 2011. Citado 2 vezes nas páginas xii e 53.

Chaiviriyawong, P. et al. Simulation of control characteristics of liquid column vibration absorber using a quasi-elliptic flow path estimation method. *Engineering Structures*, Elsevier, v. 177, n. September, p. 785–794, 2018. ISSN 18737323. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2018.09.088>>. Citado 3 vezes nas páginas 16, 19 e 52.

Chaiviriyawong, P. et al. Simulation of characteristics of tuned liquid column damper using a potential-flow method. *Engineering Structures*, v. 29, n. 1, p. 132–144, 2007. ISSN 01410296. Citado na página 18.

Chang, C.; Hsu, C. Control performance of liquid column vibration absorbers. *Engineering Structures*, v. 20, n. 7, p. 580–586, 1998. ISSN 01410296. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S014102969700062X>>. Citado na página 12.

Colheirinhas, G. B. *Ferramenta de otimização via algoritmos genéticos com aplicações em engenharia*. 2015. 84 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília. Disponível em: <http://repositorio.unb.br/bitstream/10482/18579/3/2015{_}EltonCarlosGrossi.>> Citado 3 vezes nas páginas 7, 34 e 36.

Constantinou, M. C.; Soong, T. T.; Dargush, G. F. *Passive Energy Dissipation System for Structural Desing and Retrofit*. [S.l.: s.n.], 1998. 130 p. ISBN 0965668215. Citado 4 vezes nas páginas x, 6, 7 e 28.

- Coudurier, C.; Lepreux, O.; Petit, N. Passive and semi-active control of an offshore floating wind turbine using a tuned liquid column damper. *IFAC-PapersOnLine*, Elsevier B.V., v. 28, n. 16, p. 241–247, 2015. ISSN 24058963. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ifacol.2015.10.287>>. Citado na página 13.
- Coudurier, C.; Lepreux, O.; Petit, N. Modelling of a tuned liquid multi-column damper. Application to floating wind turbine for improved robustness against wave incidence. *Ocean Engineering*, Elsevier Ltd, v. 165, n. August 2017, p. 277–292, 2018. ISSN 00298018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.03.033>>. Citado 3 vezes nas páginas 2, 4 e 15.
- Da Silva, A. A. M. T. *Acoplamento Fluido-Estrutura U-P Não Simétrica de Problemas Vibroacústicos e Hidroelástico por Elementos Finitos 2D Isoparamétricos*. 2018. 126 p. Citado 3 vezes nas páginas x, 19 e 25.
- da Silva, A. A. M. T. *Estudo de problemas vibroacústicos e hidroelásticos com formulação U-P não simétrica*. 2018. 90 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília - Gama. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 24.
- Da Silva, A. d. M. T.; De Moraes, M. V. G. FE sloshing modelling in bidimensional cavity using wave equation. In: *VETOMAC XIV*. [s.n.], 2018. p. 6. Disponível em: <<https://doi.org/10.1051/mateconf/201821107001>>. Citado na página 14.
- De Souza, S. L. T. et al. Dynamics of vibrating systems with tuned liquid column dampers and limited power supply. *Journal of Sound and Vibration*, v. 289, n. 4-5, p. 987–998, 2006. ISSN 10958568. Citado na página 9.
- Den Hartog, J. . P. . *Mechanical Vibrations*. New York: DOVER PUBLICATIONS, 1985. ISBN 0486647854. Citado 3 vezes nas páginas x, 7 e 8.
- Di Matteo, A.; Di Paola, M.; Pirrotta, A. Innovative modeling of tuned liquid column damper controlled structures. *Smart Structures and Systems*, Elsevier B.V., v. 18, n. 1, p. 117–138, 2016. ISSN 17381991. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.cnsns.2014.11.005>>. Citado 3 vezes nas páginas 13, 16 e 17.
- Di Matteo, A. et al. Optimal design of tuned liquid column dampers for seismic response control of base-isolated structures. *Acta Mechanica*, Springer Vienna, v. 229, n. 2, p. 437–454, 2018. ISSN 00015970. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 4.
- Di Matteo, A. et al. Experimental validation of a direct pre-design formula for TLCD. *Engineering Structures*, Elsevier Ltd, v. 75, p. 528–538, 2014. ISSN 01410296. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2014.05.045>>. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 12.
- Di Matteo, A.; Pirrotta, A.; Tumminelli, S. Combining TMD and TLCD: analytical and experimental studies. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 167, p. 101–113, 2017. ISSN 01676105. Citado 3 vezes nas páginas 2, 15 e 16.
- Dziedziech, K. et al. Analysis of tuned liquid column damper nonlinearities. *Engineering Structures*, Elsevier, v. 171, n. January, p. 1027–1033, 2018. ISSN 18737323. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2018.01.015>>. Citado na página 12.
- Elias, S.; Matsagar, V. Research developments in vibration control of structures using passive tuned mass dampers. *Annual Reviews in Control*, Elsevier Ltd, v. 44, p. 129–156, 2017. ISSN 13675788. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.arcontrol.2017.09.015>>. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 8.

- Espinoza, G.; Carrillo, C.; Suazo, A. Analysis of a tuned liquid column damper in non-linear structures subjected to seismic excitations. *Latin American Journal of Solids and Structures*, v. 15, n. 7, 2018. ISSN 1679-7825. Disponível em: <http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1679-78252018000700504&lng=e>. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 14.
- Frahm, H. *Device for damping vibration of bodies*. [S.l.]: United States Patent Office, 1911. 9 p. Citado na página 7.
- Furtmüller, T. et al. Base-isolated structure equipped with tuned liquid column damper: An experimental study. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 116, p. 816–831, 2019. ISSN 10961216. Citado 3 vezes nas páginas 2, 15 e 19.
- Gao, H.; Kwok, K. C. S.; Samali, B. Optimization of tuned liquid column dampers. *Engineering Structures*, v. 19, n. 6, p. 476–486, 1997. ISSN 01410296. Citado 6 vezes nas páginas 4, 10, 11, 16, 19 e 20.
- Gómez, A. L. Z. *Controle de Vibrações em Edifícios Submetidos à Ação de Cargas Dinâmicas Utilizando Amortecedor de Massa Sintonizado na Forma de Pêndulo*. 2007. 86 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília. Citado na página 7.
- Hammond, J. K. *Fundamentals of signal theory*. [S.l.]: John Wiley & Sons Ltd, 2008. v. 270. 542 p. ISSN 00160032. ISBN 9780470511886. Citado na página 28.
- Han, B. K.; Won, Y. J. Stochastic seismic performance of TLCD for the passive control of structures. *KSCCE Journal of Civil Engineering*, v. 2, n. 3, p. 273–280, 2008. ISSN 1226-7988. Citado na página 2.
- Hitchcock, P. A. et al. Characteristics of liquid column vibration absorbers (LCVA) - II. *Engineering Structures*, v. 19, n. 2, p. 135–144, 2007. ISSN 01410296. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 12.
- Hitchcock, P. a. et al. Characteristics of liquid column vibration absorbers (LCVA) I. *Science*, v. 19, n. 2, p. 126–134, 2007. ISSN 01410296. Citado na página 12.
- Hong-Nan Li; Lin-Sheng Huo. Seismic control of eccentric structures using TLCD semi-active neural networks. p. 336–340, 2004. Citado na página 2.
- Housner, G. W. et al. Structural Control: Past , Present , and Future. *J. Eng. Mech.*, v. 123 (9), n. September, p. 897–971, 1997. Citado na página 2.
- Inman, D. J. *Engineering Vibrations*. fourth. [S.l.]: Pearson Prentice Hall, 2011. 720 p. ISSN 16060997. ISBN 020347788X. Citado na página 24.
- Kareem, A. Reduction of wind induced motion utilizing a tuned sloshing damper. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 36, n. PART 2, p. 725–737, 1990. ISSN 01676105. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 9.
- Kuriakose, R.; Lakshmi, P. Effectiveness of Tuned Liquid Dampers on High Rise Buildings in Kerala. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, v. 5, n. 09, p. 24–30, 2016. Citado na página 9.
- Lee, David Ng, M. Application of Tuned Liquid Dampers for the Efficient Structural Design of Slender Tall Buildings. *CTBUH Technical Paper*, n. 4, p. 1–8, 2010. Citado 2 vezes nas páginas x e 9.

- Lee, S. K.; Min, K. W.; Lee, H. R. Parameter identification of new bidirectional tuned liquid column and sloshing dampers. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 330, n. 7, p. 1312–1327, 2011. ISSN 0022460X. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2010.10.016>>. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 12.
- Lin, S. M. Nonlinear vibration control of a tall structure with tuned liquid column damper. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, v. 23, n. 2, p. 146–155, 2016. ISSN 15376532. Citado na página 12.
- Liu, K.; Liu, J. The damped dynamic vibration absorbers: Revisited and new result. *Journal of Sound and Vibration*, v. 284, n. 3-5, p. 1181–1189, 2005. ISSN 0022460X. Citado na página 7.
- Mendes, M. V. *Análise Sísmica de Edifícios com Interação Solo-Estrutura e Atenuadores de Coluna Líquida Pressurizada*. 2018. 150 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 15.
- Mensah, A. F.; Dueñas-Osorio, L. Improved reliability of wind turbine towers with tuned liquid column dampers (TLCs). *Structural Safety*, v. 47, p. 78–86, 2014. ISSN 01674730. Citado na página 12.
- Min, K. W.; Kim, Y. W.; Kim, J. Analytical and experimental investigations on performance of tuned liquid column dampers with various orifices to wind-excited structural vibration. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Elsevier, v. 139, p. 62–69, 2015. ISSN 01676105. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jweia.2015.01.014>>. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 13.
- Muszyńska, A. A survey of vibration control methods. *Studies in Environmental Science*, v. 13, n. C, p. 287–314, 1981. ISSN 01661116. Citado na página 6.
- Newland, D. E. *An Introduction to Random Vibrations, Spectral & Wavelet Analysis—Third Edition (2005, Dover Publications).pdf*. Third. [S.l.]: Dover Publications, 2005. ISBN 0-486-44274-8. Citado na página 28.
- Pabarja, A. et al. Experimental study on the efficiency of tuned liquid dampers for vibration mitigation of a vertically irregular structure. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Elsevier Ltd, v. 114, p. 84–105, 2019. ISSN 10961216. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.05.008>>. Citado na página 9.
- Park, B. J. et al. Vibration control of a structure by a tuned liquid column damper with embossments. *Engineering Structures*, Elsevier, v. 168, n. April, p. 290–299, 2018. ISSN 18737323. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2018.04.074>>. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 15.
- Pippi, A. et al. Dynamic Response to Different Models of Adjacent Coupled Buildings. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, apr 2019. ISSN 2523-3920. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/s42417-019-00102-7>>. Citado na página 50.
- Saaed, T. E. et al. A state-of-the-art review of structural control systems. *Journal of Vibration and Control*, v. 21, n. 5, p. 919–937, apr 2015. ISSN 1077-5463. Disponível em: <<http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1077546313478294>>. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 2.
- Sakai, F.; Takaeda, S.; Tamaki, T. Tuned Liquid Column Damper - New Type Device for Suppression of Building Vibration. In: *International Conference on High Rise Building*. [S.l.: s.n.], 1989. p. 926–31. Citado na página 10.

Samali, B.; Kwok, K.; Tapner, D. Vibration control of structures by tuned liquid column dampers. *IABSE congress report*, p. 7, 1992. Citado na página 10.

Saraiva, A. "*Temporal em Balneário Camboriú faz prédio mais alto do Brasil balançar 'como um navio'*". 2018. Disponível em: <<https://www.gazetadopovo.com.br/haus/arquitetura/predio-balneario-camboriu-millennium-palace-balanca-como-navio-impressionante/>>. Citado na página 1.

Savi, M. A.; de Paula, A. S. *Vibrações mecânicas*. Rio de Janeiro: LTC, 2017. ISBN 9788521634003. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/books/9788521634003>>. Citado 3 vezes nas páginas 22, 25 e 27.

Shum, K. M. Closed form optimal solution of a tuned liquid column damper for suppressing harmonic vibration of structures. *Engineering Structures*, Elsevier Ltd, v. 31, n. 1, p. 84–92, 2009. ISSN 01410296. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2008.07.015>>. Citado 7 vezes nas páginas x, 2, 4, 12, 19, 20 e 21.

Shum, K. M.; Xu, Y. L. Multiple-tuned liquid column dampers for torsional vibration control of structures: experimental investigation. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, v. 31, n. 4, p. 977–991, 2002. ISSN 0098-8847. Disponível em: <<http://doi.wiley.com/10.1002/eqe.133>>. Citado na página 11.

Soliman, I. M.; Tait, M. J.; El Damatty, A. A. Modeling and analysis of a structure semi-active tuned liquid damper system. *Structural Control and Health Monitoring*, v. 24, n. 2, p. 1–22, 2017. ISSN 15452263. Citado na página 13.

Sonmez, E. et al. A study on semi-active Tuned Liquid Column Dampers (sTLCs) for structural response reduction under random excitations. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 362, p. 1–15, 2016. ISSN 10958568. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2015.09.020>>. Citado 2 vezes nas páginas 4 e 13.

Soong, T. T.; Dargush, G. F. *Passive Energy Dissipation Systems in Structural Engineering*. 1. ed. [S.l.]: Jhon Wiley & Sons, 1997. 368 p. ISBN 978-0471968214. Citado na página 54.

Tagliani, S. *Afinal, quais são (e onde ficam) os edifícios mais altos do Brasil?* 2017. Disponível em: <<https://blogdaarquitetura.com/afinal-quais-sao-e-onde-ficam-os-edificios-mais-altos-do-brasil/>>. Citado na página 1.

Tait, M. J.; Isyumov, N.; El Damatty, A. A. Performance of Tuned Liquid Dampers. *Journal of Engineering Mechanics*, v. 134, n. 5, p. 417–427, 2008. ISSN 0733-9399. Citado na página 9.

Veličko, J.; Gaile, L. Overview of tuned liquid dampers and possible ways of oscillation damping properties improvement. *Environment. Technology. Resources. Proceedings of the International Scientific and Practical Conference*, v. 1, p. 233, 2015. ISSN 1691-5402. Disponível em: <<http://journals.ru.lv/index.php/ETR/article/view/230>>. Citado na página 9.

Yalla, S. K.; Kareem, A. Optimum Absorber Parameters for Tuned Liquid Column Dampers. *Journal of Structural Engineering*, v. 126, n. August, p. 906–915, 2000. Citado 11 vezes nas páginas xi, 2, 4, 11, 16, 19, 36, 39, 40, 41 e 57.

Yamamoto, K.; Kawahara, M. Structural oscillation control using tuned liquid damper. *Computers and Structures*, v. 71, n. 4, p. 435–446, 1999. ISSN 00457949. Citado na página 9.

Zhu, F. et al. Real-time hybrid simulation of full-scale tuned liquid column dampers to control multi-order modal responses of structures. *Engineering Structures*, Elsevier Ltd, v. 138, p. 74–90, 2017. ISSN 18737323. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.engstruct.2017.02.004>>. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 4.